Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»

Одеське відділення інституту морської техніки, науки і технології
(Великобританія)

МАТЕРІАЛИ

Науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт"
21.11.2019

Одеса – 2019

Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", 21.11.2019. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. –452 с.

Матеріали публікуються згідно з поданими авторами оригіналами.

© Національний університет «Одеська морська академія», 2019

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ 9
Колегаєв М. О. Реалізація студентоцентрованого підходу в освітньому процесі судномеханічного факультету НУ «ОМА» 9
СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ 12
Гарвалов Р.Я., кер. проф. Половинка Е.М. Вдосконалення пускових якостей суднових дизелів 12
Нечипоренко В. В., кер.проф. Половинка Е.М. Розвиток систем експлуатаційного контролю робочих процесів суднових дизелів 19
Tsytsiurskyi O.R., кер. проф. Polovinka E.M. Improving the environmental performance of marine diesel engines by reducing the content of nitrogen oxides in the exhaust gas 28
Мазур К.Ю, кер. проф. Половинка Е.М. Удосконалення процесів паливоподачі дизелів зміною фізико-хімічних властивостей палива 34
Власенко В.В., кер.проф. Половинка Е.М. Підвищення ефективності роботи суднових енергетичних установок шляхом встановлення замкнутих систем охолодження 43
Бабак О. В., кер. доц.Сагін С.В. Підвищення екологічних та економічних роказників роботи суднових дизелів шляхом використання альтернативних палив 50
Бондаренко В. Л., кер. доц.Сагін С.В. Зниження токсичності випускних газів суднових дизелів 55
Веліксар М. М., кер. доц.Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників роботи суднових дизелів 59
Головін В.Н. , кер. доц. Сагін С.В. Оптимізація процесу наддува в малообертових дизелях 62
Волков К. Г., кер. доц.Ткаченко І.В. Використання в суднових енергетичних установках технології гідродинамічної суперкавітації для розділення і очищення вод, що містять нафту 67
Єрошенко Є. В., кер. доц.Заблоцький Ю.В. Підвищення ефективності роботи суднових дизелів шляхом хімічної обробки палива 71
Заблуда В. П., кер. доц. Заблоцький Ю.В. Зниження механічних втрат в суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення 76
Каракаш О. М., кер. доц. Заблоцький Ю.В. Підвищення ефективності системи наддува суднових малообертових дизелів 81
Сидоренко В. В., кер. доц.Мацкевич Д.В. Підвищення ефективності роботи циліндрових систем мащення суднових дизелів 85
Іванес В. О., кер.доц.Ткаченко І.В. Забезпечення екологічних показників суднових енергетичних установок шляхом динамічного очищення вод, що містять нафту 91
Барятинський Д. О., кер.доц.Ткаченко І.В. Підвищення якості очищення суднових палив шляхом використання електричних полів 95

Березовський В. Й., кер.доц.Сагін С.В. Підвищення якості очистки моторних мастил суднових середньообертових дизелів 98
Качалов А.М., кер.доц.Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників суднових дихелів шляхом використання системи рециркуляції випускних газів..... 104
Трайно Д. П., кер.доц.Кар'янський С.А. Оптимізація роботи енергетичних установок суден днопоглиблювального флоту..... 107
Шепа Д. П., кер.доц.Денislв В.Г. Підвищення надійності експлуатації суднового сепаратора 112
Женілов М. Є., кер.доц.Заблоцький Ю.В. Підвищення ефективності роботи паливної апаратури високого тиску суднових дизелів..... 115
Хасаров А. А., кер.доц.Мацкевич Д.В. Оптимізація експлуатаційних показників роботи циркуляційних систем мащення суднових дизелів..... 121
Котловенко В.П., кер. проф. Веретенник О.М. До питання підвищення екологічних показників суднових енергетичних установок 125
Коджебаш Д. П., Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок..... 127
Пащенко Р.П., Мацкевич Д.В. Підвищення ефективності очищення моторного мастила суднових дизелів 131
Волобуєв Є. А., Мацкевич Д.В. Поновлення експлуатаційних властивостей моторних мастил суднових дизелів 136
Терлецький Д.Д., Мацкевич Д.В. Оптимізація процесів мащення суднових малообертових двигунів..... 141
Гажа Д.В., кер. доц.Аболєшкін Є.С. Поліпшення ефективних показників робочого процесу судових дизелів 145
Андрєєв В.А., кер. проф. Веретенник О.М. Покращення ефективності наддуву суднових дизельних установок..... 149
Григор'єв В.Є, кер. доц. Аболешкін С.Є. Покращення експлуатаційних показників суднової енергетичної установки 152
Беспалов А.К., кер.доц. Аболєшкін С.Є. Підвищення ефективності наддування суднових дизельних установок..... 156
Єришев Н.О., кер.доц. Аболєшкін С.Є. Підвищення ефективності роботи підшипників ковзання суднових середьообертових дизелів..... 159
Жойд Г.С., кер.доц.Аболєшкін С.Є. Підвищення ефективності систем змащення суднових дизелів 162
Щербаков К.А., кер.доц. Аболєшкін С.Є. Підвищення ефективності утилізації тепла суднової енергетичної установки 165
Бажінов В.Р., кер. доц. Черниш І.І. Підвищення ефективності роботи систем паливоподачі середньообертових дизелів..... 168
Костюков А.С., кер.доц.Черниш І.І. Теплонапруженність деталей суднових дизелів 173
Князьков К.О., Черниш І.І. Підвищення ефективності використання теплоти в суднових дизелях..... 179

Пясковський О.В., кер. доц. Заблоцький Ю.В. Покращення економічних показників та екологічних характеристик суднового дизеля..... 184
Галян І.С., кер. доц. Козьминих М.А. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках ... 188
Грамма С.В., кер. доц. Козьминих М.А. Порівняльний аналіз компресорів . 192
Левенцов Р.Е., кер.доц. Козьминих М. А. Аналіз методів моделювання систем кондиціонування суднових приміщень 198
Луценко С.С., кер. доц. Козьміних М. А. Підвищення енергоефективності теплообмінних апаратів суднових холодильних установок..... 207
Шелест А.Н., кер. доц. КозьмІних М. А. Застосування сучасних хладонів в суднових холодильних установках з урахуванням питань екологічної безпеки. 212
Куртій О.Є., Козьміних М.А., Дулдієр О.П. Моніторинг енергоефективності судових комбінованих котлових установок..... 217
Лотвін Д.В, кер., доц. Денісов В.Г. Аналіз можливостей удосконалення систем вторинного скраплення вантажу суден метановозів 221
Шепа Д. М., Денісов В. Г. Підвищення надійності експлуатації суднового сепаратора 225
Ткаченко Р.А. кер. проф. Кіріс О.В. Удосконалення водопостачання морських суден..... 229
Тихенко В. А., кер.проф. Малахов О.В. Підвищення якості роботи суднової системи підготовки палива 232
Попов Д. Ю., Матрьоницький О.А., кер. доц. Ольшамовський В.С. Перспектива використання сучасних холодоагентів у ССККП..... 234
Гузько І. І., Димитрашко Е. О., Шерстяников К. А.,кер.доц. Кардаш В. П. Застосування нанотехнології для підвищення довговічності суднових допоміжних механізмів 238
Захаріков В.О., Чернишов П.П., Сурмило А.О., кер. доц. Кардаш В.П. Підвищення економічних та екологічних характеристик суднового двигуна шляхом зміни складу надувного повітря 242
Матрьоницький О.А., Попов Д. Ю., кер.доц. Ольшамовський В.С. Удосконалення температурно−вологістної обробки повітря в суднових кондиціонерах..... 250
Мазур Д. С., кер.проф.Козицький С. В. Дослідження можливості використання альтернативного палива в СЕУ 253
Шевченко А. І., кер.проф. Козицький С. В. Підвищення ефективності демпфера крутильних коливань шляхом використання дилатантних рідин 257
Соломон О. М., кер.проф. Козицький С. В. Збільшення ресурсу та відновлення пар тертя підшипників кочення шляхом використання наноматеріалів 262
Столярик Т. О., Козицький С. В. Оцінка втрат потужності двигуна на руху елементів кривошипно шатунного механізму 265
Гончар В. О., Козицький С. В. Застосування лазерної діагностики для контролю за розпилом палива форсунками дизельних двигунів..... 269

Улановський М. І., Кардашов Д.Л. Моделювання ефективності процесу відцентрової сепарації суднових палив 273
Колесніков В.І., Кардашов Д.Л. Сучасні проблеми зниження тертя і зношування в циліндропоршневій групі 276
Сущенко Р.К., кер. проф.Афтанюк В.В. Аналіз причин і технічних рішень по оснащенню суден системами очищення газів від SO_X 279
Суслов В. В., рук.доц. Гарагуля Б. А. Аналіз причин зіткнення суден при їх зближенні 281
Кривий М.О., Сагін С.В. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в суднових енергетичних установках 284

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ 288
Рябоконь В. В., кер.проф. Онищенко О. А. Удосконалення методів очищення суднових моторних мастил 288
Тарантінов В. М., кер.проф. Онищенко О. А. Підвищення ефективності експлуатації суднових холодильних установок 290
Коротнян Р. В., Унгаров Д. В., кер.проф. Онищенко О. А. Підвищення ефективності функціонування суднової системи енергопостачання 292
Колпаков О. С., кер.проф. Онищенко О. А. Підвищення ефективності функціонування автостернового морського судна 295
Кучеренко І. М., Василець Д. В., кер.проф. Онищенко О. А. Підвищення ефективності функціонування суднової каютної системи кондиціонування повітря 297
Малюченко Л.Л., кер.проф. Никольский В.В. Підвищення роботоздатності системи управління подачею палива суднового дизеля з електронним управлінням 298
Покуса Г.М., кер.проф. Никольский В.В. Совершенствование системы подачи газа судового двухтопливного дизель-генератора 300
Нікольский В.В., Платонов А.В. Паливна система суднового дизель-генератора з п'єзопривідним клапаном подачі газу 303
Никольский В.В., Лысенко В.Е., Никольский М.В. Конструктивные решения клапана подачи газа с пьезопреобразователями 306
Лесоводський А.С., кер. проф.Логішев І.В. Використання нетрадиційних палив у судновій енергетичній установці 311
Бондик В.В., кер.проф. Логішев І.В. Удосконалення теплової схеми суднового газотурбінного двигуна 311
Шарик О.Ф., кер.проф. Логішев І.В. Підвищення ефективності утилізації нафтовмісних вод в судновій енергетичній установці 312
Завалій Р., кер.проф. Логішев І.В. Зниження шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднового дизеля 313
Руснак Д. Ю., кер.доц. Довіденко Ю.М. Підвищення ефективності використання палива методом ультразвукового очищення 314

Хорунжий Н.Е., кер.доц. Довиденко Ю.М. Підвищення ефективності очищення випускних газів суднових дизелів шляхом застосування скруберів. 320
Рознатовський А. О., кер. доц.Довиденко Ю. М. Підвищення ефективності використання циліндрових олив в малообертовому судновому дизелі 324
Пілюгін Д.Д., кер.доц. Довиденко Ю.М. Підвищення ефективності експлуатаційних показників середньообертового дизеля за рахунок удосконалення систем охолодження. 328
Мацефук В. В., кер.проф.Корбан В. Х. Дистанційний контроль частоти обертання валу суднового дизеля 332
Мацефук А. М., кер.проф.Корбан В. Х. Підвищення контролю можливих витоків палива в трубопроводах при його подачі в судовий дизель 334
Меркур'єв І. В., кер.проф. Корбан В. Х. Підвищення ефективності дистанційного контролю рівня нафти в танкерах..... 338
Москвичьов О. О., кер.проф. Корбан В. Х. Підвищення ефективності дистанційного контролю процесів у камерах згоряння суднового дизеля... 342
Розумний В. А., кер.проф. Корбан В. Х. Радіохвильове вимірювання кількості води у дизельному паливі 346
Розумний В. А., кер.проф. Корбан В. Х. Дистанційний контроль вмісту води в дизельному паливі 349
Костко Д. С., кер.проф. Корбан В. Х. Підвищення ефективності контролю накипоутворення в суднових водоопріснювальних установках 357
Питомець Д.С., кер.проф. Корбан В. Х. Підвищення ефективності контролю якості води в системі охолодження в системі охолодження дизеля 361
Ільінков І. І., кер. доц. Калугін В. М. Підвищення роботоздатності систем подачі палива високого тиску суднових дизелів 366
Коротков М. О., кер. доц. Калугін В. М. Поліпшення ефективності експлуатації газотурбокомпресорів суднових дизелів шляхом моніторінга їх технічного стану 371
Рута В. В., кер.доц. Калугін В. М. Аналіз дії і забезпечення ефективності компонентів пропульсивного комплексу морських суден 376
Рева А.Г., кер.доц. Калугін В. М. Поліпшення ефективності дії компонентів системи повітропостачання суднових дизелів 377
Усов І.О., кер.доц. Калугін В. М. Забезпечення ефективної сумісної роботи суднових дизелів і їх газотурбокомпресорів 377
Хайрулін Ю.Ф., кер.доц. Калугін В. М. Забезпечення ефективної експлуатації суднових дизелів в районах контролю викидів забруднень в атмосферу 378
Мытник-Гонта С.А., кер.доц. Солодовников В.Г. Усовершенствование методов очистки балластных вод на балкерах 379
Вожик Є. С., кер.доц. Солодовников В.Г. Підвищення ефективності очищення компонентів вихідних газів суднового дизеля 384
Тіскін М. Р., кер.доц. Солодовников В.Г. Вдосконалення методів обробки льяльних вод на судні 388

Стратієвський Я.К., кер. доц. Небеснов В.В. Підвищення ефективності роботи системи наддува суднових дизелів на часткових режимах 390
Уласюк М.С., кер. доц. Небеснов В.В. Покращення економічних показників двопаливних двигунів удосконаленням системи паливоподачі 394
Гладільніков М.М., кер. доц. Небеснов В.В. Підвищення надійності та економічності пропульсивного комплексу при експлуатації судна на знижених швидкостях 398
Олійник О.В. кер. доц. Небеснов В.В. Робота дизеля у пропульсивному комплексі на сталих режимах при різному використанні установки 403
Швець Є.І., кер. доц. Небеснов В.В. Покращення процесу згорання палива на режимах малих навантажень..... 406
Наливайко І. В., Солодовников В.Г. Поліпшення експлуатаційних показників суднових дизелів шляхом кавітаційної обробки палива 411
Новицький Є. О., Солодовников В.Г. Удосконалення процесу підготовки суднових важких палив шляхом використання модульних схем побудови паливних систем 416
Костирев І.О., кер. доц. Небеснов В.В. Підвищення ефективності суднової енергетичної установки використанням високоекономічних головних двигунів 420
Мельник Є В., Дица В.В., кер.ст.викл. Мельник О.А. Відновлення і підвищення довговічності деталей суднових технічних засобів із застосуванням електроіскрового легування..... 425
Левицький Д.Є., Танічев А.І., кер.доц. Журавльов Ю. І. Підвищення ефективності ремонту і відновлення деталей СТЗ, що виготовляються з низьковуглецевої сталі 429
Константинов В.О., кер.доц. Журавльов Ю.І. Аналіз загальних закономірностей функціонування суднових пар тертя ковзання..... 433
Ворнік Б.А., Стойков С.І., Богач В.М. Показники процесу подачі мастила в циліндри суднових дизелів 436
Пінчук В.А., Голіков В.А. Особливості управління повітря суднових приміщень за комплексним показником 440
Порох О.І., Голіков В.А. Дослідження перехідних процесів стабілізації результуючої температури шляхом впливу параметрів повітря у системі суднового мікроклімату 442
Маковський О.Ю. , Голіков В.А. Математична модель тепло та вологообміну у картерному просторі дизеля..... 445
Луговий С.П. , Голіков В.А. Дослідження процесів зміни стану вологого повітря у картерному просторі малообертового головного двигуна судна447
Коротнян Р. В., Унгаров Д. В., Онищенко О. А. Підвищення ефективності функціонування суднової системи енергопостачання……449

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ

УДК 629.123.56

Декан СМФ, проф. Колегаєв М. О.
Національний університет «Одеська морська академія»

Реалізація студентоцентрованого підходу в освітньому процесі судномеханічного факультету НУ «ОМА»

На даний час система вищої освіти України перебуває на стадії реформування, яке засновано на впровадженні у систему вищої освіти нових методологічних підходів, що здійснюються на фоні фундаментального перегляду самої концепції вищої освіти. Якщо розглядати потреби сучасного суспільства, то головною метою вищої освіти є формування компетентного, конкурентоспроможного фахівця, які володіють всіма необхідними знаннями та навичками, що стимулюють прагнення до постійного самовдосконалення та сприяють професійному розвитку. Одним зі шляхів досягнення цієї цілі - це запровадження студентоцентрованого підходу у закладах вищої освіти. Концепція студентоцентрованого навчання - одна з головних складових, що являються основою розвитку Європейського простору вищої освіти [1,2].

За визначенням, наведеним у глосарію Національного агентства із забезпечення якості вищої освіти, «студентоцентрований підхід (student-centered approach) розглядає здобувача вищої освіти як суб'єкта з власними унікальними інтересами, потребами і досвідом, спроможного бути самостійним і відповідальним учасником освітнього процесу. Протилежністю цього підходу є парадигма студента як об'єкта навчання, не спроможного на повноцінну агентність, а відтак такого, що потребує виховання і догляду. У цій парадигмі заклад вищої освіти патерналістично вирішує, що і як мають вчити студенти.

Студентоцентрований підхід передбачає взаємоповагу між студентом і викладачем, реальну вибірковість дисциплін, участь студентів у системі внутрішнього забезпечення якості ЗВО та процесах акредитації освітніх програм, наявність процедур реагування на студентські скарги та ін. Посилюється роль викладача як фасилітатора. Він не лише читає лекції, а й організовує інтерактивне спілкування, сприяє особистісному розвитку студентів, формує атмосферу взаєморозуміння і довіри» [3].

На судномеханічному факультеті Національного університету «Одеська морська академія» процес впровадження студентоцентрованого підходу почався з 2015 року. Першим кроком було формування курсантського (студентського) самоврядування на підставі Закону України «Про вищу освіти» (стаття 40) [4], склад якої обирається курсантами всіх курсів факультету з числа найкращих її представників. Керівники органів курсантського (студентського) самоврядування були включені до складу Вчених Рад університету [5,6], таким чином курсанти (студенти) отримали можливість вирішувати питання навчання і побуту, захищати свої права та інтереси, а також брати

участь в управлінні НУ«ОМА». Наступним кроком було залучення курсантів до розробки освітньо-професійних програм (ОПП) підготовки бакалаврів та магістрів, у яких була запроваджена можливість визначення особисто курсантами (студентами) індивідуальної траєкторії навчання через вільний вибір програми практичної підготовки, типу суден та судноплавних компаній для проходження плавальної практики, що сприяє отриманню набуття знань та навичків з урахуванням власного погляду курсанта (студента) на напрямок професійного розвитку у майбутньому. Освітньо-професійні програми підготовки, що були розроблені у 2016 році, засновані на визначенні компетентностей та програмних результатів навчання, необхідних для виконання професійних обов'язків на судні, набуття яких реалізується через вивчення певних дисциплін. Така програма є інструментом, що надає можливість курсантам (студентам) сформувати свою індивідуальну траєкторію освіти з урахуванням структурно логічної схеми спеціалізації. Профіль ОПП оприлюднюється на сайті НУ«ОМА» для надання можливості ознайомлення з нею теперішніх та майбутніх здобувачів вищої освіти. Курсанти (студенти) заздалегідь ознайомлюються з методами та критеріями оцінювання, а також процедурами проведення контрольних заходів, виставлення і оприлюднення оцінок. Звернення курсантів (студентів) щодо якості викладання, навчання, оцінювання, ресурсного забезпечення тощо розглядаються згідно положень, що викладені у відповідних документах системи управління якістю НУ«ОМА». При вдосконаленні ОПП, що здійснюється щорічно за результатами моніторингу, також обов'язково враховують пропозицій та зауваження курсантів (студентів), які вони висловлюють при анкетуванні щодо їх задоволеності якістю освітніх програм, організацією освітнього процесу, кадровим і матеріальним забезпеченням та ін.[2].

Таким чином, процес реалізації студентоцентрованого підходу у НУ«ОМА», зокрема на судномеханічному факультеті, розвивається й постійно вдосконалюється шляхом впровадження нових методичних розробок, проведенням організаційної роботи, метою якої є ознайомлення здобувачів вищої освіти з елементами, процедурами, змінами у навчальному процесі, проведенням роботи з курсантами та викладачами з питань налагодження комунікації та взаєморозуміння, залучення викладачами курсантів (студентів) до науково-дослідної роботи та інше.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Paris Communiqué. Paris, 2018. URL: http://www.ehea2018.paris/Data/ElFinder/s2/Communique/EHEAParis2018-Communique-final.pdf.

2. Standards and Guidelines for Quality Assurance in the European Higher Education Area (ESG). Kyiv: CS Ltd., 2015. 32 p. URL: http://www.britishcouncil. org.ua /sites/default/files/standards-and-guidelines_for_qa_in_the_ehea_2015.pdf.

3. Глосарій. Затверджено рішенням Національного агентства із забезпечення якості вищої освіти протокол № 9 від 29 серпня 2019р.

4. Про вищу освіту: Закон України / Відомості Верховної Ради, 2014, № 37-38, ст. 2004.

5. Положення про Вчену раду Національного університету «Одеська морська академія» № 2-04-1, затверджене рішенням вченої ради НУ «ОМА» 26. 11. 2015р. (протокол №4).

6. Положення про вчені ради факультетів Національного університету «Одеська морська академія» № 2-04-64, затверджене рішенням вченої ради НУ «ОМА» 24.12.2015р. (протокол №5).

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ

УДК 621.431.7:662.76

Гарвалов Р.Я., кер. проф. Половинка Е.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Вдосконалення пускових якостей суднових дизелів

Основним типом суднової енергетичної установки в даний час є дизельна установка. Проте специфіка роботи транспортних двигунів пред'являє до них ряд нових вимог експлуатаційного характеру. Виконати ці вимоги не завжди легко, оскільки фізичні процеси, що відбуваються в циліндрах і обслуговуючих системах дизеля в період його роботи на перемінних режимах (пуск, реверс, гальмування повітрям, розгін на паливі та ін.), недостатньо вивчені. Для двигунів, що працюють на гребний гвинт, головними чинниками, від яких залежать режими експлуатації, є тип і призначення судна, схема передачі потужності до гребного гвинта, а також тип гвинта.

Для суден всіх типів загальним є режим роботи двигунів при маневруванні в порту, швартуваннях, пересуванні в каналах, узкостях і шхерах. Особливість цих режимів - велике число пусків і реверсів, необхідних для виконання маневрів по пересуванню судна.

Оцінка теплової напруженості двигуна при пуску є важливої складової забезпечення безаварійної роботи, оптимізація параметрів паливоподачі підвищує надійність і ефективність експлуатації .

У даному докладі представлені результати дослідження теплової напруженості і термодинамічних параметрів робочого тіла при пуску. Значна частина роботи присвячена паливоподачі дизелів на змінних режимах роботи.

Пусковий режим роботи дизеля характеризується різкими змінами теплових і динамічних навантажень від максимальних змінних по знаку значень до мінімальних в межах одного обороту валу. Амплітуда коливань температури повітря в циліндрі при пуску залежить від багатьох чинників, зокрема від тиску пускового повітря, частоти обертання валу, конструктивних особливостей схеми газообміну, і змінюється в значних межах від позитивних до негативних значень.

Пускові якості дизеля визначаються конструктивною особливістю камери згоряння, умовами паливоподачі і температурними, якістю палива та ін. Так, дизель з нерозділеною камерою згоряння пускається легше із-за меншої відносної поверхні охолоджування камери згоряння у відмінність, наприклад, від передкамерних дизелів. Сприяють пуску висока якість розпилювання палива, його добре перемішування з повітрям, прогрів дизеля перед пуском та ін.

Для дослідження робочих процесів дизелів широке поширення отримали електричні методи вимірювань неелектричних величин. Апаратура, що застосовується, складається з трьох основних елементів: датчиків (перетворювачів механічного параметра в електричну величину), в основному

п’єзокварцевих, тензометричних, індуктивних і фотоелектричних, підсилювача і реєструючого приладу осцилографа. У комплект вимірювальної апаратури звичайно входять допоміжні прилади: блоки живлення, стабілізатори напружень, з'єднувальні кабелі, тарувальні пристрої, а також в найбільш сучасну апаратуру програмні блоки і пристрої виводу і відображення інформації.

Далі розглянуто результати експериментального дослідження впливу величини циклової подачі палива і моменту його вприскування, зниження втрат на тертя і в охолоджуючу середу, кута випередження подачі палива, а також підігріву повітря на впуску на пускові якості дизеля.

Експериментальна частина роботи виконувалася на чотиритактному судновому дослідному дизелі 4Ч8,5/11. Дизель мав ступінь стиснення рівний $e_г$=17 і кут закриття впускного клапана 42° ПКВ після НМТ, номінальну потужність 19,18 кВт . Поперечний розріз досвідченого дизеля 4Ч8,5/11 на малюнку 1. Дизель був обладнаний системою для осцилографування і дистанційного керування, а також комплектом датчиків, вимірювальною апаратурою і обладнанням необхідним для проведення досліджень і необхідних вимірів.

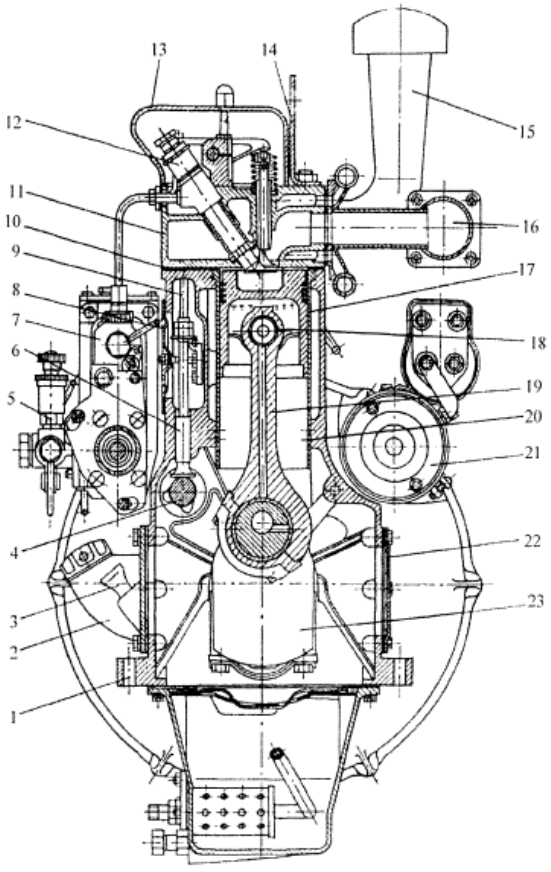


Рис. 1 - Поперечний розріз дизеля: 1 - блок циліндрів; 2 - маслозаливна горловина; 3 - щуп покажчик; 4 - розподільник; 5 - топливопідкачуючий насос; 6 - штовхач;7 - паливний насос; 8 - кришка відсіку штовхачів; 9 - штанга;10 - прокладка; 11 - головка циліндрів; 12 - форсунка; 13, 22 - кришка;14 - рим; 15 - впускний трубопровід; 16 - випускний трубопровід;17 - втулка циліндра; 18 - поршень; 19 - шатун; 20 - ущільнювальні кольца; 21 - стартер; 23 - колінчастий вал.

Для дослідження пускових режимів дизеля в роботі були використані датчики і прилади, основані на застосуванні електричних методів вимірювання на електричних величин.

Так, для визначення тиску в камері згоряння застосовувався тензометричний датчик тиску показаний на рисунку 2. Датчик встановлювався в технологічну головку циліндра замість форсунки.

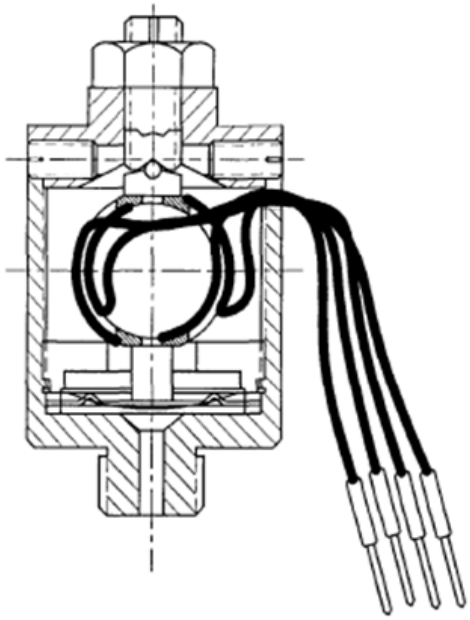


Рисунок 2 - Поздовжній розріз датчика тиску.

Для вимірювання температури в камері згоряння застосовувався датчик температури, показаний на рисунку 3. Як чутливий елемент була використана вольфрамова дріт діаметром 5,0-7,0 мкм довжиною 12 мм.

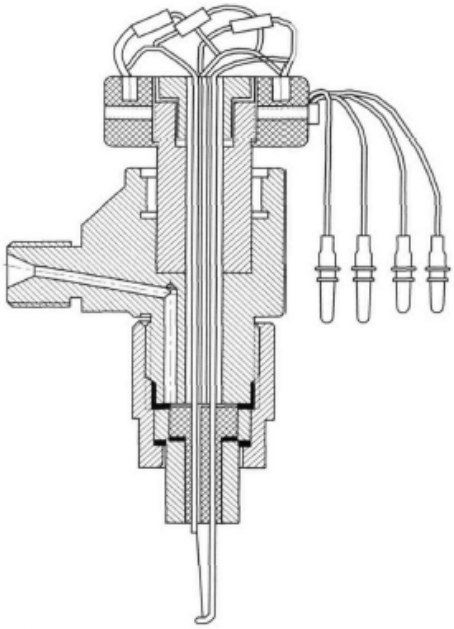


Рисунок 3 - Поздовжній розріз датчика температури.

Для запису на папір осцилографа початку і кінця уприскування палива застосовувався тензометричний датчик підйому голки форсунки, представлений на рисунку 4.

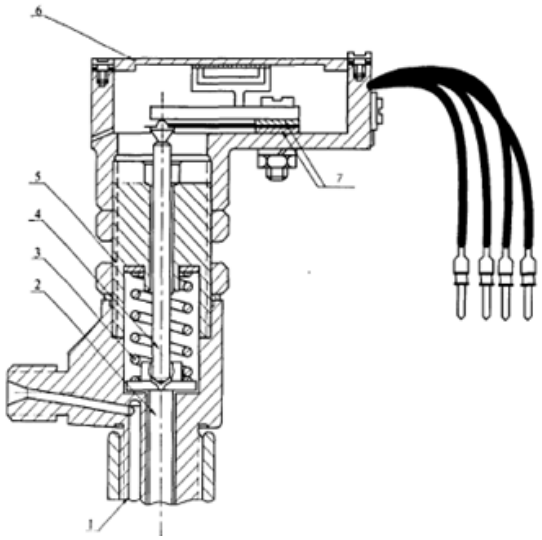


Рисунок 4 - Датчик підйому голки форсунки:
1 - корпус форсунки; 2 - штанга; 3 - пружина; 4 - шток; 5 - штуцер; 6 - кришка; 7 - датчик.

Дослідження теплового напруження двигуна при пуску здійснено на двигуні ЯМЗ-238НБ.

Пуски двигуна з холодного і прогрітого станів з виходом на режим 1100 об/хв холостого ходу (здійснювалися при температурі повітря 20°С і тиску навколишнього середовища 760 мм. рт. ст. Попереднє прогрівання двигуна проводилося на номінальному режимі (Ре= 6,1 кгс/см^2, n = 1700 об/хв*)* до сталого теплового стану, а пуск здійснювався через 3 мін після зупинки при температурі вогневої поверхні головки циліндрів 98 - 102° С.

Аналіз отриманих осцилограм показує, що найбільш різка зміна параметрів робочого процесу спостерігається до моменту досягнення колінчастим валом максимальної частоти обертання, при якій відбувається практично повне вимкнення подачі палива в циліндри двигуна (рис. 5).

Перехідний процес пуску при прогрітому двигуні завершується порівняно швидко. Всі параметри робочого процесу стабілізуються через 2,7 - 3,0 с (до 26 - 30 циклів) з моменту виникнення першого спалаху в циліндрі, що досліджується. У разі “холодного” пуску різка зміна параметрів спостерігається протягом 4,5 - 5,0 с (40-45 циклів) з подальшою їх монотонною зміною в процесі прогрівання двигуна.

Для двигуна, що має автоматичну муфту випередження вприскування палива, кут початку подачі палива в циліндр $\varphi_{оп}$ в процесі пуску міняється. Після виходу двигуна на режим х. х. подача палива в циліндри починається при $\varphi_{оп}$ = 13° п.к.в. до В.М.Т. При дослідженні перехідних процесів пуску завдавались також значеннями $\varphi_{оп}$= 6 і 18˚ п.к.в. Зміненя $\varphi_{оп}$ перед пуском двигуна позначається на величині періоду затримки запалення τ_i і, отже, на величині максимального тиску згоряння Pz і жорсткості робочого процесу $(dP/d\varphi)_{max}$. При збільшеному $\varphi_{оп}$ параметри процесу стиснення не досягають максимума, що веде до збільшення τ_i. При цьому значення Pz і $(dP/d\varphi)_{max}$ зростають внаслідок накопичення до моменту запалення великої частки палива.

Зменшення $\varphi_{оп}$ спричиняє зворотне явище. При цьому індикаторна діаграма може мати два максимуми тиску: один утвориться внаслідок стиснення пові-

тряного заряду, а інший внаслідок пізнього запалення палива. Тепловий стан двигуна також позначається на величині τ_i при пусках. Так, при однаковій частоті обертання к. в. і практично однаковому значенні $\varphi_{оп}$ величина τ_i в першому циклі "гарячого" і "холодного" пусків рівна відповідно 3,8 і 6,7 мс. А для четвертого циклу цих пусків отримані значення 2,1 і 2,7 мс.

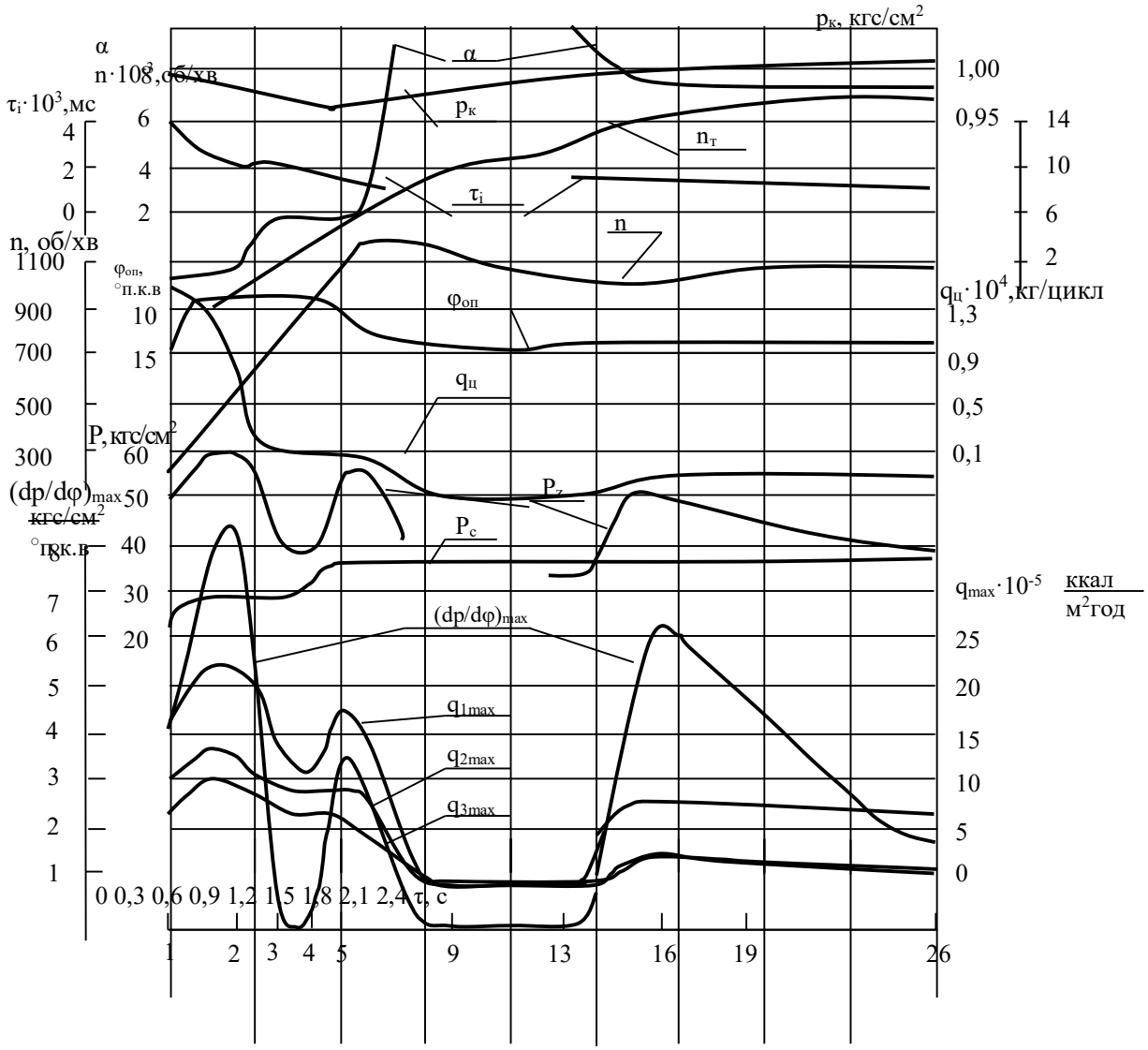


Рисунок 5 - Зміна параметрів робочого процесу при пуску прогрітого дизеля ЯМЗ-238НБ

На рис. 6 показана зміна по куту п.к.в. поверхневої щільності теплових потоків q в точках 1, 2 і 3 головки циліндрів, віддалених від осі циліндра на 30, 45 і 57 мм. Значення q розраховані по експериментально отриманим в цих точках коливанням температури. Максимальні значення поверхневої щільності теплових потоків в точках 1, 2 і 3 відрізняються не тільки по величині, але мають також різні фазові зсуви по відношенню до в. м. т., що викликано характером протікання робочого процесу при пуску в КЗ типу ЯМЗ. Значення q в точках 2 і 3 при п. к. в. приблизно на 40° після в. м. т. стають вище, ніж в точці 1. Прі роботі двигуна на номінальному режимі це явище відсутнє. Отримані результати свідчать про локальний розподіл теплових потоків по теплосприймаючим поверхням.

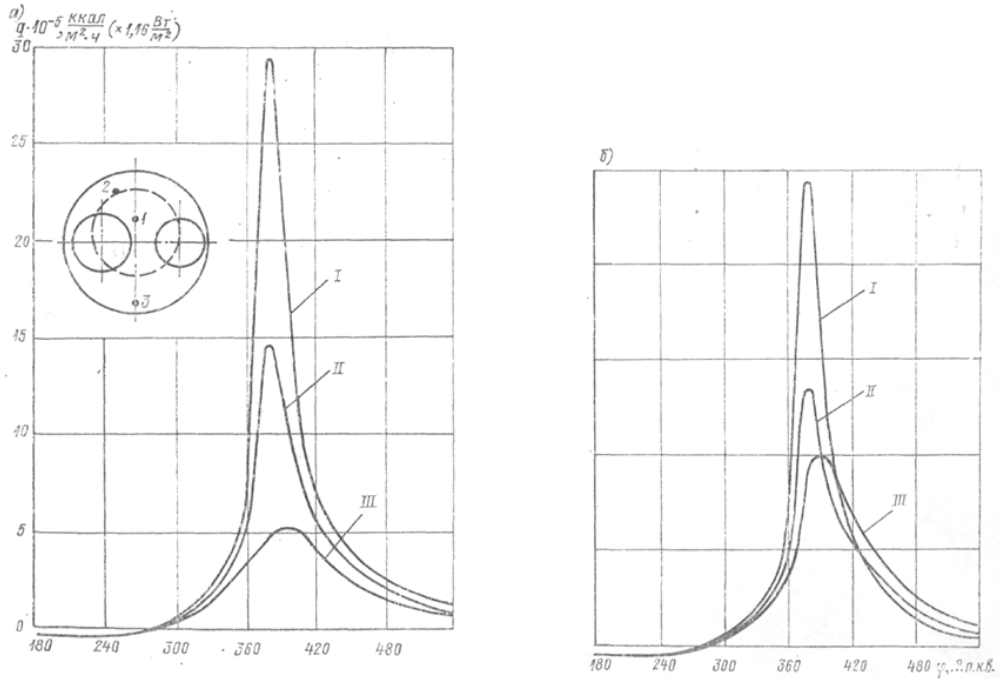


Рисунок 6 - Зміна поверхневої щільності теплового потоку по куту п.к.в. в точках 1,2,3 на поверхні головки циліндрів.
а - номінальний режим роботи; б - другий цикл гарячого пуску:
1,2,3 - точки поверхні головки циліндрів 1,2,3;
I, II, III - зміни значень q по куту п.к.в. відповідно в точках 1,2,3.

Пуски двигуна при різних початкових значеннях $\varphi_{оп}$ дозволили також виявити вплив цього параметра на величину і характер теплових потоків в головку циліндрів. Зміна q в точці 1 в окремих циклах гарячого пуску при збільшеному і зменшеному значеннях $\varphi_{оп}$ показано на рис. 4. Пуски двигуна із звичайним $\varphi_{оп}$, встановленим заводом-виготівником, і зменшеним $\varphi_{оп}$ проводилися з одного початкового положення к. в. Прі цьому частота обертання к. в. в першому циклі склала відповідно 400 і 389 об/хв, а у другому циклі 666 і 635 об/хв.

Пуск прогрітого двигуна із збільшеним $\varphi_{оп}$ здійснювався при зміненому початковому положенні к. в., частота обертання якого в перших двох циклах дорівнювала 208 і 513 об/хв. Очевидно, що найбільших значень q досягає при пуску двигуна із збільшеним $\varphi_{оп}$. Значення максимальної поверхневої щільності теплового потоку q_{max} в циклах 2 - 5 порівнянно з q_{max} номінального режиму (рис. 3), а в циклі 6 - навіть перевершує останнє. Зміна параметрів робочого процесу при пусках внаслідок зміни $\varphi_{оп}$ істотно позначається на теплообміні між робочим тілом і вогневою поверхнею головки циліндрів (рис. 7).

При рішенні задач про тепловий і напружено-деформований стани деталей КЗ в умовах перехідних процесів необхідно мати дані про локальний розподіл середньої за цикл поверхневої щільності теплового потоку $q_{ср}$ у часі. Характер змінення $q_{ср}$ в точках 1, 2 і 3 поверхні головки циліндрів, який показан на рис. 8. Дільниця кривих, паралельна осі абсцис, відповідає періоду перехідного процесу, коли згоряння в циліндрі відсутнє, і величина $q_{ср}$ зумовлена лише “чистим” стисненням.

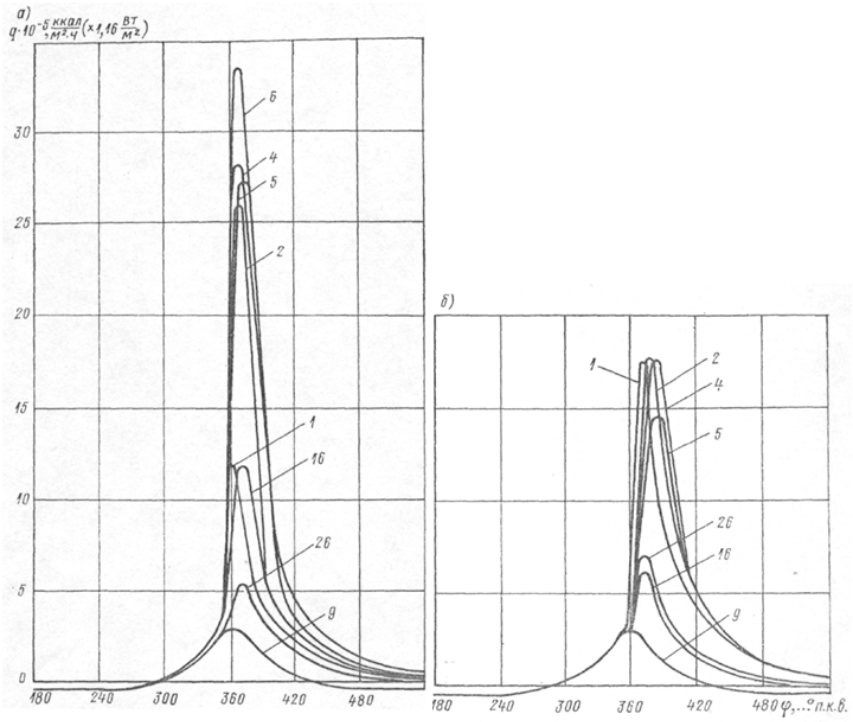


Рисунок 7 - Зміна поверхневої щільності теплового потоку (точка 1) по куту п.к.в. при збільшеному (а) і зменшеному (б) кутах випередження подачі палива і циліндр прогрітого двигуна в процесі пуску. Цифри на кривих відповідають номерам циклів

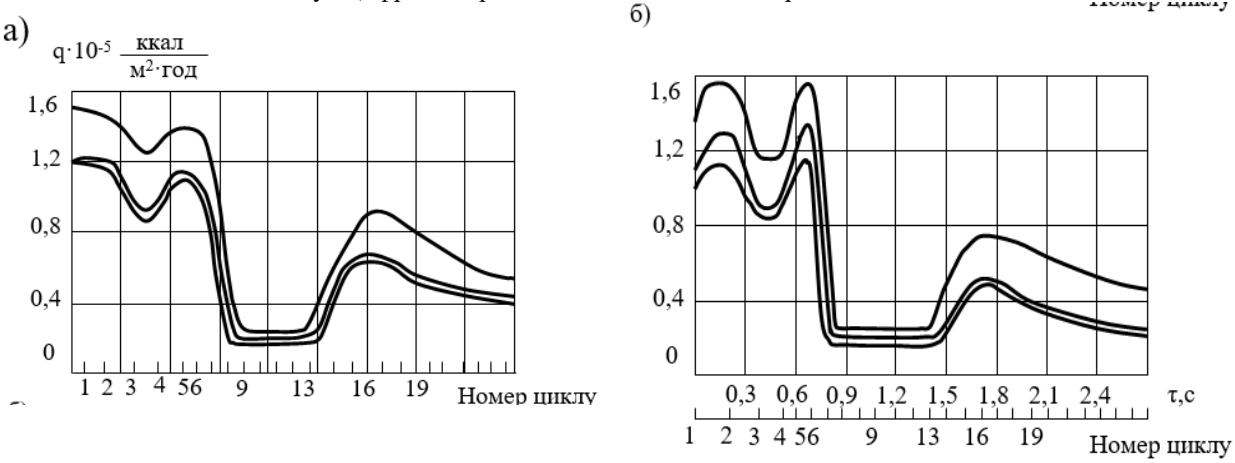


Рисунок 8 - Зміна середньої за цикл поверхневої щільності теплового потока в точках 1,2,3 в часі перехідного процесу: а і б - відповідно холодний і гарячий пуски

Одночасна реєстрація параметрів робочого процесу і температурних коливань в трьох точках поверхні головки циліндрів дозволила виявити певний зв'язок між параметрами робочого процесу і поверхневою щільністю теплових потоків. Аналіз показує, що величина $q_{ср}$ може з достатньою для практики точністю визначатися сукупним значенням таких параметрів, як максимальний тиск згоряння, частота обертання к. в., період затримки самозаймання палива і період наростання тиску згоряння.

Внаслідок дослідження вперше експериментально-розрахунковим шляхом отримані достовірні дані про величину і характер розподілу максимальних і середніх за цикл значень поверхневої щільності теплових потоків по радіусу головки циліндрів високообертового двигуна в період перехідного процесу пуску. Останнє дозволяє обґрунтовано підходити до завдання граничних

умов при розрахунковому аналізі теплового і напружено-деформованого станів головок циліндрів двигунів аналогічної конструкції.

Висновки

У результаті дослідження процесу сгоряння і теплообміну при пуску дизеля експериментально-розрахунковим шляхом отримані дані про величину і характер розподілу максимальний і середніх за цикл значень поверхневої щільності теплових потоків по радіусі голівки циліндрів високообертового дизеля в період перехідного процесу пуску. При пусках холодного дизеля неминуче виникає значна теплова напруженість.

На підставі проведених досліджень по процесах паливоподачі, динаміки і тепловиділення в перших циклах пуску дизеля, можна зробити висновок про те, що у зв'язку з малим а і поганим сумішоутворенням процес згоряння в перших циклах характеризується порівняно інтенсивним тепловиділенням в першій фазі видимого згоряння і млявим, розтягнутим - в другій. Коефіцієнт виділення теплоти в цих циклах невеликий, але в подальших швидко зростає. Характер процесу згоряння визначають величини $(dp/d\varphi)_{max}$ і p_z. По мірі прогріву стінок циліндра і стабілізації паливоподачі відбувається стабілізація періоду затримки запалення і частоти обертання колінвалу.

Аналіз теплонапруженості дизеля при пусках і зупинках показав високі значення температурних градієнтів і динаміки тепловиділення. Тому для зменшення теплової напруги рекомендується завчасно, до повної зупинки знижувати розвинутої потужності. Могутні малооборотні двигуни рекомендується переводити на режими середнього, а потім малого ходу, принаймні, за 30 - 60 хв до початку маневрів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. Учебник для высш. учеб. заведений. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1990. – 368 с.
2. Стечкин Б.С., Генкин К.И. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – 199 с.

УДК 621.431.7:662.76

Нечипоренко В. В., кер.проф. Половинка Е.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Розвиток систем експлуатаційного контролю робочих процесів суднових дизелів

Забезпечення високих експлуатаційних параметрів суднових дизельних енергетичних установок залежить від якості робочих процесів, які безпосе-

редньо забезпечуються підтримкою специфікаційних показників процесу впорскування палива.

Безпосередньо рішення проблеми експлуатаційного контролю процесу впорскування палива, у свою чергу, пов'язане з певними труднощами конструктивного і методологічного характеру. Складнощі конструктивного плану полягають у відсутності штатних точок доступу в паливну систему високого тиску і до робочих елементів форсунки. До других відносяться, зокрема, високі тиски палива в системі високого тиску і великі частоти нестаціонарних процесів під час впорскування палива. Існуючі методи моніторингу роботи паливної апаратури є досить складними і не знаходять широкого застосування в експлуатації суднових дизелів.

Загальна характеристика інформаційних параметрів об'єктів діагностування.

Особлива увага контролю та діагностуванню приділяється у системах з високим рівнем надійності. Інтенсивні дослідження у цьому напрямку мають як прикладні розробки, так і теоретичні пошуки [1].

Загальні принципи побудови та функціонування систем діагностики на прикладі гідросистем високої надійності [2] засновані на базових положеннях теорії інформації, яка у цьому випадку є загальною теорією зв'язку статистичних систем. Такими статистичними системами є система стану об'єкту діагностування (ОД), яка створює множину E станів, та пов'язана з нею система ознак K. При цьому під діагностичною ознакою (параметром) розуміється ознака, що використовується для визначення технічного стану ОД та його окремих елементів.

Множина станів E ОД поділяється на дві підмножини:

Підмножина справного стану E' та підмножина несправних станів E''.

Перебіг з одного стану до іншого стану відбувається в процесі експлуатації ОД.

Одним з головних понять в теорії інформації є «ентропія системи», яка характеризує ступінь її невизначеності. Автори [5] визначають ентропію $H(E)$ системи E, яка має n можливих станів з ймовірностями їх виникнення $P(E_1), P(E_2), \ldots, P(E_n)$, як,

$$H(E) = -\sum_{i=1}^{n} P(E_i) \log_2 P(E_i).$$

У технічній діагностиці отриману інформацію про технічний стан системи визначають як різницю ентропії системи до та після отримання інформації. Якщо початкова ентропія системи дорівнюється $H(E)$, а після отримання інформації вона дорівнює $H^*(E)$, тоді подана інформація J дорівнює

$$J = H(E) - H^*(E).$$

У якості базових властивостей сукупності діагностичних ознак K розглядають діагностичну цінність (вагу) та чутливість.

Чутливість діагностичної ознаки визначається ступенем змін її значення внаслідок змін структурних параметрів системи.

Чим більше чутливість ознаки v_j, тим на більш ранніх стадіях розвитку несправності ОД вона може бути виявлена. Вихідні параметри ОД, чутливість яких до змінення структурних параметрів мала, недоцільно обирати у якості діагностичних ознак.

Діагностична цінність ознаки визначається інформацією, яка долучається ознакою у систему станів ОД.

У процесі експлуатації, як правило, здійснюється оперативний та періодичний контроль технічного стану ОД, причому достовірність системи контролю, яка застосовується, може істотно вплинути на експлуатаційну надійність ОД.

Враховуючи наявну похибку вимірів на момент контролю t_k при оцінюванні працездатності системи, можливі чотири види несумісних подій $h_1(t_k) \ldots h_4(t_k)$:

$h_1(t_k)$ – працездатна система з ймовірністю $P_{\text{прп}}(t, t_k)$ правильно визнається працездатною;

$h_2(t_k)$ – працездатна система з ймовірністю $P_{\text{пон}}(t, t_k)$ помилково визнається непрацездатною;

$h_3(t_k)$ – непрацездатна система з ймовірністю $P_{\text{прн}}(t, t_k)$ правильно визнається непрацездатною;

$h_4(t_k)$ – непрацездатна система з ймовірністю $P_{\text{поп}}(t, t_k)$ помилково визнається працездатною.

Оскільки ці події створюють замкнену групу та є несумісними, сума їх ймовірностей дорівнює одиниці, тобто

$$P_{\text{прп}}(t,t_k)+P_{\text{пон}}(t,t_k)+P_{\text{прн}}(t,t_k)+P_{\text{поп}}(t,t_k)=1$$

Прогнозуючий контроль дозволяє за результатами оцінювання інтенсивності змін діагностичних ознак прийняти рішення щодо моменту t_{k+1} проведення чергового технічного обслуговування ОД з контролем його працездатності.

Як показник надійності для відновлюваного ОД використовується експлуатаційна ймовірність безвідмовної роботи $P_e(t_k, t)$, під якою розуміється можливість безвідмовної роботи в інтервалі (t_k, t), з урахуванням того, що у моменти $\overline{(t_1, t_k)}$ проводилося технічне обслуговування, що містило в собі експлуатаційний контроль та відновлення системи у разі її відмови.

CoCoS-EDS. CoCoS EDS – це комп'ютерний контроль спостереження системи діагностування двигуна (Computer Controlled Surveillance – Engine Diagnostics System).

CoCoS EDS забезпечує таке спостереження, яке забезпечує обслуговуючий персонал інформованістю щодо стану двигуна відносними даним весь час. Таким чином, це полегшує раннє втручання та профілактичне обслуговування, щоб зменшити ризик дорогих зупинок двигуна та навіть поломки.

CoCoS EDS виконує чотири основні завдання спостереження двигуна, які завжди доступні користувачеві під час використання програми: реєстрація даних, моніторинг, діагностика, тенденція ведення журналів. [5]

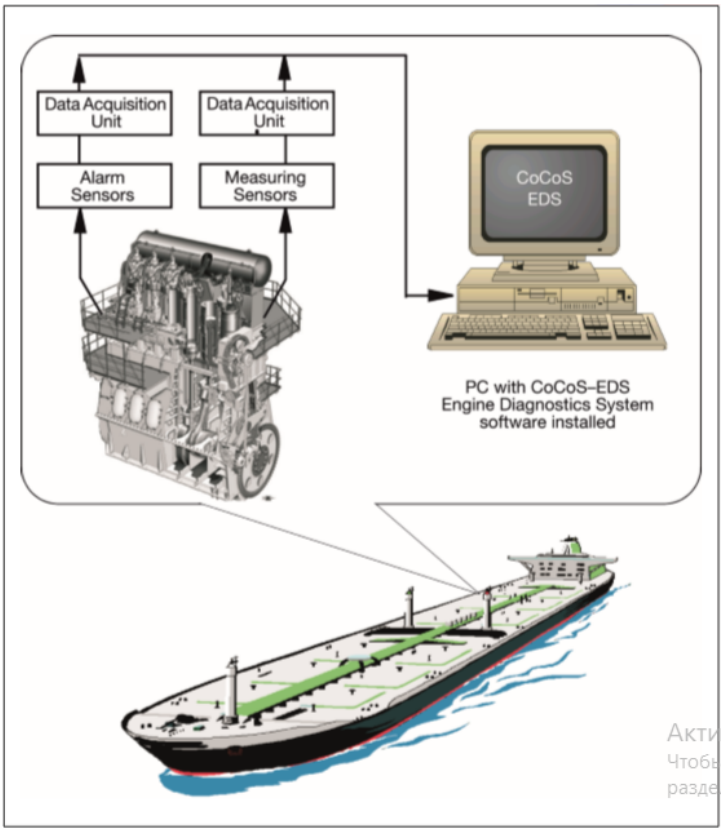


Рис.1. CoCoS EDS на борту судна.

Система DEPAS. Система DEPAS використовується на суднових, залізничних і стаціонарних дизельних установках з 1996 року. Накопичений великий досвід експлуатації, який дозволив створити високоефективний алгоритм «безфазної синхронізації» - визначення ВМТ, НМТ і наступної синхронізації даних.

Параметри робочого процесу визначаються по трьом інформаційним каналам: процес згоряння, процес упорскування палива, фази газорозподілу.

Основним вимірювальним елементом систем є датчик тиску газів у циліндрі дизеля PS-16. Датчик здійснює вимір тиску в циліндрі двигуна під час робочого процесу. Дані використовуються для розрахунків індикаторної потужності циліндра й визначення основних параметрів робочого процесу.

Вібродатчик VS-20 є допоміжним датчиком системи. Аналіз віброімпульсов різних вузлів паливної апаратури й циліндропоршневої групи дизеля дозволяє визначити параметри паливоподачі й газорозподілу.

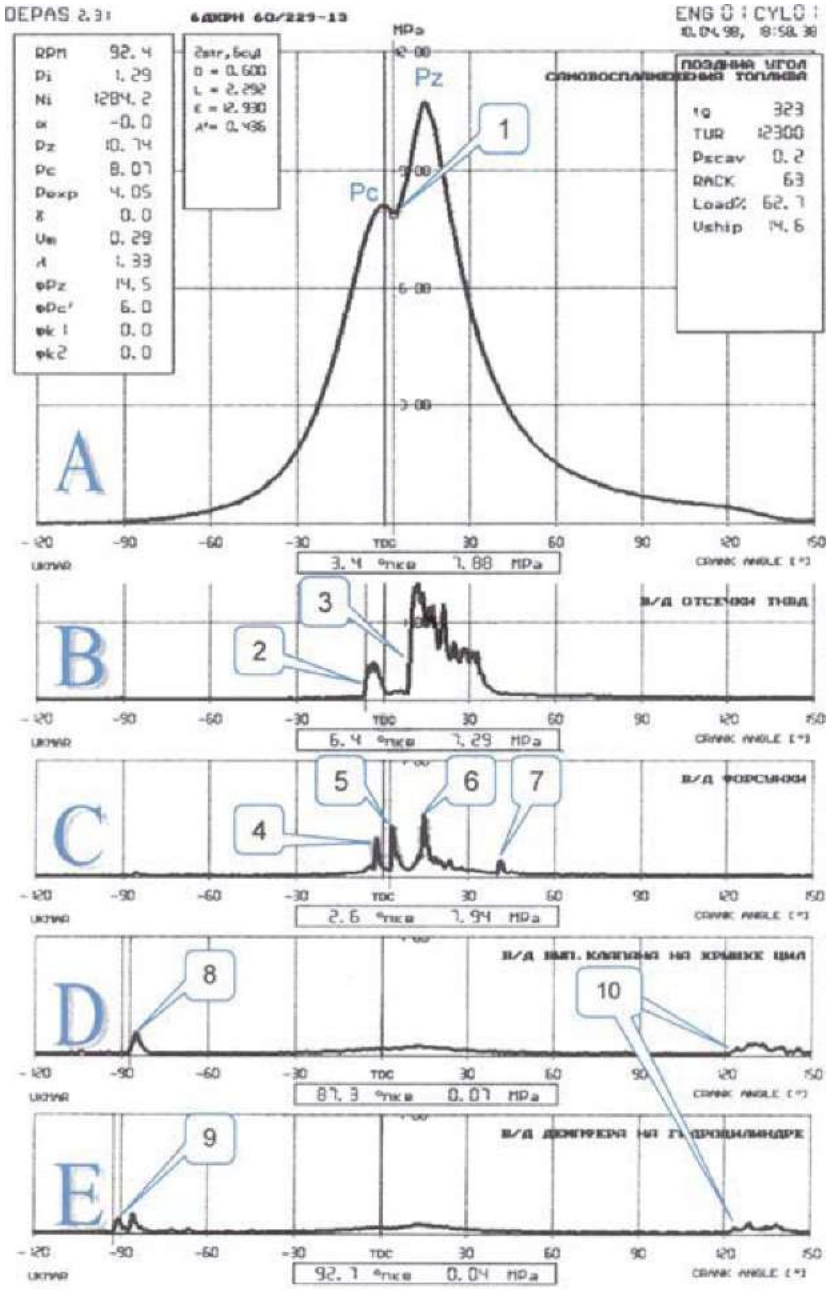


Рис.2 - Приклад розгорнутого звіту системи технічної діагностики

Програмне забезпечення систем DEPAS, включаючи всі використовувані математичні алгоритми обробки даних реального часу й апаратне забезпечення (датчики тиску газів у циліндрі PS-16, PS-16m; вібродатчик VS- 20, а також додаткові датчик тиску палива PS- 150 і клапан високого тиску V-200) є розробкою DEPAS Lab.

Приклади дефектів паливної апаратури.

У випадку передчасної подачі (рис. 3) зрушується вліво вібродіаграмма упорскування. Початок видимого згоряння P_c' зрушується вліво. Збільшується *Pz*, зменшується температура відпрацьованих газів. Зменшується *Pexp*. Робочий процес стає більш економічним, при цьому зростають ударні наван-

таження на елементи КШМ і підшипники. Необхідне зменшення кута випередження подачі палива.

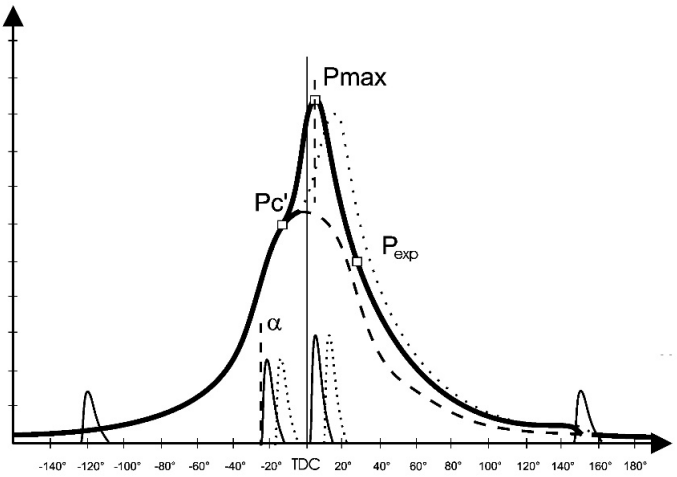


Рис. 3 - Передчасна подача

У випадку пізнього закриття впускного клапана або прогоряння клапанів (рис. 4) зрушується вібродіаграмма закриття впускного клапана. Знижується загальний рівень тиску газів у циліндрі. Зростає димність випускних газів, зменшується потужність і економічність дизеля [6].

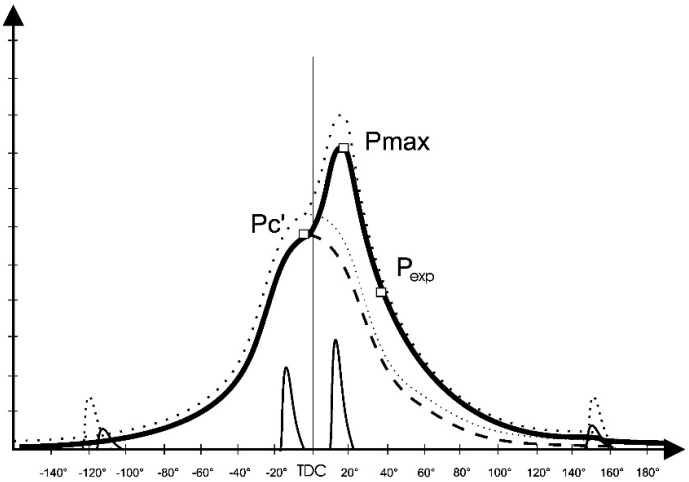


Рис. 4 - Пізніше закриття впускного клапана. Прогоряння клапанів

PMI System. Розглянемо, наприклад, систему виробника MAN B&W Diesel's - PMI System, яка розроблена для забезпечити обслуговуючий персонал суднової енергетичної установки на борту судна комп'ютеризованими засобами вимірювання тиску та аналізу двотактних двигунів. Головні переваги системи:

– Онлайн вимірювання тиску в циліндрах. Повністю автоматизований режим вимірювання, установлений з центральним пультом управління;

– Графічний дисплей та друк PV, PT діаграм, разом з середнім індикаторним тиском та максимальною межею розбіжності і т.д.;

– Підрахунок значень ефективної потужності, середнього індикаторного тиску p_i, тиску стиснення p_{comp}, максимального тиску p_{max} та тиску продувки p_{scav}, включаючи запропоновані значення індексів регулювання;

– Інтерфейс програмного забезпечення для роботи з експлуатаційними якостями MAN B&W Diesel's та програмного забезпечення діагностики двигуна, такі як CoCoS-EDS.

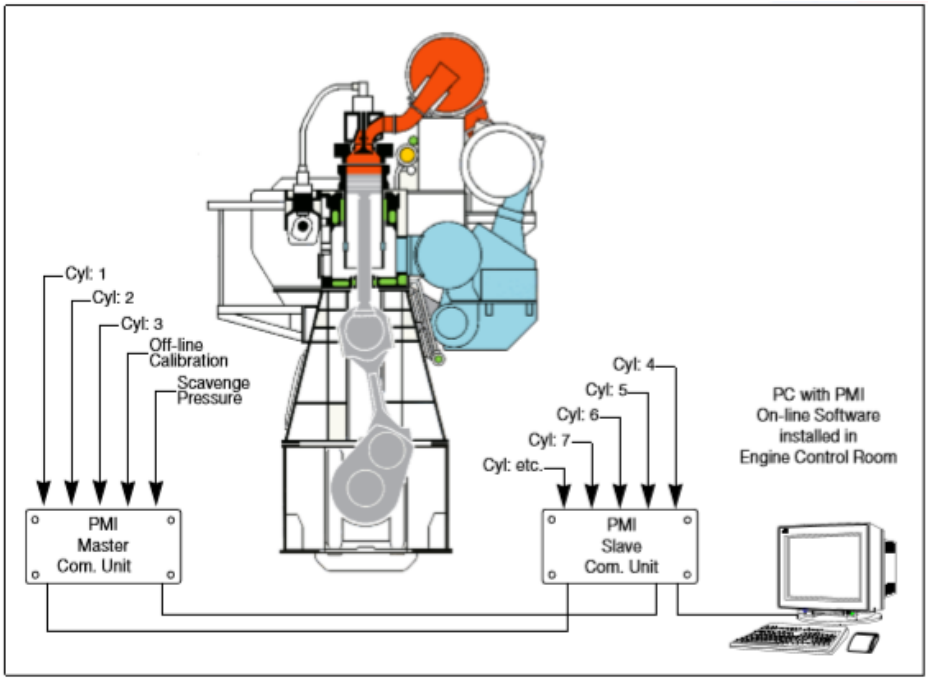


Рис. 5 - Використання засобів зв'язку юнітами системи MAN B&W Diesel's для створення онлайн системи вимірювання тиску в циліндрах двотактних двигунів.

Онлайн версія системи призначає серії вимірюваних сенсорів установленого дизайну, які періодично встановлюються на кришки голови відповідного циліндра двигуна (Рис.5).

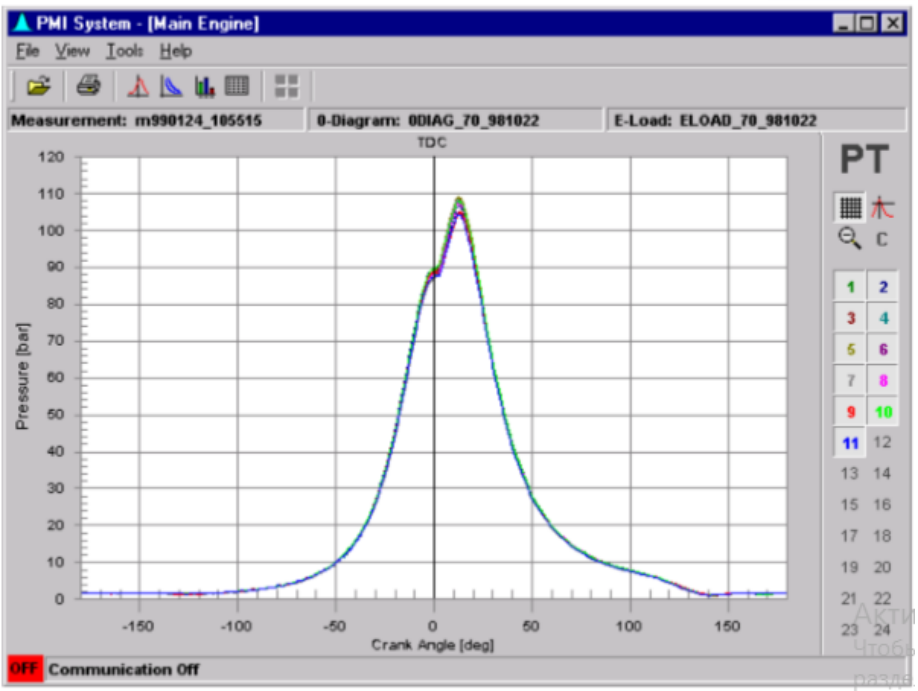


Рис.6 - PT діаграма

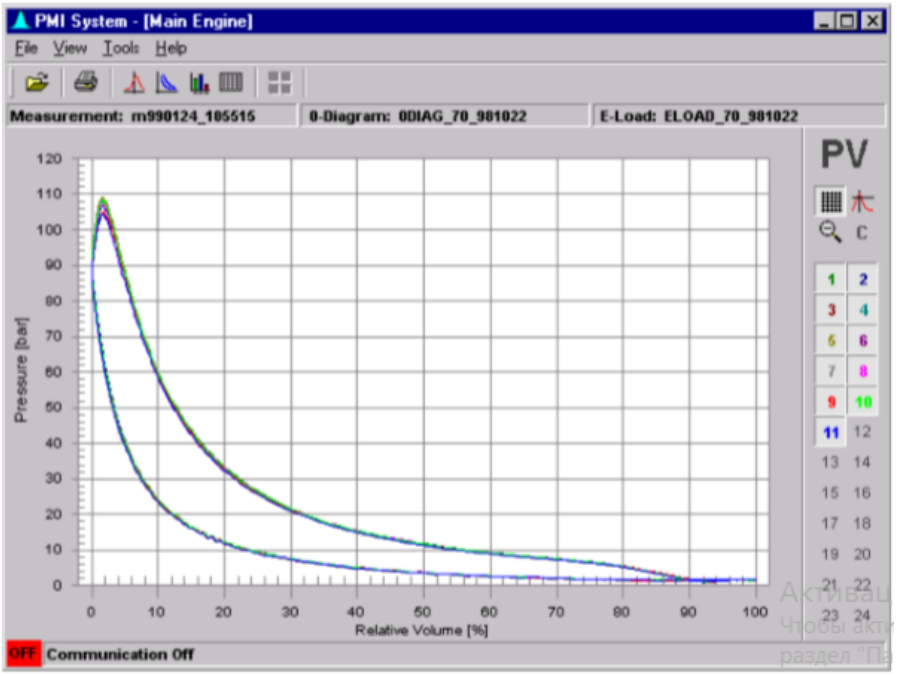


Рис.7 - PV діаграма

Інтерфейс системи MAN B&W Diesel's - PMI System зображений на рисунку 6 та рисунку 7.

Методики та алгоритми опрацювання сигналів датчиків діагностичних параметрів, які застосовуються у системах контролю робочого процесу (СКРП) суднових дизелів

Загальним у більшості методик обробки сигналів діагностичних параметрів є використання еталонних характеристик, розроблених для конкретних двигунів та визначених умов їхньої роботи.

Авторами роботи [4] визначені відхилення параметрів від еталонних характеристик при введені типових несправностей і по кодам цих відхилень складена діагностична таблиця. Особливістю цієї методики є те, що в таблиці змішані несправності, спостережувані в окремих циліндрах і загальні для усього дизеля.

У роботі [3] наведені еталонні характеристики і таблиця функцій несправностей для дизеля 6RND90-M. Еталонні характеристики отримані на основі теплотехнічних випробувань. Виміри контрольованих параметрів робочого процесу робилися підсистемою NK-3. На відміну від вищезгаданої методики [4] тут виключені параметри ПН (покажчик навантаження) і $T_{вх}$ (температура повітря на вході в циліндр), що визначається автором роботи як недолік даної методики.

З *точки зору контролю* дизельний двигун має два входи: маса впорскуваного палива m_F та кут випередження впорскування θ_{IN}. Обертаючий момент T_{dyn}, є вихідним сигналом. Такі змінні, як тиск у циліндрі p_{cyl}, температура у циліндрі T_{cyl}, змінні параметри турбонагнітача p_i та T_i і температура мастила відзначаються як внутрішні стани. Швидкість обертання двигуна n залежить від крутного моменту та навантаження і, таким чином, не є незалежною змінною.

Умовно, параметри двигуна було розподілено на 4 блоки: параметри паливного насосу, динаміка згорання, термодинамічний блок і кінематика. На рис. 8 представлена блок-схема типового дизельного двигуна, включаючи спеціальні залежності, які використовуються для обмеження тиску наддування і регулювання швидкості.

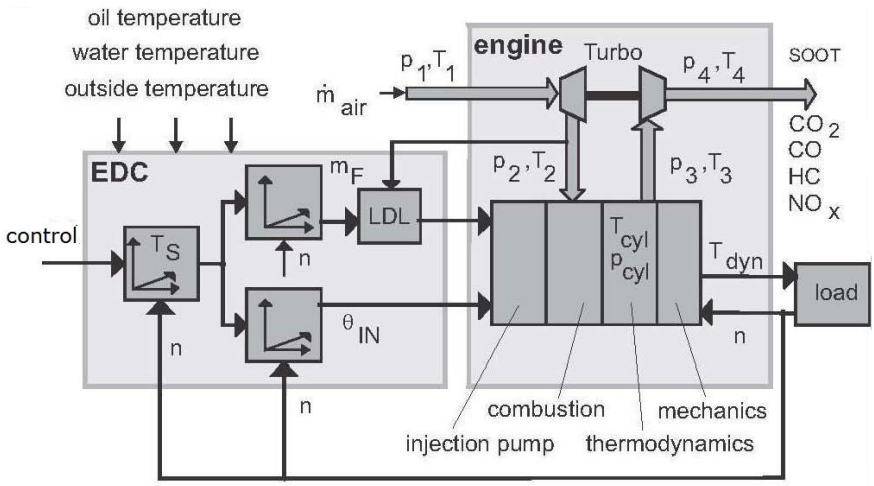


Рис. 8 - Структура високообертного транспортного дизеля з турбокомпресором; (EDC — блок електронного керування двигуном, LDL — обмежувач по тиску наддування в залежності від навантаження)

Авторами шляхом реконструкції вхідних сигналів і на підставі сигналів тиску моніторилась робота паливного насосу. Погрішності впорскування визначалися шляхом порівняння з контрольними значеннями. (рис. 9).

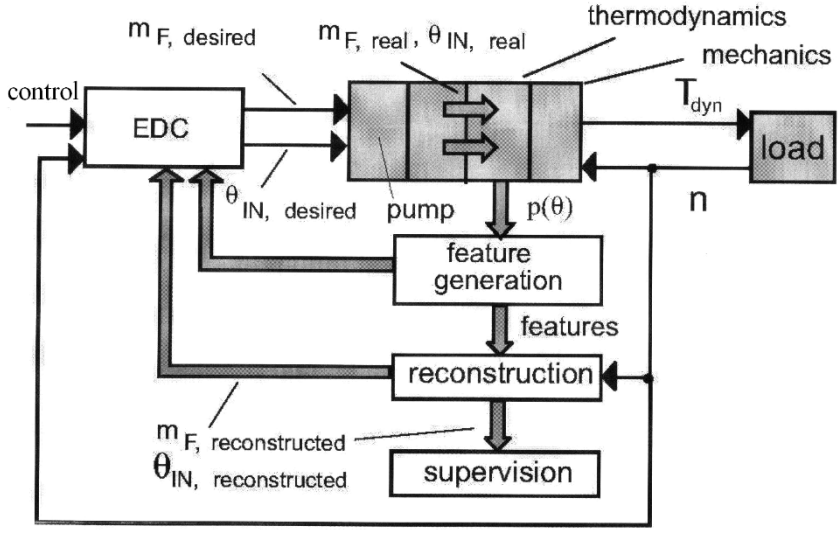


Рис. 9 - Концепція моніторингу вприскування

В результаті за досить значного обсягу проведених в даному напрямку досліджень розвиток методів і засобів контролю подачі палива, поряд з робочим процесом, залишається актуальним як в науковому, так і в практичному плані.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Шишкин В.А. Развитие технической эксплуатации судовых энергетических установок на базе информационных технологий: Автореф. дис. докт. техн. наук. - СПб., ИПТ РАН, 1996. - 50 с.
2. Алексеева Т.В., Бабанская В.Д., Башта Т.М. и др.; Под общ. ред. Башты Т.М. Техническая диагностика гидравлических приводов/— М.: Машиностроение. 1989. — 264 е.: ил.
3. Белоконь В. П. Из опыта эксплуатации системы технической диаг-ностики судовых дизелей. Реферат слушателя курсов повышения квалифи-кации судовых механиков ЛВИМУ им. адм. С. О. Макарова , 1985. - 35с.
4. Соболев Л. Г., Галанин А. А., Финоченов А. А., Блинов Э. К, Комаров И. В. Диагностические испытания ЦПГ главного двигателя теплохода «Новогрудок» в эксплуатационных условиях. — Двигателестроение, 1981, №12 - с.36-38
5. CoCoS EDS User's Guide – Version 1.70
6. Електронний ресурс http://www.depas.odessa.ua

УДК 621.431.7:662.76

Tsytsiurskyi O.R., кер. проф. Polovinka E.M.

Improving the environmental performance of marine diesel engines by reducing the content of nitrogen oxides in the exhaust gas

The process of converting the chemical energy of a fuel into mechanical work in a diesel cylinder is accompanied by the exhaust of the exhaust gases into the atmosphere, such as: nitrogen oxides NOx, CO oxide and carbon dioxide CO2, sulfuric and sulfuric anhydrides SO2 I SO3. Thus, in order to reduce the content of nitrogen oxides in the exhaust gases, it is necessary to: create in the combustion chamber conditions under which the process of formation of reactive nitrogen is not intensified; ensuring the maximum allowable intensification of the process of oxidation of hydrocarbons (fuel) in the combustion chamber.

Combating emissions can be done by primary methods, affecting the workflows of diesel engines in such a way as to reduce the amount of substances that affect the environment in the cylinders.

Primary methods can be divided into two groups:

1. Require changes in the design of the diesel or its individual elements, which are realized in the development of new diesels (improvement of the injection and blending system of the diesel engine, turbocharging; the choice of optimal gas distribution, compression ratio, crankshaft rotation rate; organization of vortex charge in combustion chamber).;
2. Which do not require a significant design change, the realization of which is possible with a slight upgrade of the diesel engine (transfer of diesel to work at VTE, change of phases of fuel supply, recirculation of part of the exhaust gas, etc.).

The secondary methods are aimed at removing harmful emissions from the exhaust gases and are emitted outside the engine cylinders.

As an example, we will consider one of the most promising methods of reducing NOx emissions.

1. OUTLINE OF SELECTIVE CATALYTIC REDUCTION

A general SCR system

A SCR is one of the most prospective reducing technologies for NOx.

It has been already practically used in a field of automobiles, such as buses and trucks. NOx in exhaust gas reacts with NH3 to N2 and H2O on a catalyst as follows:

$4NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O$ (1)

$2NO_2 + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 3N_2 + 6H_2O$ (2)

The main reaction is Equation 1 because almost of NOx in exhaust gas of fore-stroke medium speed Diesel engines is NO. NH3 as a reducing agent is njected into exhaust gas. A reducing agent is ammonia gas or ammonia solution or urea solution. In many cases a reducing agent uses urea solution.

A general SCR system consists of a catalyst and an injection nozzle to jet mist of urea solution as shown in Figure 1.

Catalyst used SCR system

In this study, the catalyst (TiO_2 and V_2O_5 based), which has been already practical used in a field, is used. Exhaust gas of marine Diesel engine contains SOx from sulfur component in fuel. Therefore, a catalyst will be deteriorated and NOx removal performance will be decreased. The used catalyst has resistance to deteriorate by SOx and can activate the performance at low exhaust gas temperature.

Injection nozzle

A SCR system has an injection nozzle before catalyst. An injection nozzle is to inject and form a jet mist of a reducing agent in exhaust gas. It is important for forming a jet mist. To achieve it, two-fluid type injector is used in this study. The two-fluid type injector forms a jet mist of a reducing agent by compressed air.

Controller

In addition, it is necessary to control amount of injected reducing agent, because amount of NOx emission will change with an operation state of engine. If not optimize amount of a reducing agent injected, NOx will not react or excessive ammonia gas will release from a SCR system,ammonia slip.

Type of a reducing agent

NOx reduction achieves by reacting with NH3. NH3 is produced ammonia gas, ammonia solution or urea solution. Ammonia solution easily produces a NH3 by evaporating. But ammonia solution is difficult to handle to causticity nature and low boiling temperature.

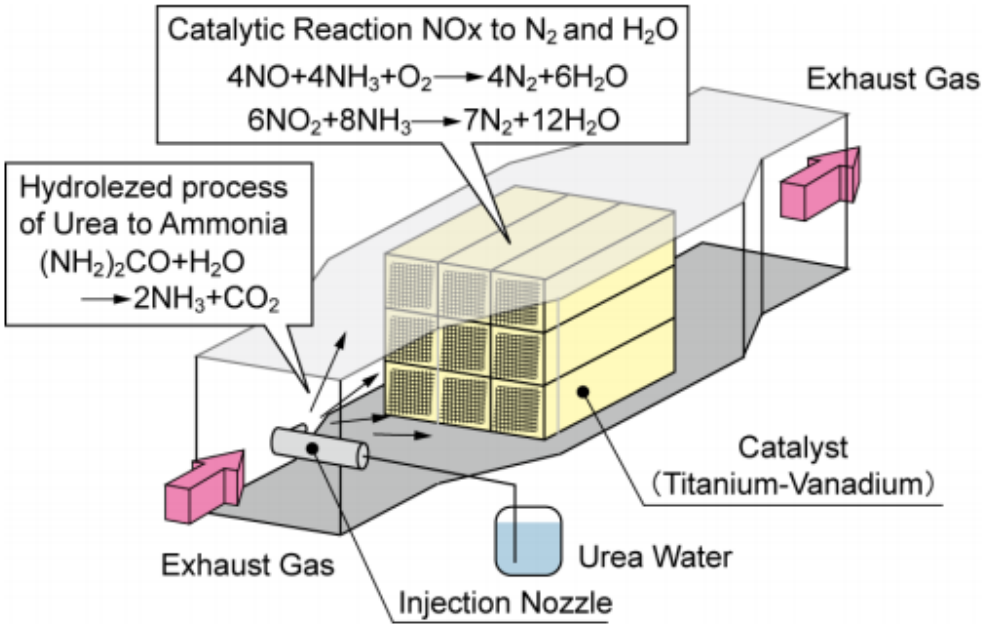


Figure 1. A general SCR System

On the other hand, urea solution converts to ammonia when temperature of the exhaust gas is kept high enough as follow:

NH2-CO-NH2 ↛ NH3 + HNCO (3)

HNCO + H2O ↛ NH3 + CO2 (4)

After evaporation of urea solution, urea thermally decomposes into ammonia and isocyanic acid (HNCO) as Equation 3. Then isocyanic hydrolyzes ammonia and carbon dioxide. As a result 1mol of urea produces 2mol ammonia and 1mol of carbon dioxide. Urea solution is easy to handle unlike ammonia solution. In this study, urea solution is

used as a reducing agent. But urea may form a crystal and block up an injector and pipe. Therefore, in on board test at sea, we prepared three injection nozzles.

Performance of NOx removal

In this study, NOx removal performance describes as NOx conversion rate as follows:

$$\text{NOx conversion rate (\%)} = \left[1 - \frac{\text{NOx concentration after the catalyst [ppm]}}{\text{NOx concentration before the catalyst with injection air [ppm]}}\right] \times 100 \quad (5)$$

Strictly, since water in exhaust gas will be increased by injected urea solution as a reducing agent. NOx concentration decreases. But it is

negligible change. Because flow rate of injection urea solution is vanishingly small, compared with that of exhaust gas.

2. CATALYST COMPONENT TEST

Outline of catalyst component test

To apply a SCR system for a ship, it is necessary to estimate NOx removal performance. A catalyst data is insufficiency for estimating the performance, as marine Diesel engine exhaust gas have low temperature and different components such as Sox in comparison of field used engines. Therefore, to estimate its performance, we have studied the

factor that exhaust components had an influence on NOx removal performance individually with the micro-reactor.

Experimental apparatus and methods

The experimental apparatus and methods used in this experiment are discussed below. The schematic diagram of the micro-reactor is shown in

Figure 2. The Micro-reactor is able to carry out experiment with simulated exhaust gas. The simulated exhaust gas is composed of prepared gases in cylinders and compressed dry air. Gas components are N2, CO2, CO, NO and SO2, and the flow rates of the prepared gases and

compressed air are controlled by mass-flow controllers. The simulated exhaust gas is heated in the evaporator and pre-heater, in which urea

solution as a reducing agent is injected and evaporates. Heated simulated exhaust gas mixed with a reducing agent is led to the catalyst set in the

electric furnace, where the NOx is converted. The temperature in the electric furnace can be set arbitrary within the range 200-450 deg C.

Urea solution is used as a reducing agent. Urea is changed into ammonia in evaporator and preheater, foregoing Equations 3 and 4, and this

ammonia reacts with NOx on the surface of the catalyst in the electric furnace, and N2 and H2O are produced, foregoing Equations 1 and 2. Urea solution is supplied equivalently to remove NOx.The concentration of H2O at 10 % consists of the sum of the prepared gases and urea solution.In this study, components of simulated exhaust gas are fixed as Table 1. The composition of the simulated exhaust gas led into the micro-reactor is confirmed by the exhaust gas analyzer, HORIBA

MEXA-1600DEGR.

Table 1. Components of simulated exhaust gas

NO	CO	CO_2	H_2O	O	N
[ppm]	[ppm]	[%]	[%]	[%]	[-]
1500	400	10	10	13	Balance

1. SCR SYSTEM FOR ENGINE

Outline of the SCR system for engine

As the next step, we have constructed the experimental SCR system with the marine Diesel engine in our laboratory. In this chapter, we report the result of NOx removal performance at each load and the effects of the reducing agent type which is urea solution (40%) or ammonia gas.

Experimental facility

The experimental SCR system is shown in Figure 3.The catalyst is sample A for low temperature. Exhaust gas components are measured after sampling at up-

stream and downstream the catalyst by the exhaust gas analyzers, HORIBA MEXA-1600DEGR and HORIBA MEXA-6000FT. SV value of the experimental SCR system is approximately 5000 [h-1]. This experimental facility has a for-estroke medium speed marine Diesel engine. The engine specification is listed in

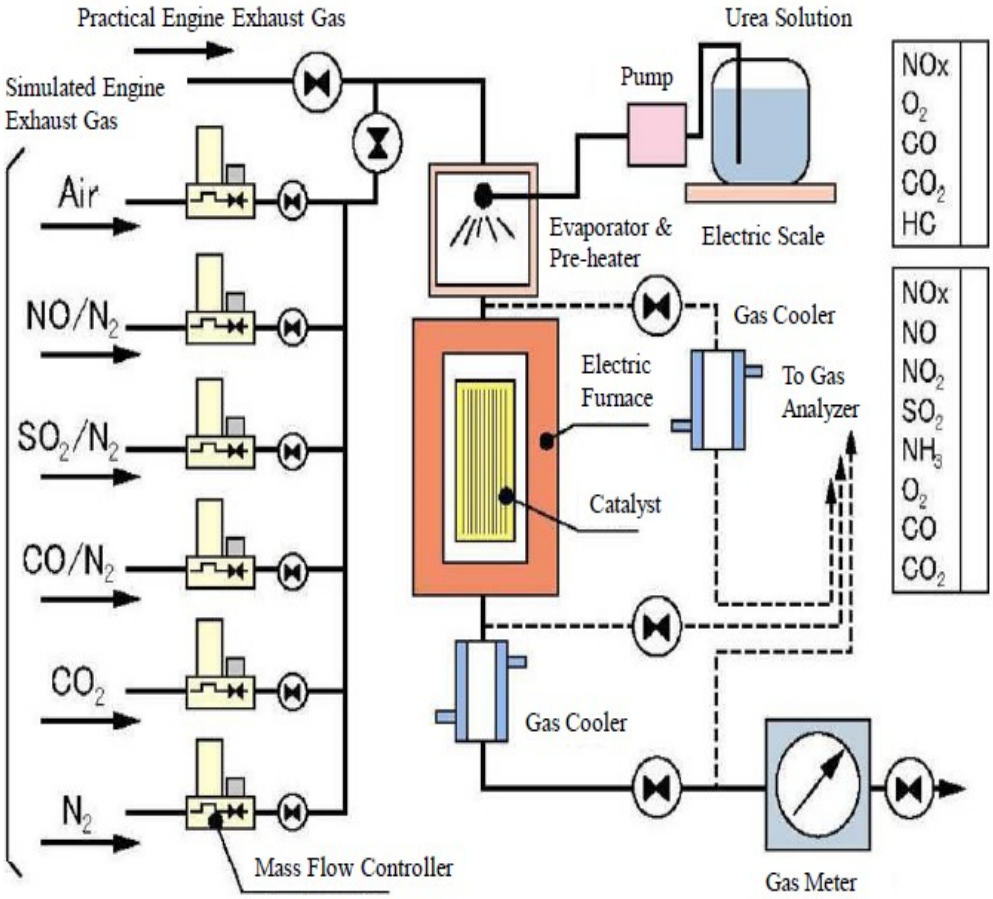


Figure 2. Schematic diagram of micro-reactor

Table 3. Operationdata of the engine and the experimental SCR system such as engine load, temperatures measured and recorded.

Control method of the experimental SCR

Amount of injected reducing agent is controlled by SCR controller and PC in Figure 3.Controller decides amount of injected reducing agent by measurement NOx concentration and the flow rate of exhaust gas. Used NOx concentration is measured with foregoing the gas analyzer.

Generally, flow rate of exhaust gas measurementuses carbon balance method. To calculate flowrate of exhaust gas by carbon balance method, it is necessary to measure accurately several data which is fuel consumption, fuel property and CO2 and CO concentration of exhaust gas. But it is not appropriate to measure accurately several data for a ship. Therefore, we used a flow rate of exhaustgas calculated by the engine speed, the charge air pressure and the charge air temperature-one of the methods for reducing the content of nitrogen oxides in the exhaust gases using the system. Amount of an injected reducing agent is decided from foregoing Equation 1, 3 and 4.

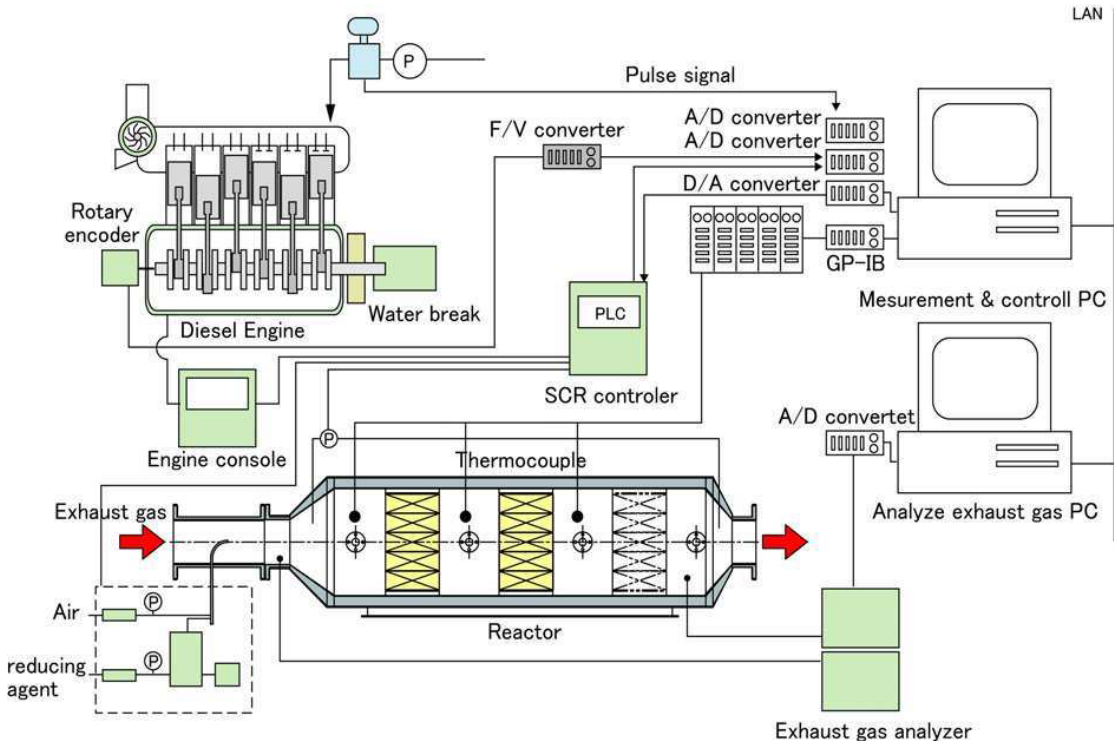


Figure 3. Principle of SCR System

Table 2. The engine specification

Engine	In our laboratry engine
Engine type	4-storke
Bore-Stroke	190mm - 260mm
Num. of Cylinders	6
Rated Power	750kW
Rated Engine speed	1000rpm
Fuel	heavy oil (A)

2. Operation of urea-flow control system.
Figure 4 shows an onboard test result of the urea low control system. The NOx conversion rate has been kept 80 to 90 % after 30 minutes of the engine start. From the starting to the stopping of the Diesel engine generator, the control system has a suitable operation except unstable NOx removal performance just after the starting.
CONCLUSIONS
In this abstract, we show one of the methods for reducing the content of nitrogen oxides in the exhaust gases using the system SCR. They also gave an example of the use of this system on ships, and concluded that when using the system, the content of nitrogen oxides in the exhaust gas is reduced.

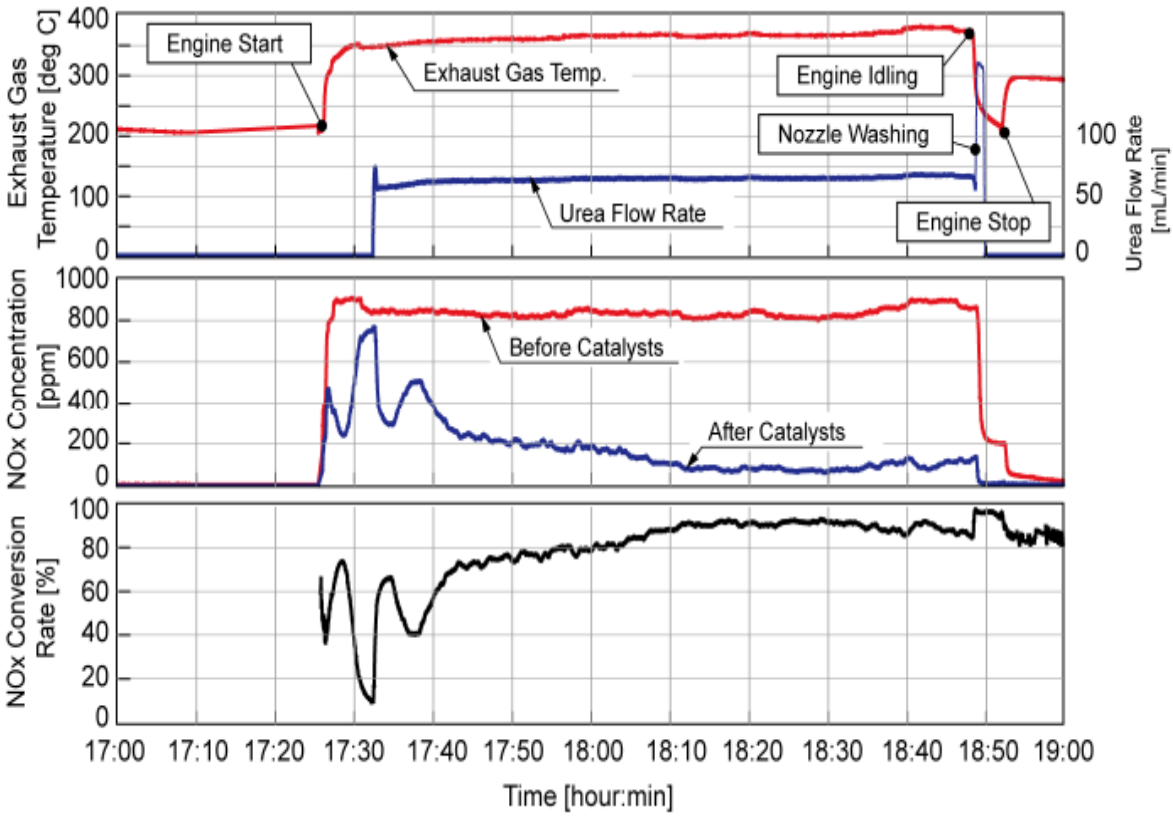


Figure 4. Operation of urea-flow control system

REFERENCES

1.Cimac International council on combustion engines.//https://www.cimac.com/working-groups/wg5-exhaust-emissions-control/index.html

2.Steffens D. The Diesel Engine and the Environment. Session Chair – Wayne Cole, Cole Engineering. Houston, Texas, September 16-17, 2003.-26 p.

3. Wartsila 46 Marine technology for reduce emmision. Wartsila Corporation, 2008.- 20 p.

УДК 621.431.7:662.76

Мазур К.Ю, кер. проф. Половинка Е.М.
Національний університет “Одеська морська академія”

Удосконалення процесів паливоподачі дизелів зміною фізико-хімічних властивостей палива

В умовах експлуатації значна частина транспортних дизелів працюють переважно на несталих режимах(НР) або ці режими є критичними за умовами застосування . НР характеризуються зниженням економічності, ефективності, надійності, довговічності. В умовах НР відбувається зниження економічності роботи дизеля до 20 і більше відсотків, зниження динамічних якостей в порівнянні з тими, які можна було б припустити, судячи з характеристик усталених режимів, зростає димність і токсичність викидів, знижується

моторесурс, а також надійність і довговічність двигуна. Підвищення ефективності цих режимів, підвищення динамічних ка якостей дизеля є актуальною проблемою двигунобудування.

Вплив на робочий процес дизеля є регулювання дизеля, тобто підбір палива з оптимальними фізико - хімічними властивостями для даного дизеля, даного призначення і т.п. Регулювання складу палива, тобто зміни фізико - хімічних властивостей палива, під час роботи дизеля.

Регулювання складу палива шляхом добавок до основного палива різних присадок, добавок різних палив, оперативної заміни од ного палива іншим стало можливим після появи ряду систем подачі палива, названих системами з регулюванням початкового тиску (РПТ), які пізніше стали називатися системами з імпульсної подачею добавок до палива. Із застосуванням цих систем шляхом регулювання складу палива вирішувалися наступні завдання: форсування дизеля за складом суміші без перевищення допустимої межі димлення і по потужності, коригування зовнішніх швидкісних характеристик, економія нафтового дизельного палива заміщенням його альтернативним, наприклад, газовим, підвищення екологічних і економічних якостей дизелів.

Система імпульсної подачі добавок к дизельному паливу

Для подачі в дизель зрідженого нафтового газу , або легко займистої рідини застосовувалася паливна апаратура, називає травня в різних роботах або паливною апаратурою з регулюванням початкового тиску (РПТ) , або апаратурою з імпульсною подачею добавок (рис.1). До штатної системі подачі палива підключений клапан РПТ 5, пов'язаний з джерелом добавки 6. Після чергового циклу вприскування, 3 між місцем підключення клапана РПТ 5 і форсунки 4 потрібен різний час від моменту початку подачі добавки до моменту стабілізації концентрації добавки в сумішевих палив. Це час перехідного процесу створення стабільної концентрації добавки в дизельному паливі буде впливати на показники перехідних процесів підвищення моменту дизеля, зниження димності ВГ та ін.

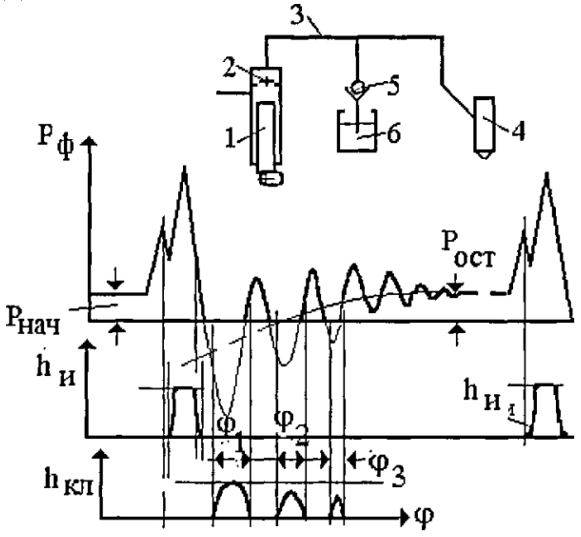


Рис.1 Схема системи подачі палива з клапаном РПТ і схема осцилограм зміни тиску палива у форсунки , ходу голки форсунки (h і) і ходу клапана РПТ (hкл). На схемі системи позначено: 1 - то паливний насос високого тиску, 2 - нагнітальний клапан, 3 - лінія висо-

кого тиску (ЛВТ), 4 - форсунка закритого типу, 5 - клапан регулювання початкового тиску (РПТ), 6 - ємність з добавкою.

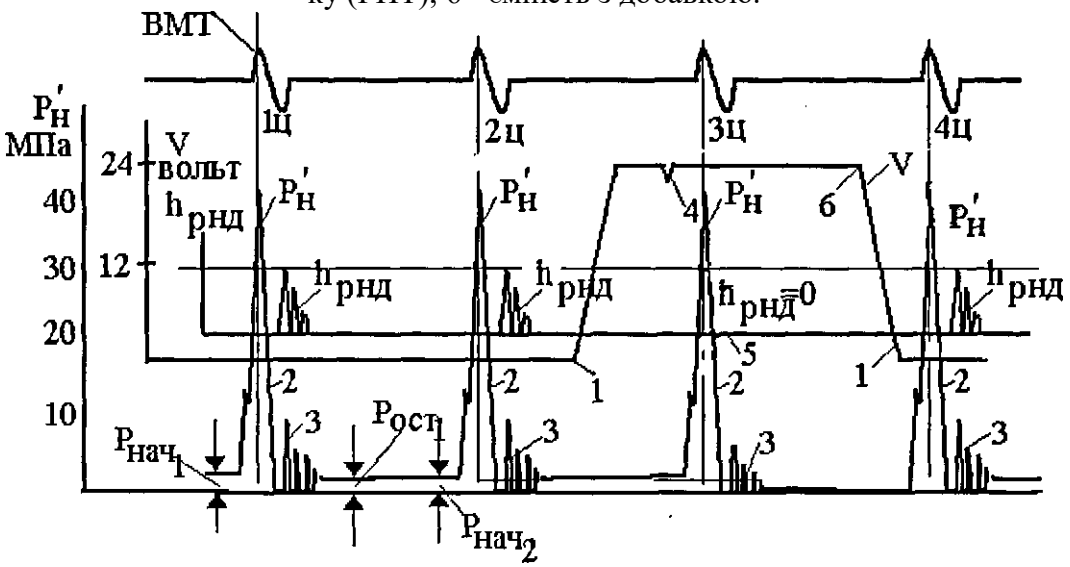


Рис 2. Схем.и осцилограм, що роз'яснюють роботу вимикача введення добавки в дизельне паливо в ЛВТ системи подачі палива: 1 - включення електромагнітної котушки, 2 - осцилограми тиску палива в штуцері паливного насоса, 3 - хвильовий процес при відсіченні подачі, 4 - момент тяжіння магнітної пластини до електромагнітної катушці, пропуск відкриття клапана РПТ, 6 - вимкнення живлення електромагніту.

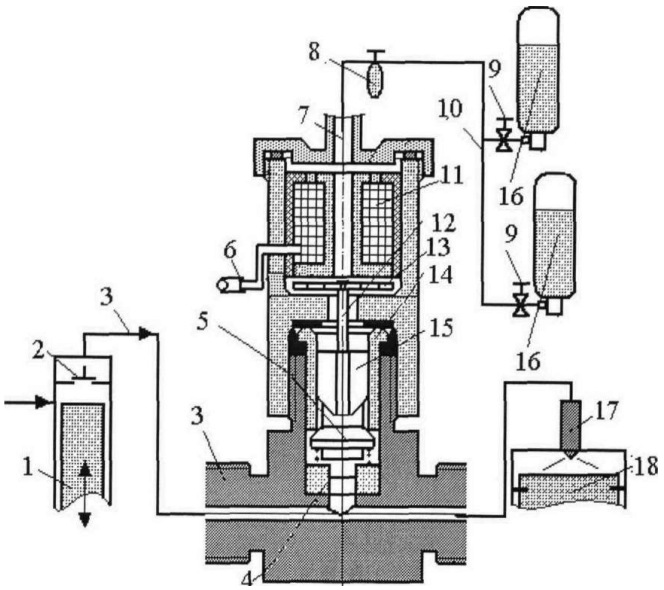


Рис..3. Конструктивна схема вимикача добавки

Система виконується на базі штатної паливної апаратури розділеного типу, модернізаційним шляхом, без істотної зміни конструкції дизеля і його апаратури. Система містить штатний паливний насос високого тиску 1, пов'язаний через нагнітальний клапан 2, що має розвантажувальний поясок (об'ємна розвантаження ЛВТ), і лінію високого тиску (ЛВТ) 3 з форсункою 17 закритого типу. У ЛВТ 3 поблизу штуцера форсунки 17 встановлюється вузол клапана імпульсного подачі. Він містить клапан РПТ (або імпульсної подачі) 5 з напрямних хвостовиком 15, розміщений в сідлі 14 клапана. Хід клапана 5 в сідлі 14 лімітований обмежувачем 4, а сам клапан навантажений поворотною пружиною з жорсткістю, достатньою для утримання маси кла-

пана і незначного перепаду тиску на ньому, в верхньому (закритому) положенні.

Над вузлом клапана РПТ 5 в корпусі розміщена електромагнітна котушка 11 з підведенням до неї електроживлення 6. З клапаном 5 жорстко пов'язаний шток 12, на верхньому кінці якого розміщена магнітна перфорована пластина 13. У кришці корпусу виконаний канал 7 для підведення добавки по лінії 10 через фільтр 8 від одного з балонів 16 з ДБН або ЛЗР. Лінія 19 зі зворотним клапаном 20 служить для подачі до клапану РПТ 5 дизельного палива на режимах, які не потребують форсування дизеля добавками ЛЗР або ДБН.

Робота системи відбувається наступним чином. Після чергового циклу подачі палива, коли відбувається відсічення подачі, нагнітальний клапан 2 сідає в сідло і своїм розвантажувальним пояском формує в ЛВТ 3 хвилю розрідження (зниженого тиску). Хвиля розрідження зі швидкістю звуку для даного середовища поширюється по ЛВТ 3. При її підході до вузла клапана 5, під ним виявляється розрідження, перепад тиску на клапані зростає і він відкривається. Тоді добавка з одного з балонів 16 надходить в ЛВТ 3, де перемішується з основним дизельним паливом. При підході до клапану 5 хвилі підвищеного тиску клапан закривається, подача добавки припиняється. При новому підході хвилі зниженого тиску клапан 5 знову відкривається, добавка вводиться в ЛВТ. Так відбувається кілька разів за час між циклами подачі палива. Завдяки цьому в ЛВТ 3 створюється добре перемішане сумішне паливо. У черговому циклі подачі палива отримане сумішне паливо звичайним порядком впорскується в циліндр дизеля 18 штатної форсункою 17. Фільтр 8 виконаний з електромагнітним клапаном перекриття лінії 10 при аварійному розриві трубопроводу від балонів 16. Крани 9 є запірними, необхідними для зміни балонів 16 та ін. При виконаних дослідженнях хід клапана 5 оптимізований на рівні 0,5 мм ± од. Електромагнітна котушка має живлення від батареї напругою 12-24 вольт. При режимах введення добавки в основне паливо котушка 11 відключена від електроживлення.

Вимикач введення добавки застосовується на режимах часткових навантажень, коли не потрібно форсування дизеля або вплив на показники димності і т.д. Основне призначення вимикача - економія добавки, забезпечення підвищення подачі палива в режимах, коли вимагається коригування зовнішньої швидкісної характеристики, підвищення до коефіцієнта пристосовності, зниження димності ВГ та ін.

Добавка зрідженого нефтового газу

Зріджені нафтові гази (ЗНГ) - це легкі вуглеводні, котрі при тиску порядку 1 - 2 МПа і нормальній температурі знаходяться в рідкому стані. Основні компоненти ЗНГ - пропан, бутан і пропілен. Пропан і пропілен забезпечують оптимальний тиск насичених парів в газовому балоні. Бутанова складова, до якої входять нормальний бутан, ізобутан, ізобутилен і ін. Ізомери, є найбільш енергоємним компонентом окрім того, ЗНГ містить метан, етан, етилен, пентан та ін. Гази, сумарна кількість яких не повинна переви-

щувати 6%. Завдяки етану, має високий тиск на насичення парів, в балоні навіть при низьких температурах навколишнього повітря підтримується досить високий тиск.

Таблиця 1. Основні властивості компонентів ЗНГ.

оціночні параметри	Метан	Етан	Пропан	Нормальний бутан	Пропилен	Ізобутилен	Дизельне паливо
молекулярна формула	CH_4	c_2H_6	c_3H_8	С4Н10	СзНб	c_4H_8	
Молекулярна маса	16,04	30,07	44,1	58,12	42,08	56,10	233
Щільність рідкої фази при температурі кипіння і нормальному тиску , кг/м^3	416	546	585	600	609	594	870
Температура кипіння при Ро—760 мм. рт. ст., °С.	-161,5	-88,5	-42,1	-0,5	-47,7	-6,2	300
Теплота випаровування , кДж/кг	-	-	484,5	395	438,9	-	
Теплота згоряння, нижча , мДж/кг	-	47	46	45	44,6	45,2	42,3
температура займання ,° С	640-680	508605	510-580	465-550	75-550	90570	80-420

Властивості палив на базі суміші ЛЗР і дизельного палива.

%ЛВЖ	ДТ+ЛВЖ Смесевое топливо				
	Hu, кДж/кг	С см	Н см	О см	S см
0	42414	0,868	0,126	0,003	0,003
20	41646	0,847	0,128	0,022	0,003
40	40878	0,825	0,129	0,042	0,004
60	40111	0,804	0,131	0,061	0,004
80	39343	0,782	0,132	0,081	0,005
100	38575	0,761	0,134	0,100	0,005

Експериментальні установки і методики дослідження. Об'єкт дослідження. Експериментальні дослідження виконані на двигуні ЯМЗ-238 (8Ч13 / 14) В таблиці 2 наведені основні параметри і показники роботи дослідженого експериментального зразка двигуна.

Таблиця 2.Параметри і показники об'єкта дослідження

№ №	Параметри и показники		Дви-гун8413/14
1.	Номінальна потужність	кВт.	172
2.	Номінальний момент обертання	Нм	775
3.	Максимальний момент обертання	Нм	875
4.	Коефіцієнт пристосовності		1.128
5.	Номінальна частота обертання вала, $n_{П0т}$,	мин'[1]	2150
6.	Мінімальна частота обертання вала, $n_{т;п}$,	мин"[1]	650
7.	Діаметр/хід поршня,	мм/мм.	130/140

Результати експериментальних досліджень в початковому стані і з використанням фізико-хімічного регулювання робочого процесу.

Експериментальні дослідження дизеля показали наступні результат. При роботі дизеля і ГАЗОДИЗЕЛЬ завдяки системі з РІД удається знизити мінімально - стійку частоту обертання до 550 хв * 1

На мал. 4 видно, що частка добавки в сумішевих паливі двигунів з різною організацією процесів коливається в межах 20 - 40%. Питома ні витрати, економічності дизеля і ГАЗОДИЗЕЛЬ можна порівняти, за виключенням питомих витрат дизеля з наддувом в області знижених частот обертання. (Тут і далі витрати ДБН і ЛЗР приведені до дизельного палива за показниками теплоти згорання).

1.При роботі дизеля і ГАЗОДИЗЕЛЬ завдяки системі з РІД вдається знизити мінімально - стійку частоту обертання до 550 хв'1 (при 750 хв'1 для дизеля без системи РІД).

2.Работа газодизеля в області знижених частот обертання проіс ходила нестійкий, а на мінімальній частоті обертання - з пропусками займання. При подачі в ЛВТ легкозаймистою рідини (ЛЗР) стійкість режимів була відновлена.

3.Доля добавки в сумішевих паливі двигунів з різною організацій процесів коливається в межах 20 - 40%. Питомі витрати, економічності дизеля і ГАЗОДИЗЕЛЬ близькі.

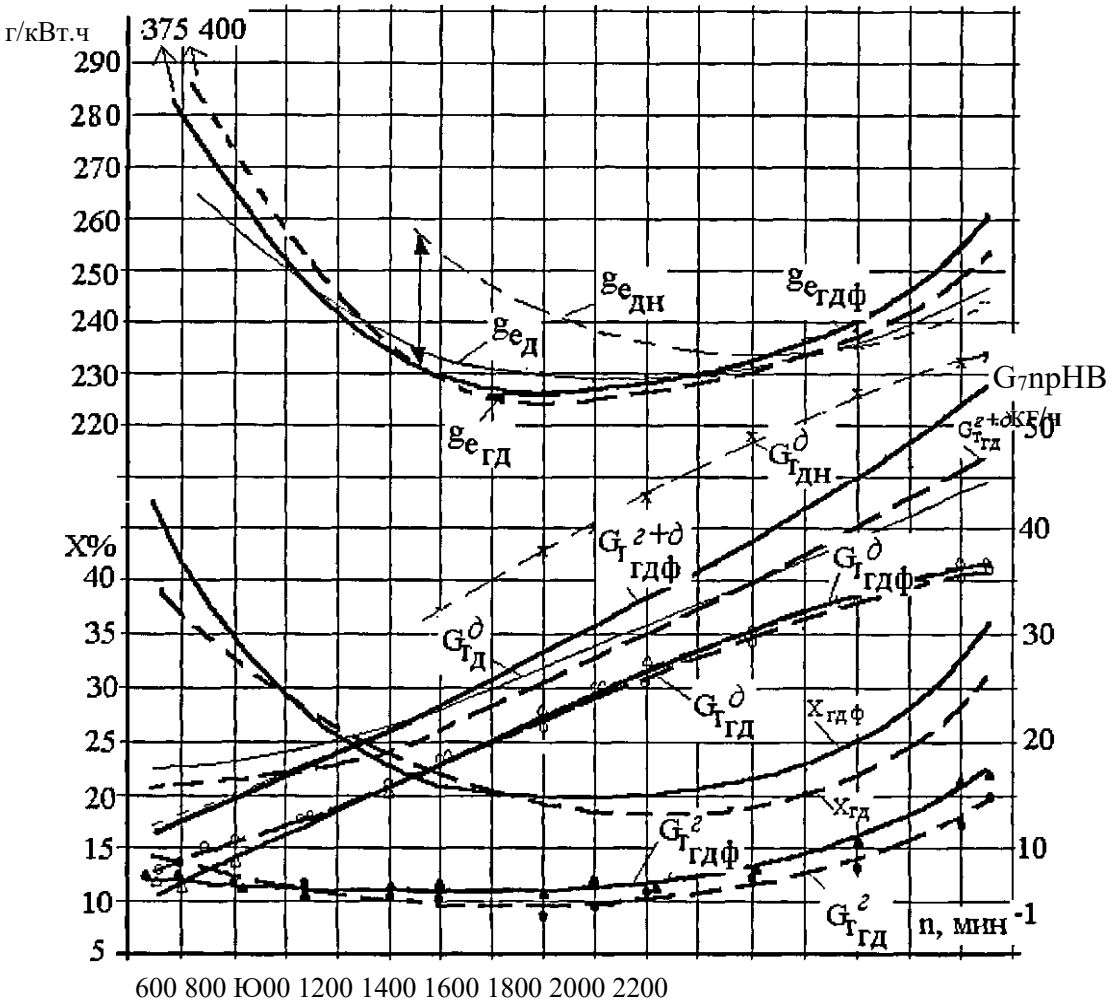


Рис.4 Зовнішні швидкісні характеристики дизеля 8413/14 при роботі на дизельному паливі (д), з наддувом (дн), в газодизельному малодимномісполненіі (гд), газодизельному форсованому виконанні (ГДФ); дизельне паливо, г-газове паливо (ДБН), GT, ge - годинний і питома ефективна витрати палива, відповідно, газового (г), дизельного (д) або сумішевого (г + д), X - частка газового палива в сумішевих при газодизельному процесі, (витрати газового або сумішевого палива приведені до дизельного по теплоті згоряння).

ВПЛИВ УМОВ підведення повітря НА ХАРАКТЕРИСТИКИ впорскування ПАЛИВНО-повітряної СУМІШІ Системи паливоподачі СУДНОВОГО середньооборотнього дизеля

Експериментальна установка (рис. 5) складається з безмоторного стенду і системи підведення повітря в канал форсунки.

У канал форсунки повітря проходить через електромагнітний клапан, котрий управляється за допомогою блоку управління (БУ) і ЕОМ. БО подачею повітря передбачає завдання двох параметрів: моменту подачі сигналу відкриття клапана і тривалість його дії - кутів зсуву і утримання: φ_c і φ_y. Алгоритм орієнтований на використання в якості початкового значення φ_c контрольної мітки датчика кута повороту. Обидва параметри можуть задаватися як в кутових, так і тимчасових одиницях.

Про зміну параметрів вприскування при переході з «чистого» палива (ЧП) на ППС можна судити по осцилограмами рис. 3 для номінального режиму роботи паливної апаратури (ПА) суднового середньооборотнього дви-

гуна, на якій проведені експериментальні дослідження Подача повітря в лінію високого привела до різкого зниження максимальних тисків у системі (особливо у форсунки) і зміни форми цих кривих, відмінності характеру підйому голки форсунки.

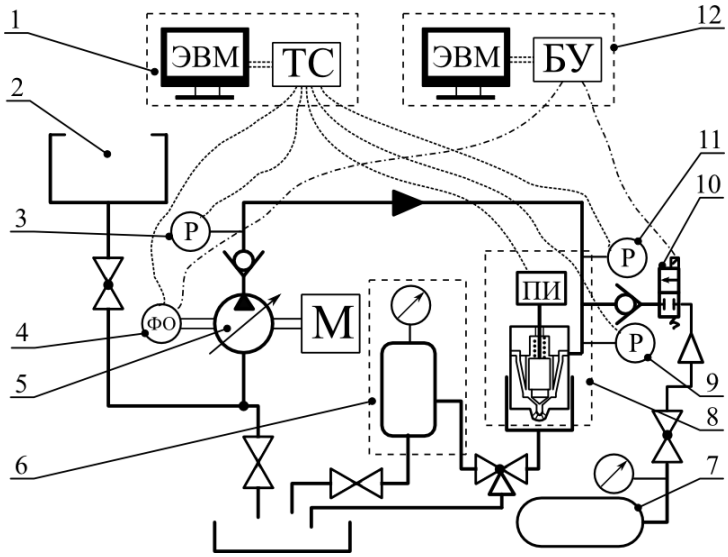


Рис. 5. Принципова схема експериментальної установки.

1 система збору даних; 2 - бак з дизельним паливом; 3, 9, 11 - тензометричні датчики тиску; 4 - датчик кута повороту вала насоса; 5 - ТНВД і електродвигун постійного струму; 6 - система контролю складу суміші; 7 - балон зі стисненим повітрям; 8 - форсунка; 10 - електромагнітний клапан; 12 - система управління.

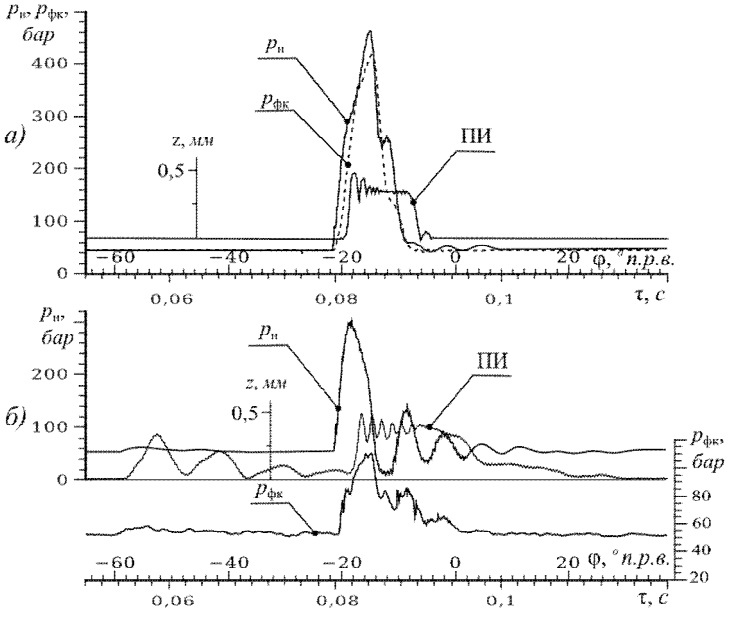


Рис. 6. Осцилограма вприску палива, n_p = 250 об/хв:

а — работа на ЧТ, б — работа на ППС

Для вивчення впливу фаз підведення повітря на процес впорскування ППС був проведений експеримент, що складається з двох етапів:

1.Варьірованіе кута утримання φу на рівнях: 2, 8, 14 і 20 ºПРВ на двох режимах швидкісної характеристики системи: при номінальній частоті обер-

тання розподільного вала np = 250 об / хв і мінімальної np = 50 об / хв при φс = 160 ºПРВ

2. Варіювання кута зсуву φс від 0 до 300 ºПРВ з кроком 60 градусів і від 190 до 230 ºПРВ з кроком 10 ºПРВ на режимі номінальної частоти обертання розподільного валу при φу = 10 ºПРВ.

Тиск повітря в усіх випадках становила рпов = 135 ... 130 бар, форсунки була налаштована на тиск підйому голки р0 = 70 бар, вихід рейки ТНВД - m = 15 мм.

На режимі номінальної частоти обертання розподільного вала np = 250 об / хв при мінімальному значенні кута утримання φу = 2 ºПРВ величини тиску палива знаходяться на рівні, відповідному роботі на ЧТ, а кут φвп впорскування дещо зріс: з 16 ºПРВ на ЧТ до 21 ºПРВ для ППС.

Зміна кута утримання φу на рівнях 8, 14 і 20 ºПРВ не робить істотного впливу на тиску палива рфк і рн. Більш значні відмінності в ПІ, представлені на суміщених осцилограмах рис.7.

Тривалість підйому голки у фазі подачі повітря φвпв (процес зліва на осцилограмі) зростає зі збільшенням φу, а фазі подачі ПНВТ φвпб (процес праворуч на осцилограмі, робота базової системи) тривалість підйому голки знижується при збільшенні φу. Однак загальний кут впорскування φвп при цьому зростає.

Висновки

Проведено експериментальне дослідження впливу фаз підведення повітря в канал форсунки системи уприскуванні суднового середньооборотного дизеля

Збільшення кута підведення (фази утримання) призводить до зростання надходження повітря в систему, що викликає зниження максимальних тисків у системі і збільшення загального кута вприскування на номінальному швидкісному режимі.

Зсув моменту підведення повітря не призводить до суттєвих змін в системі подачі палива, крім випадків перекриття фаз подачі базової системи і підведення повітря.

Підведення повітря в систему і одночасне вприскування можна здійснювати в будь-який вказаний період відповідно вимог організації робочого процесу двигуна.

Застосування ППС дозволяє організовувати багатофазних впорскування шляхом варіювання фазами підведення повітря в систему подачі палива.

УДК 621.431.7:662.76

Власенко В.В., кер.проф. Половинка Е.М.,

Підвищення ефективності роботи суднових енергетичних установок шляхом встановлення замкнутих систем охолодження

Одним з найважливіших елементів суднової енергетичної установки є її система охолодження (СО). Надійне функціонування даної системи визначає безаварійну експлуатацію енергоустановки і в цілому судна.

В даний час найбільшого поширення набули розімкнуті двоконтурні системи охолодження. У таких системах прісна вода, що циркулює через охолоджуване енергетичне обладнання, охолоджується морською водою, що приймається з навколишнього акваторії.

Дані системи досить надійно працюють на судах, однак є випадки, коли розімкнуті системи не забезпечують необхідної надійності роботи, що при несприятливому збігу обставин може привести до аварійної ситуації. Оскільки знаходження судна в мілководній забрудненої акваторії чревате наслідками такими як, інтенсивне засмоктування грунта та засмічення кінгстонів сміттям.

У зв’язку з цим є сенс застосовувати на морських судах замкнуту систему охолодження, яка позбавлена цих недоліків, так як теплообмін відбувається без всмоктування забортної води.

Існують два вида таких систем, по типу розташування теплообмінного апарата:

- Обшивочний теплообмінний апарат (ОТОА)
- Забортний теплообмінний апарат (ЗТОА)

ОТОА діляться, по конструкції на:

1. Теплоакумулюючого типу
2. Струминного типу
3. На базі лабіринтних каналів

ЗТОА діляться, по розміщенню на корпусі судна:

1. У вигляді змійкової труби
2. Блочного типа

Велика кількість різновидів теплообмінних апаратів дозволяє широке використання замкнутих систем охолодження на морському транспорті.

Обшивочні і забортні теплообмінні апарати лабіринтового типу.

На рис.1 показана схема суднового ОТОА. Апарат з трубопроводами підведення і відведення охлаждаемого теплоносія розміщується на внутрішній стороні суднової обшивки. Між елементами набору корпусу судна виконані додаткові листи, що утворюють лабіринтовий канал. Охолоджуваний теплоносій проходить по цьому каналу і віддає теплоту через обшивку корпусу забортной воді. Як теплопередаючі вибираються плоскі або близькі до них ділянки обшивки корпусу судна, оскільки там зазвичай є порівняно простий силовий набір.

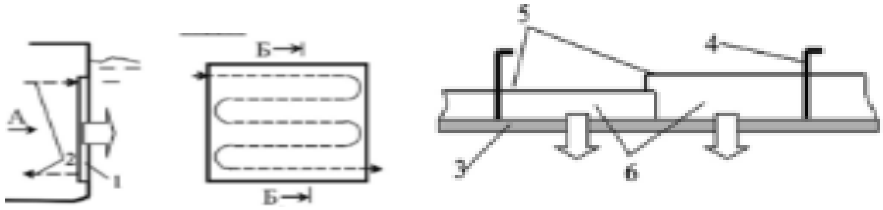


Рис.2 Схема разміщення ОТОА на судні:
1 - ОТОА; 2 - патрубки підвода и отвода охлоджуваного теплоносія; 3 - обшивка корпуса судна; 4 - елементы набору корпуса; 5 - додаткові листи; 6 - лабіринтний канал прохода охлоджуваного теплоносія.

Певною мірою різновидом ОТОА є пластинчатий забортний теплообмінний апарат з лабіринтовим каналом (рис. 3). Такий апарат є поодинокою пластиною або набором пластин, усередині яких виконаний лабіринтовий канал. У разі набору пластин, вони встановлені з проміжком для можливості циркуляції забортної охолоджувальної води

На судні ЗТОА може розміщуватися в спеціальній вигородці, виконаній зовні корпусу судна (мал. 4).

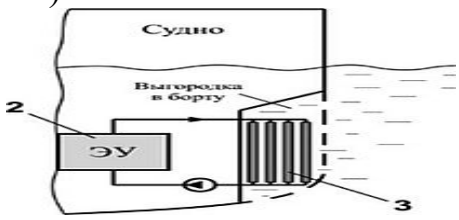


Рис. 4. 2- енергоустановка; 3- ЗТОА

ОТОА з лабіринтовим каналом розміщуються на внутрішній поверхні суднової обшивки і практично включаються в набір корпусу судна. Потому в переважній кількості випадків такі апарати виготовляються при будівництві корпусу судна. Замкнута система охолодження двигунів одноконтурна. Схема ЗСО плавкранов типу "Magnus" показана на рис. 5. Кожен з чотирьох двигунів потужністю по 200 кВт має індивідуальну одноконтурну систему охолодження.

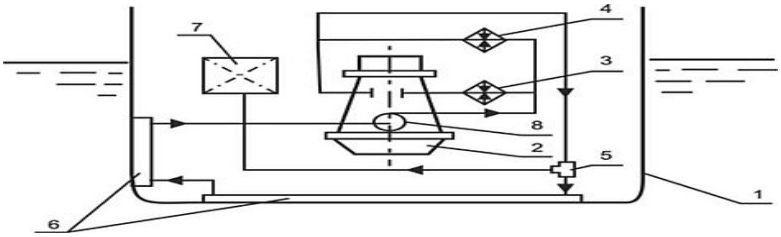


Рис.5 Схема замкнутої системи охолодження с ОТОА плавкрана:
1 - обшивка корпуса; 2 - двигун; 3 - маслоохолоджувіч; 4 - холодильник надувочного повітря; 5 - терморегулятор; 6 — ОТОА; 7 - розширювальний бачок; 8 - навісний насос

ОТОА розміщуються на обшивці корпусу завтовшки 10 мм канал має ширину 600 мм, а розмір проміжку складає 12 мм. Внутрішні листи каналу виконані з невеликим нахльостуванням і зварені між собою. Отвори в елементах набору корпусу для проходу охолоджуваної води виконані прилеглими до суднової обшивки. Система охолодження двигунів одноконтурна, що забезпечує максимальний температурний натиск в ОТОА. Причому двигуни кранів обладнані системою з бортовим (вертикальним) розташуван-

ням ОТОА, а двигуни, працюючі на рушій, додатково обладнані ОТОА з горизонтальним розташуванням днища. Сумарна площа ОТОА складає 72 м^2. Першим вітчизняним судном технічного флоту, являється плавкран вантажопідйомністю 500 т. Враховуючи позитивні відгуки експлуатуючих організацій, у тому числі по застосованій ЗСО дизель-генератора крану, надалі були побудовані ще два таких плавкрана. Принципова схема ЗСО дизель-генератора крану ДТ 500/500 показана на рис.6

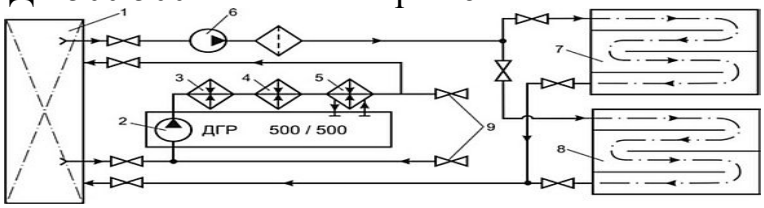


Рис.6 Принципиальная схема ЗСО дизель-генератора.
1 - цистерна прісной води; 2 - навісний насос; 3 - охолоджувач надувочного повітря; 4 - маслоохолоджувач; 5 - водоохолоджувіч; 6 - насос; 7 и 8 - ОТОА правого и лівого бортів; 9 - клапани резервного охолодження забортной водой

Прісна вода забирається насосом з цистерни і прокачується через охолоджувач наддувочного повітря, маслоохолоджувач, водоохолоджувіч і далі потрапляє в цистерну. Для зменшення перемішування гарячої і холодної води в середній частині цистерни є перегородка, що допускає переливання води з однієї половини в іншу при їх переповнюванні. З цистерні нагріта вода забирається насосом і подається в ОТОА з лабіринтовим каналом. ОТОА розміщувався на горизонтальному днищі і мав сумарну площу теплопередающей поверхні 100 м^2. Охолоджена вода після ОТОА поступає в цистерну. Клапани резервного охолодження дозволяють в аварійній ситуації підключити охолоджуване устаткування до системи забортної води. Паралельне включення секцій ОТОА забезпечує підвищення надійності експлуатації.

Теплоотдача погружного пластинчатого теплообмінника системи охолодження енергоустановок морських техничних средств.

З точки зору простоти виготовлення і обслуговування одним з найбільш раціональних варіантів ЗТОА апарату є набір паралельно розташованих плоских порожнистих пластинів з лабіринтовими каналами усередині. По цих каналах рухається охолоджувана прісна вода (малюнок 7). Тепловіддача при русі охолоджуваної прісної води в лабіринтовому каналі такого апарату добре вивчена. Для розрахунку тепловіддачі забортній воді не можна використати добре відомі залежності для ізотермічних поверхонь, оскільки за даними [3] помилка може досягати 50%.

Стоїть завдання розробити методи теплотехнічного розрахунку таких пристроїв. Оскільки пластини розташовуються в пакеті з проміжком між собою, то не можна також використати залежності для тепловіддачі через суднову обшивку, отримані в [2,3]. Потрібно спеціальні дослідження.

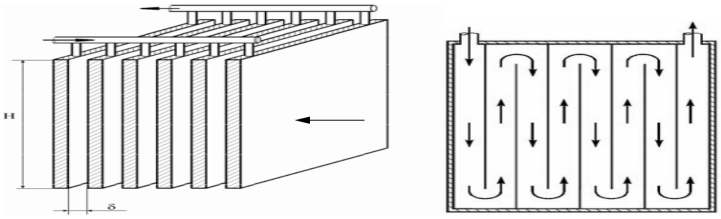


Рис. 7. Пластинчатий погружний теплообмінний аппарат.

Для дослідження процесів була створена експериментальна установка. Експериментальна модель складалася з двох паралельних пластинів заввишки 0,8 м. і шириною 0,5 м. з внутрішнім лабіринтовим каналом кожна. З використанням спеціального пристрою змінювалася і фіксувалася відстань між цими пластинами в діапазоні від 80 до 240 мм Температура поверхні пластинів вимірювалася за допомогою термопар. Також контролювалася температура гарячої води на вході і виході. Для відвертання непередбачених тепловтрат усі необхідні поверхні експериментальної моделі були ретельно теплоізольовані. Експериментальна модель розміщувалася в ємності об'ємом 17 $м^3$ з нерухомою водою, імітуючи умови тепловіддачі при вільній конвекції. Експериментальна установка забезпечувала прокачування гарячої прісної води з витратою до 0,001 $м^3/г$ і її прогрівання до 90°С.

Вимір витрати рідини здійснювався об'ємним методом. Проведені експериментальні дослідження чітко показали залежність тепловіддачі від проміжку між пластинами δ (Рис 8).

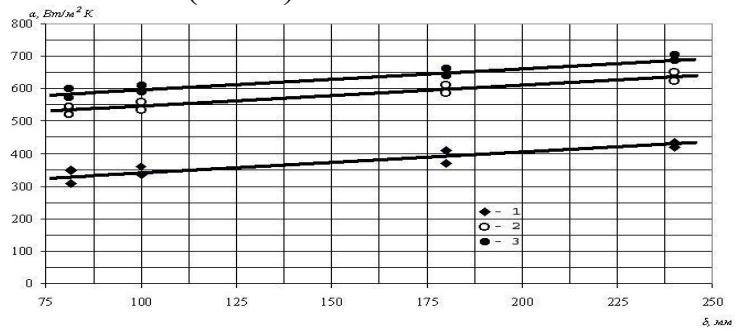


Рис. 8. Залежність коефіцієнта тепловіддачі α від проміжку між пластинами при різних температурних натисках Δt

При температурному натиску рівному 27 °Зі збільшення проміжку з 80 мм до 240 мм збільшує тепловіддачу на 20%. На рис 9 показана обробка експериментальних даних в координатах lg (Nu) lg (PrGr). З графіку виходить, що для усіх проміжків тангенс кута нахилу ліній дорівнює 0,33. Це означає, що показник міри при (PrGr) рівний 0,33. Звідси витікає, що процес тепловіддачі автомоделен по відношенню до висоти теплоотдающей поверхні Н. Іншими словами, чисельне значення коефіцієнта тепловіддачі по висоті поверхні постійно. 1 - температурний натиск Δt = 7 °З; 2 - 27 °З; 3 - 40 °З

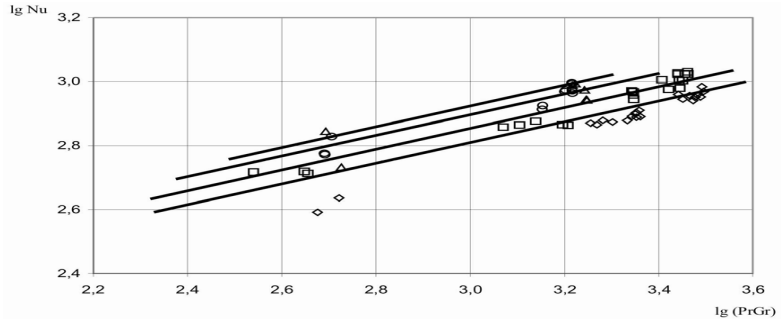


Рис. 9. Залежність *lg(Nu)* від *lg(PrGr)*.

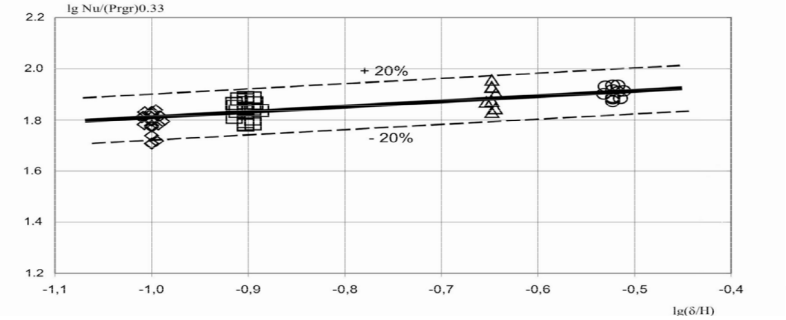


Рис. 10 Залежність $\lg(Nu/(PrGr)^{0,33})$ від $\lg(\delta/H)$

На рисунку 10 представлена залежність $lg(Nu/(PrGr)^{0,33})$ від $lg(\delta/H)$.

В результаті рівняння подібності, що описує тепловіддачу від поверхні цього апарату до забортної води в умовах вільної конвекції, виглядає таким чином:

$$Nu = 104 \cdot (PrGr)^{0,33} \cdot (\delta/H)^{0,21}$$

Дане рівняня справедливо для $(PrGr)$ = 346,5 … 3127 и (δ/H) = 0,1 … 0,3.

На рисунку 11 показано зіставлення результатів з відомими даними. Як видно тепловіддача у пластинів встановлених з проміжком менше тепловіддачі просто поодинокої пластини [3], і тим більше менше тепловіддачі ізотермічної поверхні.

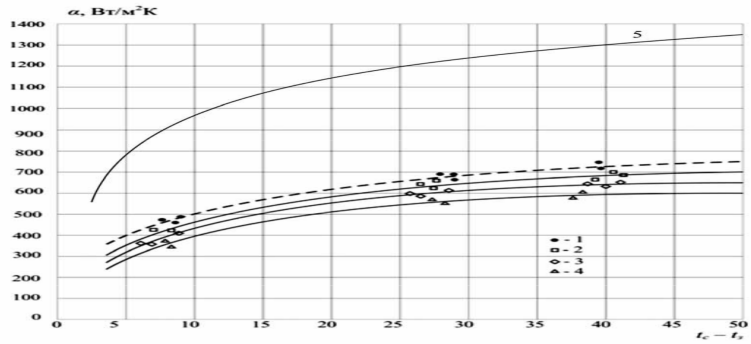


Рис. 11 Зіставлення тепловіддачі в погружном пластинчатому апараті з відомими значеннями [3,4].
1 – одиночна пластина [3]; 2 – зазор δ = 240 мм; 3 – 180 мм; 4 – 100 мм; 5 – изотермічна поверхня [4]

Таким чином, розрахунок тепловіддачі забортній воді у разі використання погружного пластинчатого апарату може і повинна вестися тільки з використанням отриманої залежності .

Інтенсифікація теплообміну в судових ОТОА.

Габарити ОТОА істотно залежать від ефективності тепловіддачі від зовнішньої поверхні суднової обшивки до морської води. Причому найгірші

умові роботи таких систем спостерігаються при нерухомій забортній воді, коли тепловіддача відбувається при вільній конвекції. Відповідні значення коефіцієнта тепловіддачі α_k залежно від температурного натиску tc - tв між стінкою і морською водою показані на (Рис 12.) Наочно видно, що ефективність тепловіддачі, що досягається, істотно менше по порівнянню, наприклад, з випадком вимушеної конвекції. В результаті замкнуті системи охолодження мають значні массогабаритні показники, що стримує їх широке впровадження в практику.

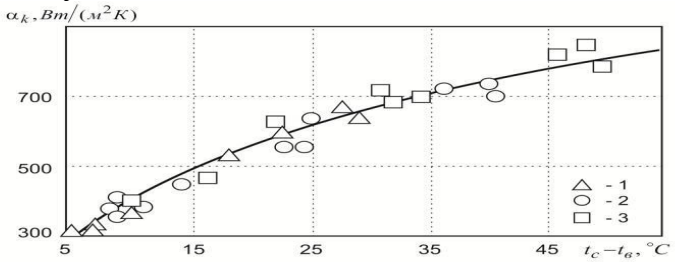


Рис 12 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі α_k от температурного напора (t_c–$t_в$)

Для забезпечення впровадження екологічно безпечних систем охолодження необхідно істотно підвищити ефективність тепловіддачі до морської води. Це може зроблено за рахунок подання повітря в нижній частині СОТОА (Рис 5). В результаті у поверхні формується газорідинний струмінь, що істотно інтенсифікує течію морської води, що сприяє підвищенню ефективності тепловіддачі.

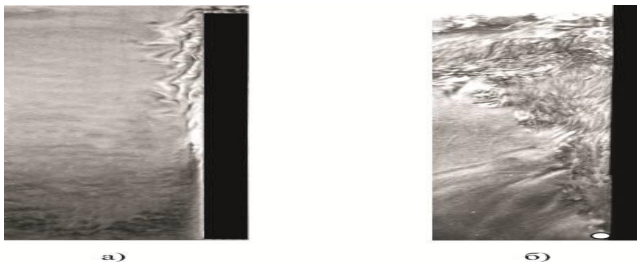


Рис 13 - Візуалізація течії морської води в СОТОА при вільній конвекції (а) і у разі газорідинного струменя (б)

На малюнку 6 представлено співвідношення коефіцієнта тепловіддачі газорідинного струменя $\alpha_г$ і коефіцієнта тепловіддачі при вільній конвекції α_k. При tc - tв більше 15.16 градусів збільшення тепловіддачі досягає 5.10 разів. При зниженні температурного натиску спостерігається відносне збільшення ефективності цього методу інтенсифікації тепловіддачі. Так при (tc - tв) = 2.4 градуса, що відповідає випадку знаходження судна в теплих екваторіальні водах, значення $\alpha_г/ \alpha_k$ може досягати 20.30 разів. Відмітимо, що вказаний ефект досягається при дуже невеликих витратах повітря.

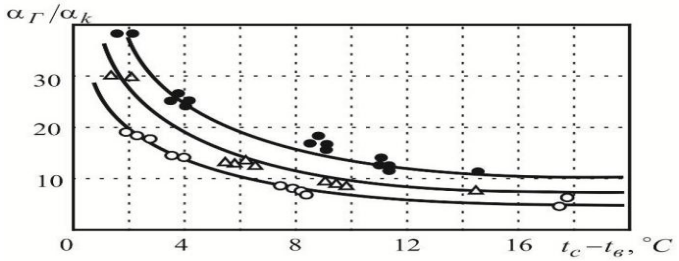


Рис 14 - Відносне збільшення тепловіддачі $\alpha_Г/\alpha_k$ залежно від температурного натиску (tc - tв), при витраті повітря $(0{,}14…1{,}15)\cdot10^{-3}$ м^3/с.

Таким чином, метод газоріднної інтенсифікації тепловіддачі забезпечує створення і впровадження в практику досконаліших екологічно безпечні систем охолодження енергетичних установок.

В результаті дослідження з літератури та її аналізу встановлено:

1. Найважливішим елементом замкнутих систем є обшивальні або забортні теплообмінні апарати, що забезпечують тепловідвід безпосередньо в морську воду.

2. Описані конструкції замкнутих систем охолодження і обшивальних теплообмінних апаратів. Їх виготовлення не вимагає від суднобудівельного або суднoремонтного підприємств застосування спеціальних технологій і устаткування.

3. Є прийнятні для суднобудування шляху інтенсифікації теплопередачі в таких теплообмінниках. Це забезпечує зниження маси і габаритів систем. В результаті створюються сприятливі умови для широкого впровадження замкнутих систем охолодження енергетичних установок на судах і морських платформах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. К.Ю. Федоровский, Н.К. Федоровская. — М. : Вузовский учебник : ИНФРА-М, 2018. — 160 с.

2. Федоровский К.Ю. Особенности теплообмена в судовых замкнутых системах охлаждения / К.Ю. Федоровский // Повышение надежности энергетического обеспечения морских буровых работ // Киев: Знание. – 1980. – 12-16 с.

3. Федоровский К.Ю./ Свободно-конвективный теплообмен плоской неизотермической поверхности при различной её ориентации/ К.Ю. Федоровский // Инженерно- физический журнал. – 1988. – Т.55. – №2. – 186-190 с.

4. Исаченко В.П./ Теплопередача./ В.П. Исаченко // Учебник для ВУЗов. Изд 3-е. // М.: Энергия, – 1975. – 488 с.

УДК 621.245

Бабак О. В., кер. доц.Сагін С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення екологічних та економічних роказників роботи суднових дизелів шляхом використання альтернативних палив

Постановка проблеми в загальному вигляді. Судновий дизель, виробляючи механічну енергію за рахунок окислення палива повітрям, в процесі роботи здійснює безперервний тепло-масообмін з навколишньою атмосферою. Він забирає повітря і споживає паливо, потім викидає випускні гази (ВГ), що складаються з частини повітря і продуктів окислення палива. Таким чином, повітря, що надходить в циліндр дизеля, робить певний термодинамічний цикл, зазнаючи при цьому хімічні зміни, в результаті чого перетворюється в випускні гази – складну газову суміш з безліччю компонентів. Чотири компонента N_2, O_2, CO_2 і H_2O складають понад 99...99,9 % обсягу газу, решта 0,1...1,0 % обсягу випускних газів складають домішки, які не представляють інтересу з технічної точки зору, але є шкідливими для довкілля, живої природи і людини.

При випуску в атмосферу ВГ зазвичай розсіюються і вступають в контакт з людиною вже в сильно розбавленому стані. Концентрація ряду шкідливих компонентів і температура газів в основному знижуються до безпечного рівня, але бувають зони, де ця речовина концентрується в кількостях, що надають шкідливу дію на живий організм і природу. Ця обставина змушує шукати шляхи зниження шкідливих речовин. До найбільш небезпечних речовин можна віднести CO, NO_X, SO_X та незгорілі вуглеводні [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В даний час найбільшою мірою довкілля забруднюють випускні гази двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Саме тому до специфічних завдань експлуатації суднових енергетичних установок відносяться запобігання утворенню і нейтралізація екологічно небезпечних речовин, що утворюються при використанні нафтових дизельних палив (ДП). У зв'язку з цим останнім часом велика увага приділяється зниженню в продуктах згоряння шкідливих речовин, особливо оксидів азоту NO_X. Зусилля вчених, фізиків і хіміків, спрямовані в даний час на пошук альтернативного палива - дешевого, калорійного і екологічно чистого [2, 3].

Постановка завдання. Протягом останніх десятиліть ведуться інтенсивні дослідження альтернативних палив. При цьому кращим вважається часткове заміщення традиційних видів моторного палива синтетичними рідкими вуглеводнями, які отримуються з природного газу, в силу низької собівартості. Крім традиційних палив, вже застосовують альтернативні палива, в тому числі спиртовмісні, які в дизелях, правда, що обмежені в використанні. Таким чином, дослідження альтернативних видів суднових палив, та вивчення їх впливу на робочий процес а також екологічні показники суднових ДВЗ є важливою та актуальною проблемою, вирішення якої буде сприяти покращенню роботи суднових дизелів та зменшенню їх негативного впливу на довкілля [4].

Виклад основного матеріалу дослідження. Зростаючий інтерес до альтернативних видів палива для суднових двигунів внутрішнього згоряння обумовлений трьома суттєвими міркуваннями:

- альтернативні види палива, як правило, дають менше шкідливих викидів, що сприяють забрудненню повітряного басейну та глобальному потеплінню;
- більшість альтернативних видів палива виробляється з невичерпних запасів;
- використання альтернативних видів палива дозволяє будь-якій державі підвищити енергетичну незалежність і безпеку.

Альтернативні палива отримують в основному з сировини ненафтового походження і застосовують для скорочення споживання нафтопродуктів. Основними видами альтернативного палива є:

- зріджені горючі гази;
- спирти, продукти їх переробки і суміші з нафтовим паливом;
- паливні суміші;
- штучне рідке та газове паливо (біопаливо і біогаз);
- рослинні оливи;
- водень.

Привабливість спиртових палив полягає в тому, що їх можна отримати з будь-якої вуглеводневої сировини, як мінеральної (природний газ, вугілля, горючі сланці), так і органічної (картопля, буряк, інші сільськогосподарські культури, рослинні відходи, водорості та ін.). Серед переваг спиртових палив необхідно також відзначити наявність в їх молекулах атомів кисню, що дозволяє помітно поліпшити екологічні показники токсичності ВГ двигунів внутрішнього згоряння [5].

Серед спиртів найбільш привабливим для використання в ДВЗ є етиловий спирт (ЕС), або етанол. Це обумовлено хорошими екологічними якостями етанолу (його гранично допустима концентрація в повітрі робочої зони – найвища серед всіх спиртів) і можливістю його отримання з різних сировинних ресурсів. Результати експерименту, що підтверджують доцільність використання суміші ДП та ЕС, наведені у таблиці 1.

Таблиця 1. Показники дизеля 4ЧН11/12,5 при роботі на різних паливах

Показник	ДП	96%ДП+4%ЕС
Часова витрата палива, $G_т$, кг/г	20,10	20,00
Обертальний момент дизеля, M_e, Н·м	322	318
Питома ефективна витрата палива, b_e, г/(кВт·год)	218,4	220,0
Ефективний ККД дизеля, η_e	0,374	0,376
Димність ВГ, K_X, %	16,0	12,0
Інтегральні питомі масові викиди, г/(кВт·год):		
оксидів азоту e_{NO_x}	7,018	5,798
оксиду вуглецю e_{CO}	1,723	1,879
незгорілих вуглеводнів e_{CH_x}	0,788	0,836

Однією з серйозних проблем, що виникають при використанні етанолу в якості моторного палива, є його погана змішуваність з нафтовим ДП та рядом альтернативних палив. Основна причина цього – наявність в етанолі, отриманому шляхом бродіння біомаси, значної кількості води, яка дуже погано поєднується з нафтопродуктами.

Із числа видів перспективного палива для двигунів внутрішнього згоряння особливої уваги заслуговує хімічно інертний диметиловий ефір. Діметилефір CH_3-O-CH_3 – безбарвний газ, який при тиску в 5,3 бар переходить в рідкий стан і не має сірки, розчиняється в етанолі, воді. В наш час це єдине синтетичне паливо, яке забезпечує повну заміну традиційного дизельного палива [6]. Основною сировиною для виробництва $(CH_3)_2O$ повинна стати природна сировина, яка синтезує природний газ метан (CH_4).

Використання як моторного палива диметилового ефіру $(CH_3)_2O$ дозволяє зменшити викиди в атмосферу окису вуглецю (CO/CO_2), вуглеводнів (C_iH_j) і окису азоту на 30...70 % в порівнянні зі звичайним рідким вуглеводневим паливом. Результаті експериментів, що це підтверджують, надані у таблиці 2.

Таблиця 2. Технічні показники робочого циклу ДВЗ при зміні складу робочої суміші палива

Показники	ДП	Суміші палива, % ДП+% ДМЕ				ДМЕ
		90+10	80+20	70+30	60+40	
Теплота згоряння палива, кДж/кг	42500	41140	39780	38420	37060	28900
Теоретична кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кг/кг	14,5	13,94	13,27	12,86	12,32	9,08
Індикаторний ККД	0,449	0,448	0,453	0,454	0,453	0,450
Інтегральні питомі масові викиди, г/(кВт·год):						
оксидів азоту e_{NO_X}	7,12	5,52	3,35	2,85	2,62	2,5
оксиду вуглецю e_{CO}	4,16	3,07	2,64	2,16	1,85	1,52
незгорілих вуглеводнів e_{CH_X}	1,13	0,81	0,68	0,42	0,29	0,25

Без перебільшення можна сказати, що дві проблеми, які неминуче стоять перед людством – виснаження запасів вуглеводних палив і небезпека наростаючого забруднення навколишнього середовища – таять в собі цілком реальну перспективу загибелі цивілізації під впливом їй же створених загроз. Заміна вуглеводневих палив воднем могла б радикально їх розв'язати. Подання про водень як про «паливо майбутнього» досить міцно утвердилася як серед фахівців, так і серед тих, кого взагалі цікавить майбутнє енергетики і

транспорту. Дійсно, вода, основний продукт окислення водню, майже не затримує тепло біля поверхні Землі на відміну від вуглекислого газу, у величезній кількості викидається в атмосферу не тільки транспортом, а й усіма тепловими енергоустановки. Таким чином, проблема «парникового ефекту» знімається повністю. У продуктах згоряння водню не містяться токсичні продукти неповного згоряння вуглеводневих палив – окис вуглецю, вуглеводні і тверді частинки. Що стосується запасів, то водень, правда, в пов'язаному вигляді, є найпоширенішим на Землі елементом [7].

Щоб масштабне використання водню в якості палива для транспортних енергоустановок стало реальністю, повинні бути вирішені два складні завдання:

по-перше, організувати його масове і недороге виробництво;

по-друге, створити ефективні та надійні засоби зберігання запасу цього найлегшого в природі газу на борту судна в кількості, необхідній для забезпечення необхідної дальності автономного плавання.

Обидва завдання принципово можна розв'язати, хоча для організації виробництва водневого палива буде потрібно знайти шляхи для багаторазового збільшення виробництва електроенергії. У вирішенні проблеми зберігання за останні десятиліття досягнуто значного прогресу.

Моторні властивості водню – висока детонаційна стійкість, швидке згоряння і широкі межі займистості – сприяють створенню водневих двигунів.

Разом з тим існує ряд проблем, що ускладнюють отримання таких же потужних показників, як у дизельного двигуна. По-перше, хоча теплотворна здатність водню в розрахунку на одиницю маси майже в чотири рази вище, ніж у дизельного палива, стехіометричне співвідношення по відношенню до повітря також приблизно втричі вище. У поєднанні з низькою густиною газоподібного водню це призводить до того, що теплота згоряння одиниці об'єму водню-повітряної суміші нижче, ніж у дізельно-повітряної. Це означає пропорційне зниження циліндрової потужності при рівних умовах організації процесу. Це зниження може бути компенсоване швидшим і повним згорянням водню. Існує ще ряд причин, що ускладнюють використання стехіометричних сумішей в водневому двигуні.

Однією з проблем, пов'язаних з перекладом існуючих двигунів на водневе паливо, є небезпека передчасного займання водню-повітряної суміші.

Крім того, при переведенні діючих двигунів на водневе паливо слід вважатися з можливістю суттєвого підвищення механічних і теплових навантажень на деталі двигуна. Причина цього – висока швидкість згоряння водню. Швидкість поширення ламінарного полум'я для водню в кілька разів вище, ніж для вуглеводневих палив. Розрахункові і експериментальні дані, отримані при випробуваннях двигунів, що працюють на водні, показали, що швидкість поширення турбулентного полум'я в першому наближенні пропорційна швидкості ламінарного полум'я, відповідно, менше тривалість згоряння. При відсутності спеціальних заходів це призводить до підвищення тиску і температури в циліндрі двигуна.

Необхідно також враховувати, що підвищена температура в зоні згоряння призводить до прискореного утворення окислів азоту через окислення атмосферного азоту. Це може звести нанівець ефект усунення оксидів вуглецю та вуглеводнів, оскільки оксиди азоту мають більш сильну отруйну дію, ніж сполуки вуглецю.

Таким чином, для отримання всіх переваг, які потенційно дає водневе паливо, необхідно врахувати весь комплекс факторів, які можуть викликати погіршення потужних, економічних і екологічних показників, і намітити шляхи їх усунення або компенсації. Найбільш доцільний шлях вирішення таких завдань – комплексне моделювання всіх процесів в двигуні. У цьому випадку, на відміну від експериментальних підходів, можна отримати порівнянні дані про результати тих чи інших заходів, які не залежать від їх конкретного конструктивного рішення.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Суднові енергетичні установки є крупними споживачами рідких палив, що призводить не лише до підвищених витрат на йог придбання, підготування та використання, але й на погіршення екологічних показників навколишнього середовища. Одним зі шляхів, що забезпечують покращення екологічних показників роботи суднових двигунів внутрішнього згоряння є використання альтернативних палив. При цьому, найбільш доцільним є використання етанолу та диметилового ефіру, які з різною концентрацією додаються до дизельного палива, та таким чином утворюють паливну суміш. Найбільш ефективним видом альтернативного палива є водень, що володіє майже чотириразовою перевагою в теплотворної здатності у порівнянні з дизельним паливом. При цьому можливості використання водневих дизелів потребують глибокого попереднього теоретичного вивчення та моделювання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

2. Карташевич А. Н. Альтернативные виды топлива для двигателей / А. Н. Карташевич. – Горки : БГСХА, 2012. – 376 с.

3. Вальехо Мальдонадо П. Р. Сравнительные испытания альтер-нативных топлив для дизельных двигателей / П. Р. Вальехо Мальдонадо, С. Н. Девянин, В. А. Марков // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана : серия «Машиностроение» – 2014. – № 6. – С. 59-71.

4. Марков В. А. Спиртовые топлива для дизельных двигателей / В. А. Марков, П. Р. Вальехо Мальдонадо, С. Н. Девянин // Известия высших учебных заведений : серия «Машиностроение». – 2015. – № 11(668). – С. 39-51-71. DOI : 10.18698/0536-1044-2015-11-39-52.

5. Денежко Л. В. Применение диметилового эфира $(CH_3)_2O$ в качестве альтернативного дизельного топлива / Л. В. Денежко, Л. А. Новопашин, Ю. В. Панков // Аграрный вестник Урала. – 2016. – № 06 (148). – С. 76-82.

6. Чанышев Р. Р. Диметиловый эфир – альтернативный вид нефтегазохимического сырья и топлива / Р. Р. Чанышев, Ф. Ш. Вильданов // Башкирский химический журнал. – 2014. – № 4. – Т. 21. – С. 42-56.

7. Галышев Ю. В. Анализ перспективы создания водородных двигателей / Ю. В. Галышев // Альтернативная энергетика и экологи. – 2015. – № 2(22). – С. 19-23.

УДК 621.812

Бондаренко В. Л., кер. доц.Сагін С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Зниження токсичності випускних газів суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Зростаюче забруднення атмосфери промисловими і транспортними викидами – одна з найбільш важливих і складних проблем сучасності. Особлива увага при цьому приділяється морському транспорту, шкідливі викиди якого відіграють значну роль як в глобальній проблемі, так і в регіональному і локальному забрудненні повітряного басейну. Постійне зростання кількості суден і потужності їх двигунів призводить до збільшення обсягу палива, що спалюється ними палива, а отже, до великих викидів токсичних компонентів з випускними газами (ВГ).

В даний час вплив морського транспорту на довкілля – одна з найбільш нагальних і актуальних проблем сучасного суспільства. Наслідки цього впливу позначаються не тільки на нинішньому поколінні, а й майбутньому, якщо не брати серйозні заходи по їх контролю, зниженню й усуненню [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При використанні звичайних вуглеводневих палив нафтового походження і атмосферного повітря як окислювача ВГ суднових дизелів на 99,00...99,98 % складаються з продуктів повного згоряння палива (CO_2 і H_2O) і повітря зі зниженим вмістом кисню. Токсичність ВГ суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) визначається в основному іншими 0,02...1,00 % складовими із обсягу, куди входять речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу з повітря при високих температурах (оксид азоту), а також продукти неповного згоряння палива (незгорілі вуглеводні, оксид вуглецю, сірчистий ангідрид, частинки вугілля і сажі). З метою зниження концентрації цих речовин, використовують різни методи та технології: впорскування води у повітряний та випускний колектор та безпосередньо у циліндр дизеля; водо-паливні емульсії (ВПЕ), утворення сумішей дизельного палива та діметилового ефіру (ДМЕ), додаткове згоряння у ВГ; рециркуляції газів [2, 3].

Постановка завдання. Велике різноманіття способів, що забезпечують зниження токсичності ВГ суднових дизелів в повній мірі не вирішує пробле-

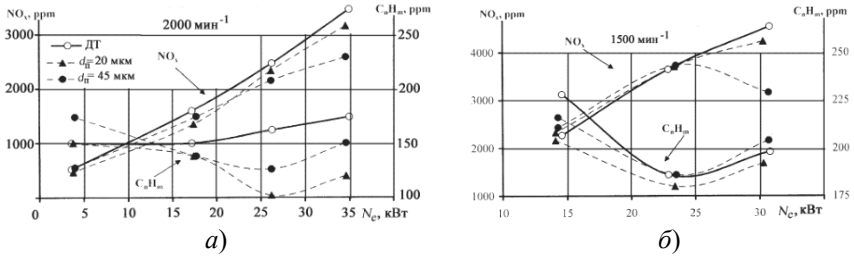
му підтримання його екологічної ефективності, крім того окремі способи зниження токсичності ВГ можливо використовувати лише для вузького колу дизелів, або їх режимів роботи. Тому завданням дослідження було визначення сукупності методів, які з одного боку сприяють покращенню екологічних показників суднових дизелів, а з іншого – можуть використовуватися практичного для будь-яких типів дизелів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Широке поширення в транспорті дизельних двигунів пояснюється тим, що вони працюють на порівняно дешевому паливі, відрізняються кращою паливною економічністю і меншою токсичністю вихлопних газів. Однак і вони не завжди відповідають сучасним вимогам по токсичності. Як вказувалося у попередніх розділах, існуючі технічні рішення, спрямовані на зменшення шкідливих викидів в ВГ дизелів, можна розділити на три основні групи: 1) вплив на робочий процес двигуна; 2) очищення ВГ у випускній системі двигуна; 3) використання альтернативних палив.

Результати досліджень, виконаних у роботі, дозволяють висловлювати, що альтернативні палива є найбільш доцільним способом забезпечення екологічної ефективності морського судна. Найбільш оптимальним варіантом із альтернативних палив є використання водо-паливних емульсії, метанолу та діметилового ефіру, етаноло-паливних емульсій (ЕПЕ), які забезпечують найбільший рівень зниження токсичних компонентів у ВГ [3].

Використання ВПЕ у суднових дизелях дає наступні результати:

• зниження концентрації оксидів азоту NO_x і сумарних вуглеводнів C_nH_m майже на всьому діапазоні навантажень, причому ступінь зниження в основному пропорційна величині навантаження;



а) *б*)

Рис. 1. Зміна концентрації оксидів азоту NO_x і вуглеводнів C_nH_m в залежності від потужності двигуна на різних швидкісних режимах: а) 2000 хв$^{-1}$; б) 1500 хв$^{-1}$

• ВПЕ з меншим розміром крапель води забезпечує більше зниження концентрації токсичних складових в ВГ (рис. 1).

При використанні як альтернативного палива метанолу та ДМЕ знижується концентрація наступних складових ВГ: оксидів азоту NO_x, двоокиси вуглецю CO, незгорілих вуглеводнів та твердих часток, при цьому ефективні показники роботи дизеля (зокрема коефіцієнт корисної дії) не змінюються (рис. 2).

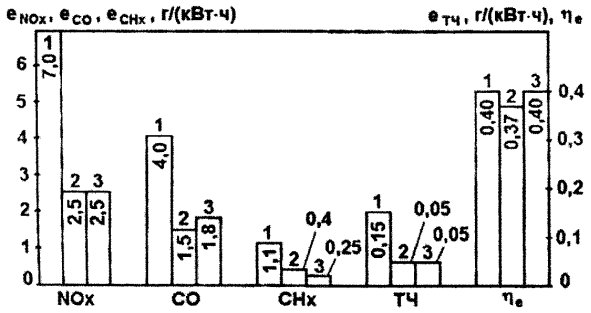


Рис. 2. Питомі масові викиди токсичних компонентів ВГ і ефективний ККД дизеля при роботі на різних видах палива:
1 – ДТ; 2 – метанол; 3 – ДМЕ

Швидкісні характеристики і зміна вмісту токсичних компонентів в ВГ суднового ДВЗ в залежності від зміни частоти обертання колінчастого валу при роботі на дизельному паливі та при використанні ЕПЕ представлені на рис. 3.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Вагому роль у забрудненні навколишнього середовища з морських і річкових суден грають суднові енергетичні установки та двигуни внутрішнього згоряння, які використовуються як головні та допоміжні дизелі. В результаті здійснення кругового робочого циклу, як будь-який тепловий двигун, ДВЗ викидає в атмосферу випускні гази, рівень шкідливих речовин в яких сприяє на екологічну ефективність судна. Забезпечення необхідних екологічних показників роботи суднових ДВЗ можливо шляхом використання альтернативних палив.

Експлуатація суднових ДВЗ супроводжується гострою проблемою екологічного забруднення навколишнього середовища шкідливими і токсичними складовими продуктів згоряння палива.

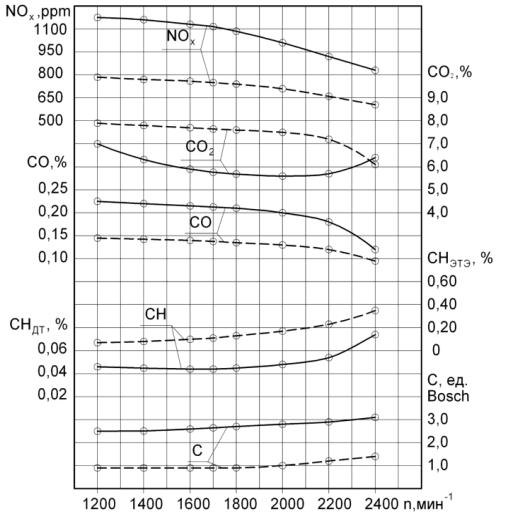


Рис. 3. Вплив застосування ЕПЕ на токсичні показники суднового ДВЗ в залежності від зміни частоти обертання колінчастого вала: —— – дизельне паливо; - - - - - – ЕПЕ

Токсичність випускних газів дизелів визначається 0,02...1,00 % із загального обсягу, але у цю кількість входять речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу з повітря при високих температурах (оксид азоту), а також продукти неповного згоряння палива (незгорілі вуглеводні, оксид вуг-

лецю, спирти, кетони, кислоти, перекису, сірчистий ангідрид, частинки вугілля і сажі, продукти конденсації і полімеризації). Крім продуктів згоряння палива, в випускних газах дизельних двигунів присутні продукти згоряння мастила – речовини, які утворюються з присадок до палива, а також тверді частинки.

Для зниження концентрації токсичних речовин у випускних газах ДВЗ доцільно використовувати наступні альтернативні палива :

- застосування водо-паливних емульсій, що забезпечує зниження концентрації NO_x (до 15,6 %) та C_nH_m (до 45,7 %) в випускних газах, а також рівня димності випускних газів (до 2,3 разу) ;
- *використання етанолу та етаноло-паливних емульсій, це сприяє зменшенню вмісту NO_x на 29,4 %; зменшенню вмісту CO_2 на 8,6 %; зменшенню вмісту CO в 1,9 рази; але при цьому в 1,24 рази підвищується димність;*
- *використання ДМЕ сприяє зниженню витрат палива, а найголовніше – забезпечує покращення екологічних показників роботи дизеля, зокрема забезпечує майже 3-х разове зниження емісії NO_x та 2,5-ої разове зниження емісії CO;*
- *при роботі дизеля на ЕПЕ на 23 % зменшується вміст NO_x в ВГ; на 34,5 % знижується вміст CO, але в 1,6 рази збільшується димність ВГ.*

При виборі виду альтернативного палива необхідно виконувати комплексне оцінювання його впливу на токсичні показники роботи дизелю. Найбільш ефективним і економічно доцільним заходом щодо зниження токсичності ВГ ДВЗ є застосування їх комбінованої очистки [4].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/ mas.v9n5p269.

2. Иванченко А. А. Техника и технологии нейтрализации в отработавших газах СЭУ : учебное пособие / А. А. Иванченко. – СПб. : СПГУВК, 2012. – 112 с.

3. Лиханов В. А. Исследование эффективности и экологических показателей дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на природном газе с рециркуляцией отработавших газов, метаноло- и этаноло-топливных эмульсиях // В. А. Лиханов // Междунар. журн. прикладных и фундаментальных исследований. – 2015. – №5. – С.22-25.

4. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

УДК 621.436

Веліксар М. М., кер. доц.Сагін С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення екологічних показників роботи суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Основним джерелом енергії, що забезпечує роботу суднових енергетичних установок, в тому числі двигунів внутрішнього згоряння, є паливо [1]. Суднові двигуни внутрішнього згоряння є найбільшими споживачами рідкого палива. Потужність головних двигунів (таких, що передають свою потужність на гвинт і забезпечують рух судна) провідних дизелебудівних фірм Mitsubishi, MAN Diesel, Wartsila-Sulzer досягає 56000...81000 кВт, а допоміжних двигунів (які є приводом суднових електрогенераторів) 2500...4200 кВт [2]. При середній питомій ефективній витраті палива 175...188 г/(кВт·г) добова витрата палива головним двигуном може становити 235...350 тонн/добу, а допоміжними двигунами, кількість яких на сучасних судах зросла до 4-х, а кількість паралельно працюючих до 3-х, – 8...10 тонн/добу. При цьому в атмосферу викидається 16...24 тонн/год випускних газів, до складу яких входять токсичні компоненти. Тому завдання забезпечення екологічних показників роботи суднових дизелів є актуальним, а її вирішення сприятиме збереженню довкілля.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Оксиди азоту NO_X займають перше місце серед шкідливих викидів практично на всіх режимах роботи дизелів, незалежно від їх типу, класу, розмірів і конструктивних особливостей. Оксиди азоту є єдиними забруднюючими речовинами, які не можуть бути усунені шляхом зміни сорту палива (як це можливо для зниження викидів SO_X), оскільки найчастіше вони утворюються при з'єднанні азоту (якій обов'язково знаходиться в складі рідкого палива) з киснем (якій обов'язково знаходиться в складі повітря в циліндрі дизеля).

Способи зниження концентрація NO_X в випускних газах поділяються на первинні та вторинні. До первинних належать заходи по оптимізації процесу сумішоутворення, подачі і горіння палива, а також вдосконалення конструкції паливної апаратури [2]. Вторинні способи (селективне або неселективне каталітичне відновлення) мають на увазі очищення випускних газів, які вже утворилися перед їх випуском в атмосферу в додатково встановлених спеціальних пристроях (реакторах) [3].

Найбільшого поширення серед первинних методів зниження емісії NO_X отримали наступні:

1) зволоження повітря наддуву;
2) застосування водо-паливних емульсій;
3) використання прямого вприскування води в циліндр дизеля;
4) модернізація конструкції паливної апаратури;
5) використання системи Exhaust gas recirculation (EGR) [4].

Постановка завдання. Однією з особливостей експлуатації морських суден є їх підзвітність міжнародним класифікаційним товариствам (напри-

клад, Lloyd's Register of Shipping – England, Bureau Veritas – France, Det Norske Veritas & Germanischer Lloyd – Germany, The American bureau of shipping – USA). Причому одне морське судно може бути під наглядом відразу декількох товариств. Ці організації на базі емпіричного досвіду, статистичного обліку та наукових досліджень розробляють свої власні Правила класифікації морських суден і ведуть систему безперервного контролю над дотриманням цих правил на класифікованих суднах. Це обмежує можливість виконання конструкційних змін в устрої суднового енергетичного устаткування (як теплових і механічних двигунів, так і систем, що забезпечують їх роботу) без відповідного погодження з цими наглядовими органами. Суднової екіпаж при виконанні своїх функціональних обов'язків позбавлений можливості самостійного переобладнання як самої енергетичної установки, так і систем, її обслуговують. Тому завданням як суднових механіків, так і представників науково-дослідний організацій є визначення оптимальних умов експлуатації суднової енергетичної установки без внесення будь-яких удосконалень і модернізацій в її конструкцію.

Виклад основного матеріалу дослідження. З урахування вищевикладеного в даній статті запропоновані результати експериментальних досліджень, виконаних на судновому мало-обертовому дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi, який обладнано штатною системою ERG. Дослідження дозволили визначити вплив системи рециркуляції випускних газів на екологічні, енергетичні та економічні показники його роботи [5].

Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi з системою рециркуляції випускних газів показана на рис. 1.

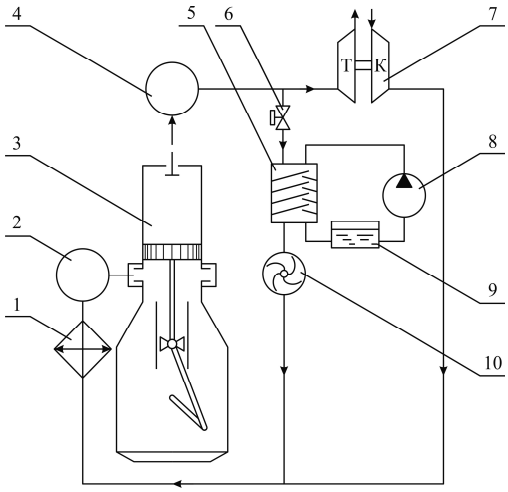


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів для суднового мало-обертового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi:
1 – охолоджувач повітря; 2 – повітряний ресивер; 3 – циліндр дизеля;
4 – випускний колектор; 5 – скрубер; 6 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 7 – газотурбонагетатель; 8 – водяний насос; 9 – водяна цистерна; 10 – газовий нагнітач з електричним приводом

Експерименти виконувалися для наступних швидкісних режимів роботи дизеля: 55, 65, 75 і 80 об/хв, що відповідало значенням відносної потужності дизеля: $0{,}3N_{e\text{ном}}$, $0{,}5N_{e\text{ном}}$, $0{,}77N_{e\text{ном}}$ і $0{,}93N_{e\text{ном}}$, яка вимірювалася в кВт. Як

$N_{еном}$ приймалася номінальна потужність, яка відповідала своїм значенням коефіцієнта надлишку повітря α.

Результати досліджень наведені на рис. 2-3.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Система EGR забезпечує примусову подачу випускних газів в циліндр дизеля, при цьому в циліндрі змінюється співвідношення між горючими компонентами палива (вуглецем, воднем і сіркою) і окислювачем (киснем, що міститься в повітрі). Це (при незмінній кількості палива, що подається в циліндр) погіршує процес згоряння, знижує максимальну температуру в циліндрі і зменшує кількість оксидів азоту. Рівень емісії NO_X знаходиться в зворотній залежності від ступеня рециркуляції системи EGR. Також до зниження кількості оксидів азоту в випускних газах, призводить збільшення інтенсивності подачі випускних газів в циліндр дизеля.

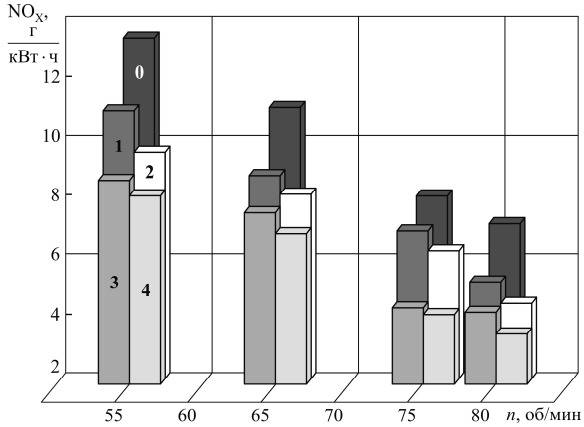


Рис. 2. Зміна концентрації оксидів азоту NO_X, г/(кВт·ч) в випускних газах суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi в залежності від частоти обертання n, об/хв, і ступеню EGR: 0 – робота без рециркуляції – 0 %; 1 – 4,7 %; 2 – 9,8 %;3 – 14,6 %; 4 – 18,8 %

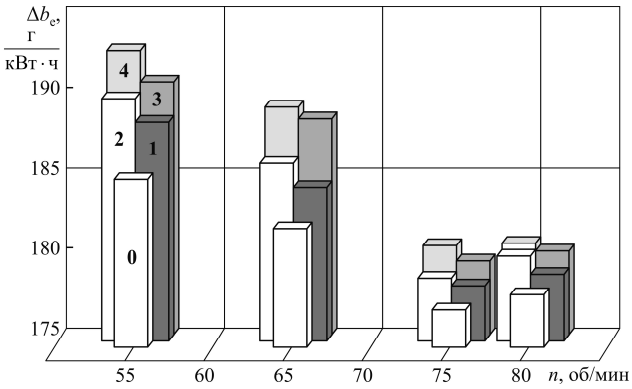


Рис. 3. Зміна питомої ефективної витрати палива, Δb_e г/(кВт·г) суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi в залежності від частоти обертання n, об/хв, і ступеню EGR: 0 – робота без рециркуляції – 0 %; 1 – 4,7 %; 2 – 9,8 %;3 – 14,6 %; 4 – 18,8 %

Забезпечення екологічних показників роботи дизеля пов'язано з енергетичними та економічними параметрами його роботи. Сприятливий вплив системи EGR на емісію NO_X одночасно призводить до зниження ефективної потужності дизеля і збільшення питомої витрати палива. Зниження потужності дизеля пов'язано зі зменшенням кількості випускних газів, що надходять до газотурбонагнетача, і одночасним пропорційним збільшенням кількості

випускних газів, що надходять в циліндр дизеля (через систему рециркуляції). Перше знижує потужність газотурбонагнетача N_T, а друге призводить до зниження коефіцієнта наповнення циліндра свіжим повітрям $\eta_н$. В обох випадках є прямо-пропорційна залежність одного параметра від іншого: $N_T \sim G_T$ і $N_e \sim \eta_н$, що й обумовлює падіння ефективної потужності при зростанні ступеня ERG.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу / Ю. В. Заблоцкий, А. А. Куропятник // Austria-science. – 2017. – № 2.– С. 83-88

2. Сагин С. В. Способы снижения эмиссии NOx судовых дизелей, находящихся в эксплуатации / С. В. Сагин, Р. В. Перунов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса : ОНМА. – С.54-60.

3. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – № 1. – P. 1-9. doi.org/10.17818/NM/2019/1.1.

4. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin; O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – June 2018. – Vol. 65. – Iss. 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

5. Куропятник А. А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А. А. Куропятник, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72-80.

УДК 621.436

Головін В.Н. , кер. доц. Сагін С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Оптимізація процесу наддува в малообертових дизелях

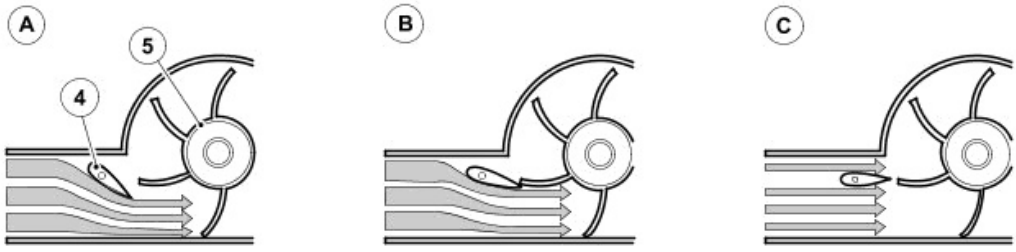
Сьогодні найчисленнішу групу в номенклатурі двигунів, що випускаються, внутрішнього згорання складають транспортні дизелі, до яких окрім автотранспортних, у зв'язку з посиленням вимог по ефективності роботи на нерозрахункових режимах, відносять тепловози і суднові, встановлювані на маневрові агрегати і судна нового покоління типу "річка - море".
Тому підвищення ефективності роботи транспортних дизелів є великою господарською проблемою.

Одним з основних напрямів, що дозволяють форсувати транспортні дизелі, збільшити їх питому потужність, забезпечити комплексне підвищення показників технічного рівня, таких як паливна економічність, компактність, надійність, екологічна безпека, є високоефективний турбонаддув, здійснюваний турбокомпресором, що конструктивно складається з компресора і турбіни. Особлива роль в конструкції відводиться компресору, як агрегату, що виконує головну функцію. Тому під підвищенням ефективності роботи компресора слід розуміти, передусім, підвищення його к.п.д., пологість протікання характеристик навантажень і забезпечення рівномірності подання повітря в циліндри дизеля. Вдосконаленням компресорів турбонаддува займаються багато провідних підприємств і наукові організації ряду галузей. Проте, при великих досягнутих успіхах багато завдань ще не вирішені, або вирішені для конкретних моделей турбокомпресорів і їх елементів. За основними техніко-кономічними характеристиками вітчизняні турбокомпресори наддування транспортних дизелів, так само як і характеристики самих дизелів ще відстають від зарубіжних ана логів. Зростання тиску наддування і к.п.д. обмежується з одного боку відсутністю сучасних технологій, з іншого боку малим числом глибоких наукових опрацювань, рекомендацій і узагальнень. Наявний експериментальний матеріал отриманий в постановці многопараметричности впливу без поелементного дослідження і аналізу, що не дозволяє зробити висновки про причини підвищення або зниження ефективності т их або інших елементів ступеня. У глобальній постановці - відсутня технологія формування проточної частини компресора турбонаддува транспортного дизеля що дозволяє розробляти високоефективні агрегати в широких діапазонах геометричних, газодинамічних і режимних параметрів.

1) параметрична оптимізація ступеня компресора(вхідний і вихідний при стрій, безлопатковий і лопаткадифузори);

2) Використання турбокомпресора зі змінюваною геометрією.

Турбокомпресор зі змінюваною геометрією.



На рисунку показан рух потоку вихлопних газів із застосуванням лопаток, що рухаються та збільшують потік газів в ТК.

ТЗГ відрізняються від класичних турбокомпресорів наявністю кільця із спеціальних лопатей. Лопаті мають особливу аеродинамічну форму, що підвищує ефективність наддування.

Налаштування турбокомпресора. До одного з найбільш важливих питань для підвищення ефективності роботи дизеля відноситься розширення характеристики компресора відноситься розширення характеристики компресора по діапазону витрат. Для досягнення цієї мети фірма Mitsubishi виконала профілізацію нових проточних частин зі збільшеною пропускною спроможністю і зменшеним числом лопаток.

Початкове колесо компресора мало по 11 повних і укорочених лопаток, нове - по 9 лопаток. Початковий профіль лопатки дифузора описаний двома дугами, новий виконаний у вигляді крила з укороченою хордою, то збільшує прохідний переріз на вході. Число лопаток не вказане, але воно приблизно в два рази менше за початковий, і лопатки утворюють на вході косий зріз між каналу лопатки дифузора. Із зіставлення характеристик компресорів видно, що діапазон витрати збільшений на 17% при мірі підвищення тиску з 3,6 з підвищенням ККД компресора на 1 %.

Зона оптимального ККД змістилася в зону більш високих витрат, тоді як при налаштуванні на низькі навантаження її переважно змістити у бік зниження витрат. результати дослідження дозволяють виконати аналогічні конструктивні зміни на турбокомпресорі меншого розміру, що забезпечить налаштування проточної частини компресора на потрібну робочу точку. Аналогічні конструктивні зміни на компресорах з великими витратами повітря дали дуже скромне розширення діапазону - всього на 8% (мал. 1.8). Внесені зміни на колесах великих розмірів дали невелике збільшення ефективного прохідного перерізу.

Представлені результати дослідження є продовженням раніше виконаних фірмою робіт. Випробування компресора з малим числом лопаток дифузора показали можливість істотного розширення діапазону витрат, але зі зниженням максимального ККД на 1 %. Причому діапазон характеристики ТК по витраті повітря дифузором лопатки (ЛД).

ЛД з малим числом лопаток, які не утворюють між канал лопатки,

практично близький до без дифузору лопатки,тому ККД компресора з ним буде нижчий. Збільшеннячисла лопаток і формування косого зрізу, нав іть безстворення помітного між каналу лопатки, дозволилифірмі підвищити ККД і розширить діапазонхарактеристики по витраті.

Підвищення ККД турбіни було забезпечено за рахунок оптимізації профілю і збільшення кількості лопаток турбіни. В ході проведених випробувань було досягнуте збільшення ККД турбіни на 2% при мірі розширення тиску в турбіні на 1,5 до 2.0.

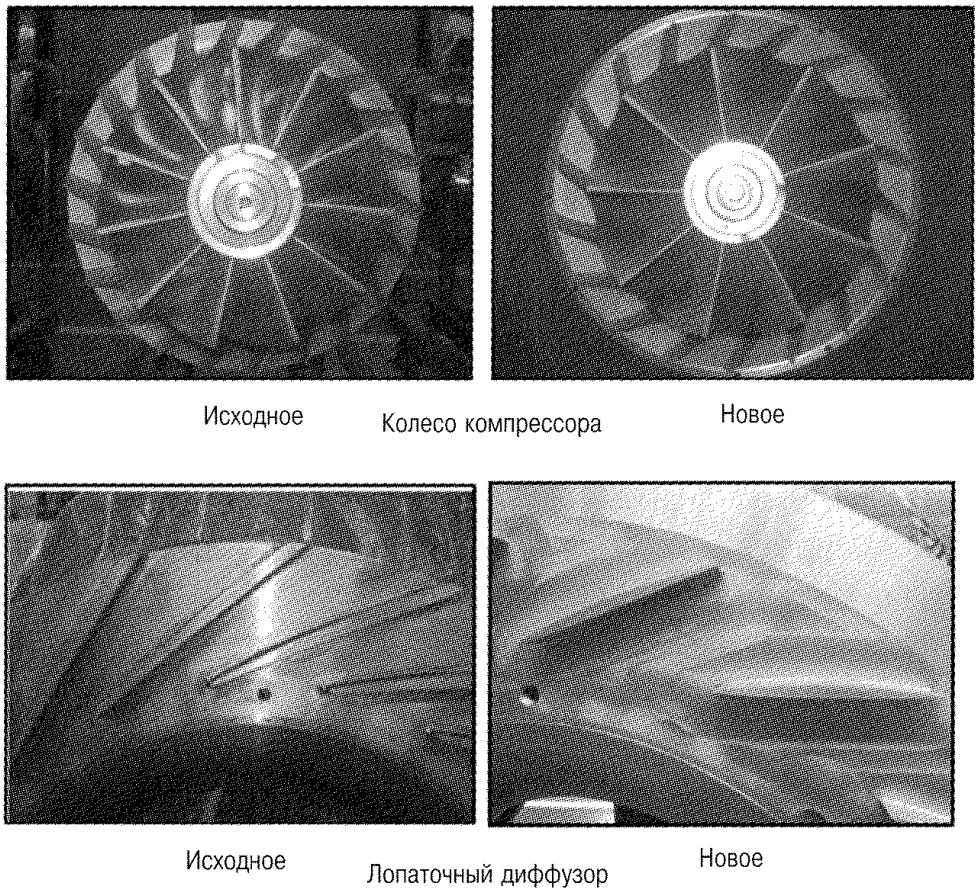


Рис.1. Зміна профілю коліс компресора і дифузора лопатки

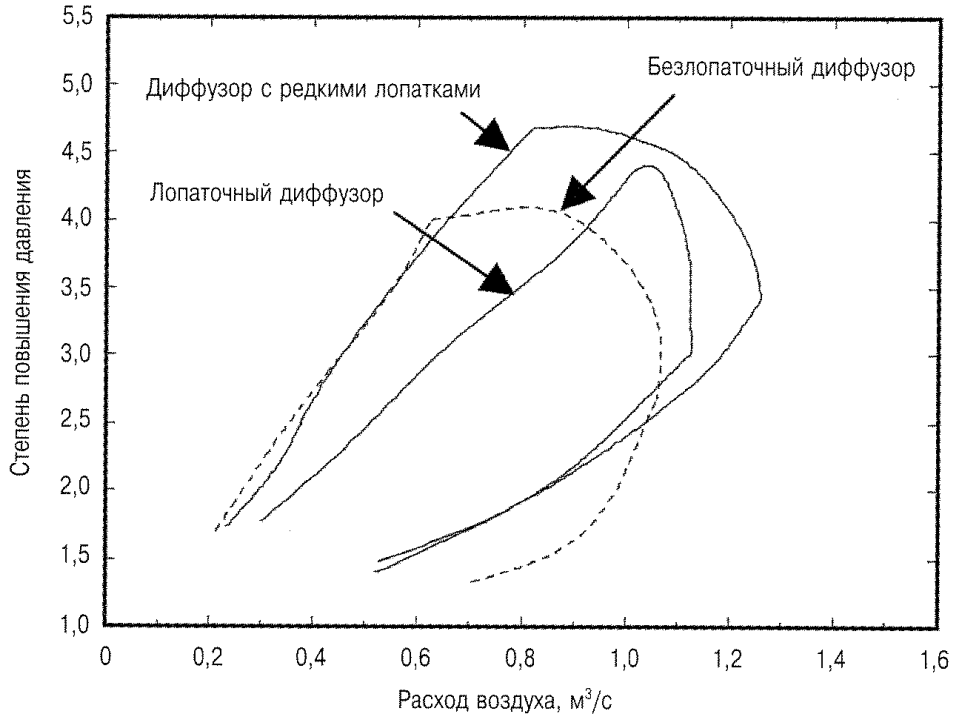


Рис2. Зіставлення характеристик компресорів з різними дифузорами: Без лопаткок, лопаточний дифузор та дифузор з малим числом лопаток.

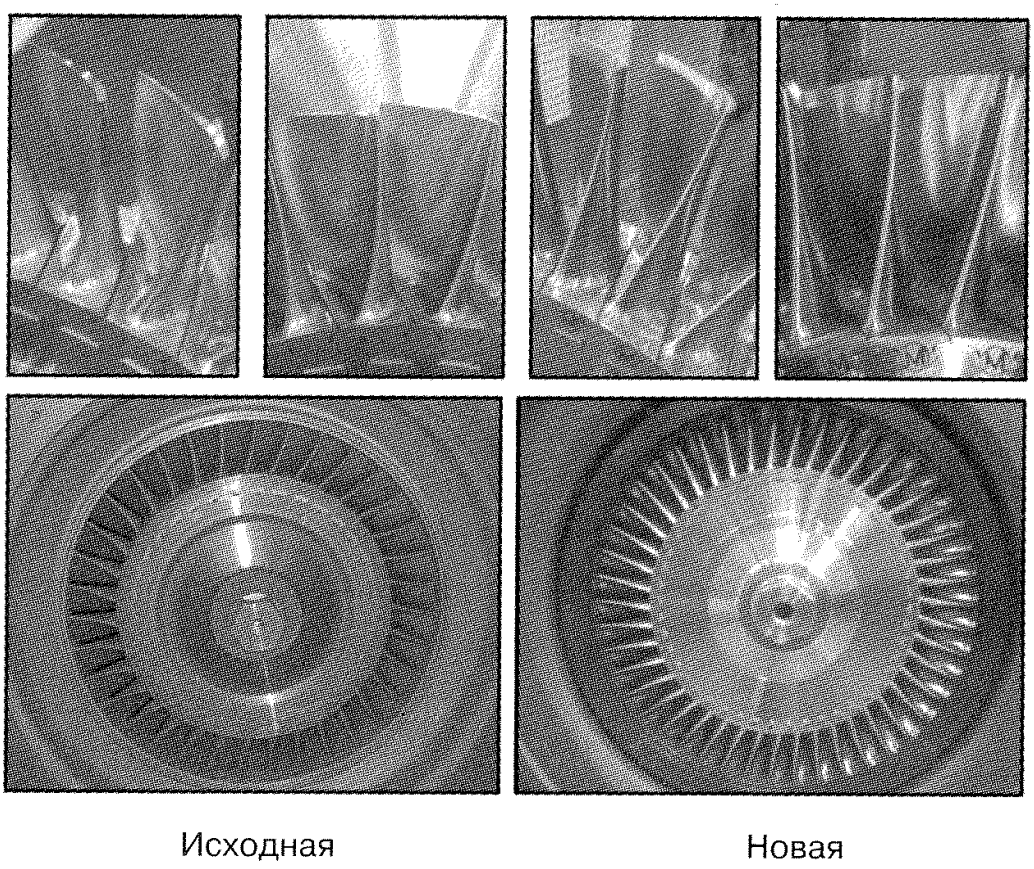


Рис3. Зіставлення профілів лопаток турбіни початкової і нової.

Висновки

Оптимізація робочого процесу головних двигунів методом оптимізації наддуву може здійснватися способом зміною профіля колеса компрессора та лопаточного діффузору. Також цей процесс може бути оптимізован якщо використовувати турбокомпрессор з змінною геометрією, переваги цих методів:

1. Підвищення ККД і розширити діапазон характеристики повитраті.
2. Великий момент, що крутить, як на високих, так і нанизьких обертах двигуна.
3. Постійне і оптимальне регулювання при будь-яких обертах двигуна.
4. Використання енергії газів, що відпрацювали, меньше противотиск при тій же частоті оборотівкомпресора.
5. Зниження токсичності вихлопу.

СПИСОК ВИКОРИСТАННИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пунда А.С. Рекомендації по технічному використанню головних і допоміжних дизелів з забезпеченням мінімального рівня викидів екологічно небезпечних речовин // - СПб ГУРМФ им. Адм.. С.О. Макарова , 2013.
2. ИННОВАЦИОННАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА ТУРБОНАДДУВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ
3. https://turbocharger.man-es.com
4. https://ru.wikipedia.org/wiki/Турбокомпрессор
5. В.И. Самсонов, Н.И. Худов , СДВС.

УДК 621.486

Волков К. Г., кер. доц.Ткаченко І.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Використання в суднових енергетичних установках технології гідродинамічної суперкавітації для розділення і очищення вод, що містять нафту

Постановка проблеми в загальному вигляді. В даний час при експлуатації всіх типів суден виникає проблема виникнення, збору, зберігання і подальшої переробки вод, що містять нафту. Сепарація таких вод, до складу яких в основному входять невикористані в теплових двигунах (дизелях, котлах і турбінах) важкі фракції палива і масла, є складною технологічною задачею. Стосовно до морських суден слід зазначити, що води, які містять нафту в основному виникають при забезпеченні процесів підготовки та подачі палива, а також змащування і охолодження теплових двигунів, а для суден, що транспортують нафту або продукти нафтохімії, ще й при митті вантажних танків.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Всі відомі методи, які розроблені для очищення вод, що містять нафту та які використовують у густину стратифікацію і механічне розділення, характеризується невисокою якістю очищення і можуть застосовуватися тільки на стадії попередньої сепарації [1]. З іншого боку, методи, які забезпечують значення концентрації нафтопродуктів на виході менше 15 мг/л характеризуються одним загальним недоліком – складністю своєї технічної реалізації і великими витратами (економічними, трудовими, матеріальними) на поточне обслуговування [2].

Постановка завдання. Таким чином, незважаючи на велику кількість досліджень, та технологічних рішень, що забезпечують очищення вод, що містять нафту, існує невирішена проблема – відсутність метода очищення, за допомогою якого можливо забезпечити остаточну концентрацію нафтопродуктів менш ніж 15 мг/л при одночасної мінімальної витраті енергії на цю операцію.

Виклад основного матеріалу дослідження. Типовими складовими суднових вод, що містять нафту є нафта і її важкі складові [3]. У загальному випадку ці компоненти являють собою розчин високомолекулярних сполук в низькомолекулярних. У суміші з водою вони представляють собою звичайну дисперсних систем.

На процес розподілу суднових вод, що містять нафту у статичному режимі на складові впливає багато чинників – концентрація, розміри частинок, їх механізм взаємодії між собою. У такій дисперсної системі як суднові води, що містять нафту дисипація енергії, яка викликається опором сил в’язкістного походження, зазвичай витрачається за такими трьома напрямками:

• зміна в'язкості, яка проявляється в дисперсному середовищі;

• компенсація взаємодії дисперсійного середовища, що рухається з зваженими частинками;

• компенсація структурних змін, які викликаються взаємодією частинок дисперсної фази [2].

Проведений аналіз головних компонент суднових вод, що містять нафту, їх основних реологічних властивостей, а також методів і пристроїв, застосовуваних для їх зберігання, транспортування та переробки вказав на необхідність розробки принципово нової технології щодо їх відділення від основної водної компоненти. Одним з варіантів подібного підходу може бути використання і управління основними гідромеханічними характеристиками рухомого середовища. В даному випадку передбачається використання ефекту холодного кипіння рідини за рахунок використання гідромеханічного процесу суперкавітації всередині спеціально спрофільоване робочої камери, що є невід'ємною частиною судової системи сепарації вод, що містять нафту. Гідність пропонованого гідродинамічного підходу є перспективним і з економічної точки зору. Енергетичні витрати на гідромеханічне емульгування води з нафтопродуктами в 10...15 разів менше, ніж при використанні технології ультразвукової кавітації [4].

З метою вирішення зазначених проблем була розроблена установка, принципова схема якої показана на рис. 1. Принцип її роботи заснований на автоматичному контролі і регулювання основних гідродинамічних характеристик потоку суднових вод, що містять нафту, які циркулюють по замкнутому контуру [5].

Установка працює в такий спосіб: в сервісний танк 1 суднові водb, що містять нафту надходять з різних технологічних ділянок судна. До основного переліку таких ділянок відносяться: носові, кормові та центральні колодязі, різні танки для збору залишків палива і масла, а також танки збору промивної води (у разі її використання на суднах, що перевозять нафтопродукти).

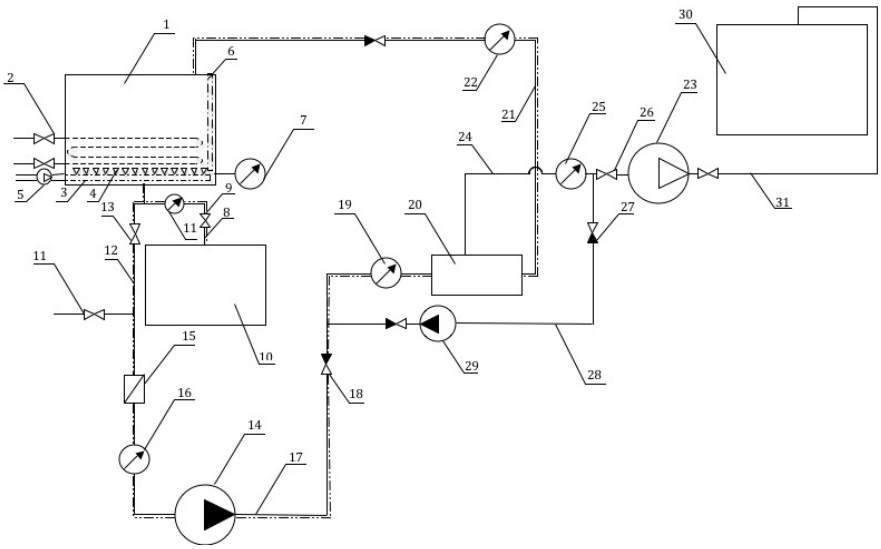


Рис. 1. Принципова схема суднової установки з очищення забруднених нафтою вод:
1 – сервісний танк; 2 – змієвиковий підігрівач; 3 – повітряний трубопровід; 4, 9, 13, 18, 26, 27 – автоматичний клапан; 5, 23 – компресор;

6 – поплавковий рівнемір; 7 – термометр; 8, 17, 21, 24, 28, 31 – трубопровід; 10 – збірний танк; 11 – вимірювач концентрації нафти; 12 – лінія основного контуру обробки суднових вод, що містять нафту; 14 – відцентровий насос; 15 – система фільтрації сітка; 16 – вакуумметр; 19 – манометр; 20 – кавітатор; 22, 25 – датчик концентрації; 29 – шестерінчастий насос; 30 – конденсаційний танк

Сервісний танк 1 укомплектований змійовиковим підігрівачем 2. Цей підігрівач служить для розігріву або підтримки на постійному рівні температури суднових вод, що містять нафту. Зазвичай робочий діапазон температури складає 30...80°С. Підігрів здійснюється з метою проведення попередньої флотації, в результаті якої буде відбуватися густина стратифікація вод, що містять нафту. У цьому випадку буде мати місце поділ по висоті танку 1 вихідної суміші на її компоненти – освітлену воду і продукти нафтохімії. З метою інтенсифікації процесу попереднього розподілу в танку 1 використовується повітряна завісь, що створюється бульбашками, які рухається з прокладеного по дну танка 1 повітряного трубопроводу 3. Для автоматичної підтримки витрати повітря на постійному рівні на трубопроводі 3 встановлена серія автоматичних клапанів 4.

При експлуатації судна завжди має місце випадання твердого осаду з суднових вод, що містять нафту. Зазвичай висота відкладень в період між очищеннями танка (в середньому від 7 до 9 місяців) може досягати до 10 % від його висоти. З цієї причини магістраль подачі повітря 3 повинна встановлюватися на висоті 14…17 % висоти танка. Стисле повітря подається в повітряний трубопровід 3 за допомогою компресора 5. Для контролю за рівнем наповнення і температурою суднових вод, що містять нафту у танку 1 використовуються поплавковий рівнемір 6 і термометр 7.

Для відбору світлої води після попереднього процесу флотації на висоті 5…7% верхнього рівня танка 1 приєднується трубопровід 8. На ньому встановлюється автоматично керований клапан 9. По лінії 8 світла вода з малою концентрацією нафтопродуктів надходить в збірний танк 10. Для управління клапаном 9 на відвідної трубопроводі 8 встановлений вимірник концентрації нафти 11. При перевищенні встановленого граничного значення концентрації нафтопродуктів цей датчик подає сигнал на закриття клапана 9 і на відкриття встановленого, на лінії основного контуру обробки суднових вод, що містять нафту 12 автоматичного клапана 13.

З танка 1 суднові води, що містять нафту відбираються за допомогою відцентрового насоса 14. На вході в насос встановлена фільтраційна сітка 15 і вакуумметр 16. Фільтраційна сітка 15 призначена для затримання великих забруднюючих речовин і предметів (бітуми, ганчір'я, папір, металева стружка і т.д.) і забезпечує безперебійну і тривалу експлуатацію насоса 14. За допомогою показань вакуумметра 16 можна судити про ступінь забруднення фільтраційної сітки 15 і контролювати вакуум, створюваний насосом 14 на лінії всмоктування.

На трубопроводі 17, тобто на лінії нагнітання за насосом 14, для управління витратними характеристиками оброблюваного потоку суднових вод, що містять нафту встановлено автоматично керований вентиль 18. Також, за

насосом встановлений манометр 19, який в автоматичному режимі надає дані про величину тиску в робочому контурі сепараційної установки. На основному робочому трубопроводі 12 за допомогою фланцевого з'єднання встановлений основний технологічний елемент судновий сепараційної установки – кавітатор 20. Він являє собою спеціально спрофільоване камеру, усередині робочого каналу якій, за рахунок локального падіння тиску (локального зростання швидкості) виникає і в подальшому стаціонарно підтримується гідродинамічний процес суперкавітації. Технологічно кавітатор 20 виконаний у вигляді плоского каналу складається з плавно звужується сопла, прямолінійного вузької ділянки і плавно розширюється дифузора. Конструкція кавітатору забезпечує отримання високих швидкостей потоку і зменшення тиску, що є невід'ємною складовою процесу кавітації.

На виході з кавітаторуа 20 відокремлені продукти, що містять нафту потрапляють в трубопровід 21. На ньому встановлений блок вимірювання концентрації водної компоненти в продуктах, що містять нафту 22. По трубопроводу 21 суміш надходить назад в сервісний танк 1. При роботі установки датчик концентрації 22 показує ступінь очищення суднових вод, що містять нафту і контролює процес їх відділення. Якщо концентрація водної компоненти не знизилася до заданого рівня, то процес відділення триватиме за описаним замкнутому контуру обробки. Циркуляція суднових вод, що містять нафту повинна підтримуватися до тих пір, поки датчик 22 не покаже задану ступінь очищення води.

В результаті процесу холодного кипіння, що викликається кавітацією всередині кавітатора, виходить холодний водяний пар. З кавітатора 20 він відбирається за допомогою компресора 23 по трубопроводу 24. На лінії всмоктування 24 перед компресором 23 встановлений датчик вимірювання концентрації нафтопродуктів у водяній парі 25. Також, на лінії всмоктування, встановлений автоматично регульований клапан 26. Управління цього клапана здійснюється від датчика концентрації 25 . Якщо концентрація нафтопродуктів в водяних парах перевищує задане значення, то датчик 25 подає сигнал на закриття автоматичного клапану 26 і він закривається. У цьому випадку її необхідно піддавати додатковій санітарно-гігієнічної обробці. Отримані продукти нафтохімії з збірного танка 1, можна також використовувати в енергетичних потребах судна в якості вторинних енергетичних ресурсів.

Для управління всією захисно-регулювальної автоматикою сепараційної установки передбачається установка електронного щита управління.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

1) розроблений новий метод сепарації дозволяє очищати суднові води, що містять нафту з вихідною концентрацією води на рівні менше 5 млн-1, що забезпечує міжнародні вимоги щодо запобігання забруднення морського середовища з суден;

2) нафтопродукти (паливо і моторне масло), які видаляються з суднових вод, що містять нафту розробленим способом суперкавітації, можуть використовуватися як вторинне паливо, яке направляється на енергетичні потреби судна (як правило, для роботи суднової котельні установки);

3) розроблена установка для сепарування суднових води, що містять нафту характеризується малими енергетичними затратами і забезпечується стандартними трудовитратами на технічну експлуатацію, технічне обслуговування та ремонт.

Подальші розробки методу суперкавітації доцільно спрямувати на розробку технології поділення та очищення нафто-водяних сумішей при температурі, що не перевищує 30°С (тобто безпосередньо з ллял машинного відділення). Це буде сприяти подальшому зниженню витрат енергії на процес очищення вод, що містять нафту

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Малахов А. В. Гидродинамика разделения многофазных смесей на основе воды / А. В. Малахов, И. В. Ткаченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4 (51). – С. 34-38.

2. Ткаченко И. В. Метод отделения водной компоненты от нефтесодержащих примесей в судовых льяльных водах, основанный на гидродинамическом процессе суперкавитации / И. В. Ткаченко // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2010. – №3. – С. 59-70.

3. Мацкевич Д. В. Управление реологическими характерис-тиками моторных масел судовых дизелей / Мацкевич Д. В. // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 2. – С. 52-60.

4. Ткаченко И. В. Использование кавитационного эффекта для повышения степени сепарации нефтесодержащих вод морских судов / И. В. Ткаченко // American Scientific Journal, 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 62-66.

5. Ткаченко И.В. Очистка нефтесодержащих вод морских судов методом гидродинамической суперкавитации потока / И. В. Ткаченко // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 59-62.

УДК 621.812

Єрошенко Є. В., кер. доц.Заблоцький Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи суднових дизелів шляхом хімічної обробки палива

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ) є найбільшими споживачами рідкого палива. Потужність головних і допоміжних двигунів суднових енергетичних установок лежить в діапазоні від декількох сотень до десятків тисяч кіловат. При

середньому питомій ефективному витраті палива 180...185 кг/(кВт·год) добова витрата палива головним двигуном може становити 50 тонн/добу, а допоміжними двигунами, кількість яких на сучасних суднах до чотирьох, а число паралельно працюючих до трьох, 10...12 тонн/добу. В таких умовах навіть мінімальне зниження витрати палива на 3...4 кг/(кВт·год) призводить до суттєвої економії палива і скорочення експлуатаційних витрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відповідно до стандарту на паливо DIS DP-8217, розробленого міжнародною організацією по стандартизації ISO, в суднових двигунах внутрішнього згоряння використовуються два сорти дистилятного палива – чисте дизельне паливо DMB і змішане паливо DMC, а також очищене паливо RM. Діапазон в'язкості палив класу DMB і DMC при 100°C лежить в межах 5...10 сСт, а їх густина при 15°C становить 820...850 кг/м3. В зв'язку з цим дані сорти палива називають легкими. Палива класу RM (RMG, RMH, RMK) мають в'язкість при 100°C 35...55 сСт і густину при 15°C 990...1010 кг/м3 і називаються важкими. Важкі сорти мають більш низьку вартість в порівнянні з легкими, що визначає їх використання в суднових дизелях для скорочення фінансових витрат на придбання палива. Також необхідно відзначити, що важкі сорти палив застосовуються для забезпечення роботи суднових дизелів на всіх режимах роботи, в тому числі на режимах пуску та реверсування [1]. Якісне згоряння палива неможливо без їх попередньої обробки. З цією метою використовують різні способи. Деякі з них(наприклад, сепарація та фільтрація) призводять до втрати теплотворної здатності палива, деякі (гомогенізація, гідродинамічне очищення) вимагають додаткових затрат енергії [2].

Постановка завдання. Різноманіття способів підготовки палива повністю не вирішує основної мети цього процесу – забезпечення якісного очищення палива з одночасною мінімальною витратою енергіє на цій процес. Одним зі способів, що забезпечує ці вимоги, я хімічна обробка палива.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для покращення якості підготовки палива та паливної економічності на багатьох морських суднах використовується хімічна обробка палива, при якої в паливну систему за допомогою спеціальних дозуючих пристроїв вводяться спеціальні реагенти (присадки), яки сприяють активації різноманітних властивостей палива. Однією з таких присадок є паливна присадка Yunic555D, яка додається в паливо підвищеної в'язкості з максимально можливим вмістом сірки. Саме тому вона використовувалась в паливної системі суднового мало-обертового двигуна 5S50MC фірми MAN Diesel [2].

Вказана присадка має наступні характеристики. Yunic555D містить у своєму складі поверхнево-активний агент, який запобігає агломерації асфальтенів, тому забезпечує відсутність осаду у витратної цистерні, а також адсорбцію парафінових фракції на поверхнях паливної апаратури як системи низького, так і високого тиску. Підвищує диспергування складових часток палива на дуже дрібні частинки (до де кількох десятків нанометрів) у його

обсязі, що призводить до кращого розпилення та сумішоутворення з повітрям і покращує згоряння [3].

Рівень дозування присадок варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Присадки, які вводяться в паливні цистерни або окремі ділянки паливних магістралей для біологічного впливу на паливо або для зниження гідравлічних втрат, дозуються в співвідношенні 1:8000...1:12500. Присадки, що забезпечують поліпшення процесу згоряння палива, вводяться в нього в пропорції 1:1000...1:8000. І в тому, і в іншому випадку дозування може змінюватися в залежності від конструкції двигуна, експлуатаційного стану паливної системи, рівня забруднення палива в цистернах, елементарного складу палива (в залежності від вмісту домішок ванадію, натрію і сірки) [4].

Оптимальна концентрація присадки Yunic555D визначалась співвідношенням 1:6000. При використанні цієї присадки в паливної системі дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel та його індицюванні була отримана індикаторна діаграма, що наведена на рис. 1.

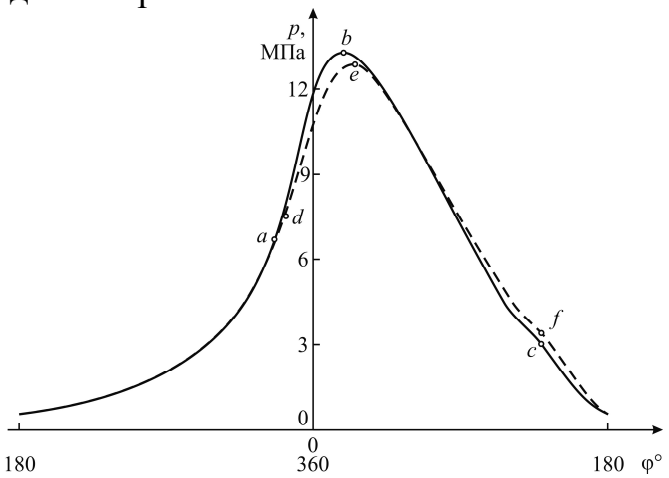


Рис. 1. Результати індицювання суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel:
—— – без використання присадки до палива Yunic555D;
- - - – при використання присадки до палива Yunic555D

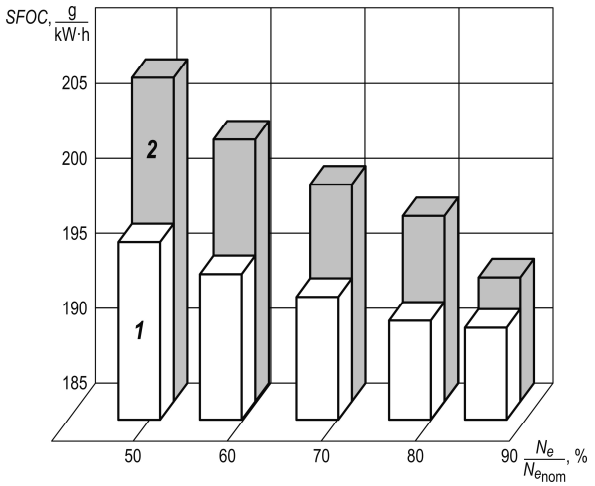


Рис. 2. Залежності питомої витрати палива SFOC дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності N_e/N_{enom}:
1 – при використання присадки до палива Yunic555D;
2 – без використання присадки до палива Yunic555D

Наведені дані свідчать про покращення процесу згоряння палива, зокрема зниженню період затримки запалювання (яке у разі використання присадки Yunic555D здійснюється у точки *a*, порівняно з точкою *d*, коли дизель працює на паливі без присадки), зміщенню згоряння в бік ізохорного процесу (крива *a–b* на індикаторній діаграмі при використання присадки Yunic555D, та крива *d–e* на індикаторній діаграмі без використання присадки), та скороченню періоду догоряння палива на лінії розширення (крива *b–c* на індикаторній діаграмі при використання присадки Yunic555D, та крива *e–f* на індикаторній діаграмі без використання присадки). Вказане сприяє зниженню питомої витрати палива на всьому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля (рис. 2).

Також при експериментальних випробуваннях визначався вплив присадки до палива на екологічні показники роботи суднового дизеля – вміст SO_x і NO_x в випускних газах. Результати цих досліджень наведені на рис. 3 і 4 та свідчать про поліпшення екологічних параметрів роботи дизеля, при цьому найбільше зниження рівня шкідливих викидів спостерігається в діапазоні навантажень 65...80 % – найбільш характерних для експлуатації ДВЗ морських суден [5].

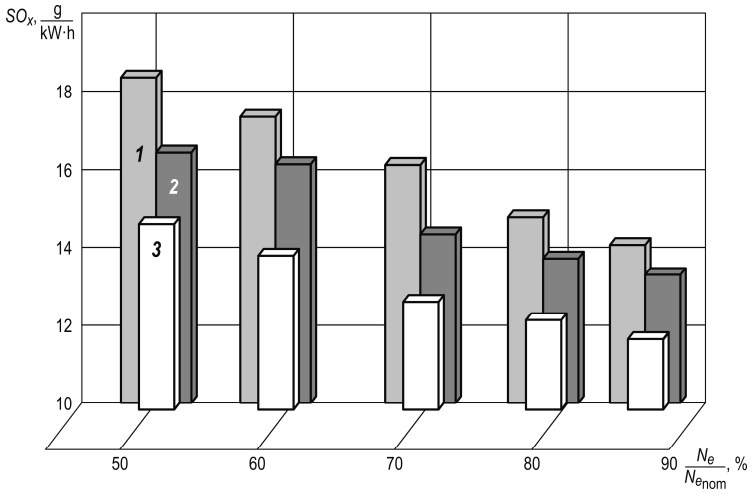


Рис. 3. Зміна концентрації SO_x в випускних газах суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності N_e/N_{enom}:

1 – робота на паливі без присадки;

2 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:4000;

3 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:6000

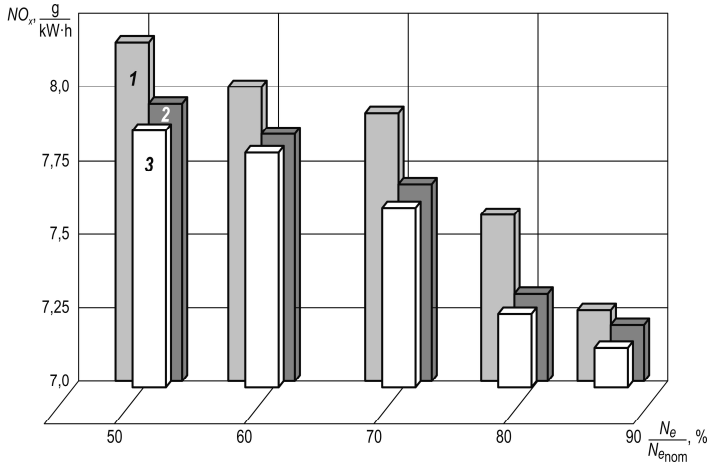


Рис. 4. Зміна концентрації NO_x в випускних газах суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності N_e/N_{enom}:
1 – робота на паливі без присадки; 2 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:4000;
3 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:6000

Висновки і перспективи подальших досліджень. Дослідження, що були виконані, та результаті, що отримані, дозволяють зробити наступні висновки.

1. Одним з методів покращення експлуатаційних властивостей палива є використання паливних присадок, які можуть вводитися в паливну систему в різних точках: відстійному танку, витратному танку, паливних магістралях, а також перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля (перед паливними насосами високого тиску).

2. Використання присадок до палива призводить до підвищення паливної економічності суднового дизеля – зниженню питомої витрати палива від 3,5 до 5,8 %. При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60 % навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеною тепловою напруженістю.

3. У разі застосування присадок до палива суттєво поліпшуються екологічні показники роботи дизеля. При цьому досягається зниження на 1,4...4,3% концентрації NO_x в випускних газах, а також на 15,6...22,9% знижується концентрація SO_x в випускних газах. Наведені факти особливо важливі в розрізі виконання вимог AnnexIV MARPOL73/78 та найбільш актуальні для чотиритактних дизелів, що тривалий час працюють у прибережних акваторіях і акваторіях морських портів.

Концентрація присадки має оптимальне значення, визначається експериментально і залежить від характеристик дизеля і палива, яке використовується при роботі дизеля.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.Солодовников В. Г. Обеспечение требований энергетической эффективности при подготовке тяжелых топлив для судовых двигателей внутреннего сгорания / В. Г. Солодовников // Austria-science. – 2017. – № 7.– С. 33-37.

2Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas. v9n5p269

3. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

4. Zablotsky Yu. V. Reducing of thermal factor of exit-gas system of marine medium-speed diesel engine due to the usage of fuel additives / Yu. V. Zablotsky // Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016. – Munich : Vela Verlag Waldkraiburg. – 2016. – P. 96-103.

5. Zabloysky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zabloysky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

УДК 621.346

Заблуда В. П., кер. доц. Заблоцький Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Зниження механічних втрат в суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення

Постановка проблеми в загальному вигляді. Енергетичні комплекси річкових і морських засобів транспорту є багатокомпонентними структурними об'єктами, при цьому:

- їх функціонування починається з прийому на борт судна робочих рідин (палива, мастила, води);
- їх основний експлуатаційної завданням є перетворення потенційної енергії робочих рідин в корисну роботу, що забезпечує або рух судна, або вироблення теплової та електричної енергії;
- завершальним етапом їх виробничого циклу є видалення відпрацьованих газів і охолоджуючих рідин в навколишнє середовище.

При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримці екологічних параметрів, але і мінімальний рівень механічних втрат при перетворенні вхідної енергії в корисну роботу.

Механічні втрати енергії при передачі корисної (індикаторної) потужності від суднового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) до споживача лежать в широких межах, і можуть становити 6...10 % – у разі експлуатації ДВЗ на номінальному режимі, і до 100 % – при експлуатації на холостому ходу. Рівень механічних втрат оцінюється механічним коефіцієнтом корисної дії

(ККД). Мінімізації цих втрат і забезпечення мінімальних значень протягом тривалого часу є актуальним завданням, на вирішення якої спрямовано наукові дослідження, що проводяться як дизелебудівними корпораціями, так і окремими науково-виробничими фірмами та інститутами. [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкційні та технологічні заходи, що забезпечують зниження механічних втрат енергії при експлуатації суднових ДВЗ, розглядалися в різних роботах. При цьому увага приділялася питанням модифікації поверхонь циліндро-поршневої групи, забезпеченню мінімальної витрати палива, загальної методології оцінки енергетичних витрат, регенерації властивостей робочих поверхонь основних елементів дизеля [2, 3].

Постановка завдання. Аналіз досвіду проектування і експлуатації суднових пропульсивних комплексів, що забезпечують мінімальний рівень механічних втрат показує, що їх вдосконалення доцільно вести в наступних напрямках:

- підвищення стійкості роботи деталей кривошипно- шатунного механізму (КШМ) і підшипників руху;
- зниження втрат енергії за рахунок підвищення упругодемпфірующіх властивостей мастильного матеріалу, що забезпечує процеси змащування і охолодження КШМ і підшипників, а також працездатний стан колінчастого валу і лінії валопроводу;
- мінімізація гідравлічних втрат і контактних навантажень в паливній апаратурі високого тиску;
- розвиток методів діагностики технічного стану вузлів і деталей дизеля, а також функціональних характеристик робочих рідин, що забезпечують отримання корисної роботи;
- вдосконалення методів, що сприяють зниження термічних і динамічних навантажень на рухомі і нерухомі деталі дизеля і валопроводу.

Найбільшим доступним в умовах експлуатації вже існуючого енергетичного обладнання є оптимізація роботи циркуляційних систем мащення

Виклад основного матеріалу дослідження. З цілого ряду методів, що сприяють найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання мастила в систему і застосування поверхнево активних речовин (ПАР) [4].

Вплив інтенсивності доливання моторного мастила в загальний обсяг циркуляційної системи змащування на механічні втрати енергії можливо оцінити по зміні механічного ККД дизеля для різних умов експлуатації (різних умовах поповнення системи мащення свіжим мастилом). Для цього виконувалось вимірювання механічного ККД на різних режимах роботи дизелів 6EY22AW фірми Yanmar (відповідних 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) при різній інтенсивності поповнення системи мащення: 1-ий дизель – через 100, 2-ий – через 25, 3-ий – через 10 годин роботи. На кожному з досліджуваних режимів ($0{,}35N_{e\text{ном}}$, $0{,}5N_{e\text{ном}}$, $0{,}65N_{e\text{ном}}$, $0{,}8N_{e\text{ном}}$) дизелі експлуатувалися рівний проміжок часу, який в залежності від навантаження

суднової електростанції становив 1,5...2,5 години. Зміна навантаження на двигуни за цей час не перевищувало ±2,5 %, а отриманий масив значень механічного ККД, дозволяв з високою точністю визначити його середнє значення. Принципова схема системи циркуляційного мащення дизелів надана на рис. 1.

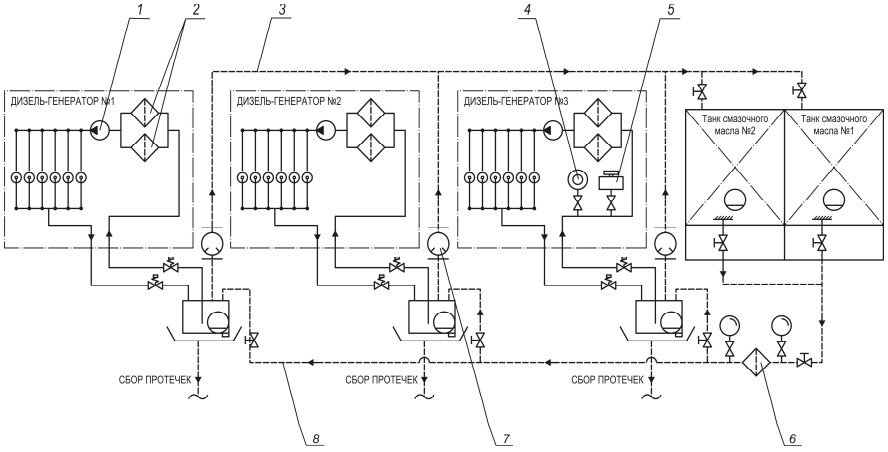


Рис. 2. Схема модернізації циркуляційної системи мащення суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar при проведенні експерименту:
1 – мастильний насос; 2 – мастильний фільтр тонкого очищення; 3 – магістраль відведення парів мастила і повітря; 4 – витратомір; 5 – дозатор присадки; 6 – мастильний фільтр грубого очищення; 7 – відділювач мастила; 8 – магістраль підведення мастила

В результаті були отримані значення, узагальнені у вигляді табл. 1, за результатами якої побудовані діаграми, наведені на рис. 2.

Таблиця 1. Зміна механічного ККД судових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar при різних умовах експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0{,}35N_{e\text{ном}}$	$0{,}5N_{e\text{ном}}$	$0{,}65N_{e\text{ном}}$	$0{,}8N_{e\text{ном}}$
Двигун № 1 (поповнення через 100 годин)	0,743	0,803	0,842	0,872
Двигун № 2 (поповнення через 25 годин)	0,806	0,821	0,862	0,882
Двигун № 3(поповнення через 10 годин)	0,823	0,837	0,873	0,891

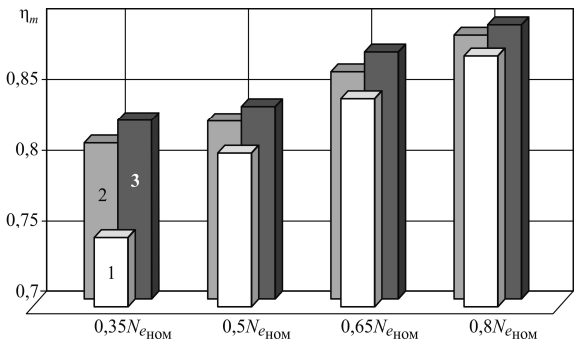


Рис. 2. Зміна механічного ККД суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar при різній інтенсивності доливання мастила:
1 – через 100 годин роботи; 2 – через 25 годин роботи; 3 – через 10 годин

Наведені в таблиці 1 і на рис. 2 результати підтверджують зниження механічних втрат енергії при скороченні часу між доливанням мастила в обсяг циркуляційної системи.

Для визначення впливу ПАР на механічні втрати суднових середньообертових дизелів експерименти отримали наступне продовження [5]. Як і в попередній серії експериментів, дизелі експлуатувалися на рівновеликому навантаженні (250...750)±(15...45) кВт, однакову кількість часу 12...15 годин/добу.

Технологічна послідовність проведення експериментів полягала в наступному. Перший дизель був «контрольним» і після заміни мастила в його системі мащення інших технічних заходів з ним не проводилося, і відповідно до вимог заводу-виготовлювача його експлуатація здійснювалася протягом 100 годин роботи без проміжного поповнення мастила в системі. За цей період експлуатації кількість мастила в циркуляційної системі дизеля не знижувалась нижче гранично допустимого значення. При цьому в циркуляційної системі з точністю ±(2,5...3) % підтримувалися постійний тиск і температура мастила. Система мащення другого дизеля поповнювалася свіжим мастилом через кожні 10 годин роботи до верхнього рекомендованого в картері дизеля, що відповідало максимально можливому обсягу мастила в системі. Даний період поповнення було визначено в якості оптимального при проведенні попередніх експериментів. Система мащення третього дизеля спочатку заповнювалася мастилом з поверхнево активною присадкою (ПАП), що містить в своєму складі солі міді. Оптимальна концентрація присадки становила 0,1 % від обсягу мастила в системі мащення і була встановлена за допомогою попередніх оптичних і триботехничних досліджень. Крім того, через кожні 10 годин роботи вироблялося поповнення циркуляційної системи мащення даного дизеля мастилом з такою ж концентрацією поверхнево активної присадки, як і в загальному обсязі системи, що забезпечувалося і контролювалося за допомогою дозуючого пристрою і витратоміра (позиції 5 і 6 на рис. 1).

Аналогічно попередній серії експериментів, для кожного дизеля виконувалося визначення механічного ККД в діапазоні навантажень (0,35...0,8)$N_{e\text{ном}}$. Результати за його визначенням наведені в таблиці 2 і на рис. 3.

Таблиця 2. Зміна механічного ККД судових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar при різних умовах експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0{,}35N_{e\text{ном}}$	$0{,}5N_{e\text{ном}}$	$0{,}65N_{e\text{ном}}$	$0{,}8N_{e\text{ном}}$
Робота системи в штатному режимі (поповнення через 100 годин)	0,743	0,803	0,842	0,872
Поповнення системи через 10 годин роботи	0,823	0,837	0,873	0,891
Поповнення системи через 10 годин роботи і добавка ПАП	0,852	0,864	0,887	0,906

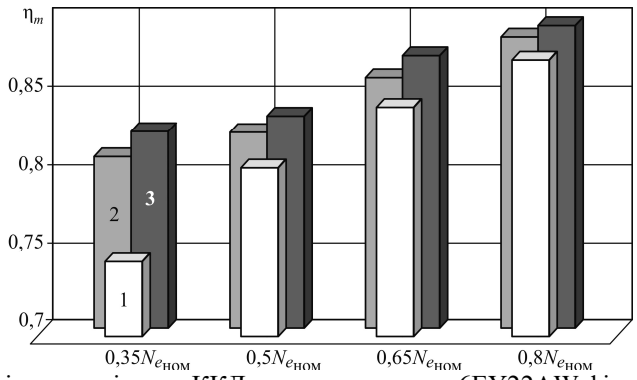


Рис. 3. Зміна механічного ККД суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar при різній інтенсивності доливання мастила:
1 – робота системи мащення в штатному режимі; 2 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи; 3 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки

Висновки і перспективи подальших досліджень. З цілого ряду методів зниження механічних втрат в суднових середньообертових дизелях найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання масла в систему і застосування поверхнево активних речовин. Зниження механічних втрат оцінюється прямо пропорційним зростанням механічного ККД дизеля. Цей параметр при з роботі дизелю без використання ПАП в циркуляційної системі мащення та при нормативному терміну поповнення системи мастилом дорівнює 80,3±0,2 %. При оптимальному поповненні циркуляційної системи (яке, згідно з експериментальними дослідженнями, складає 10 годин) та додаванням в обсяг циркуляційної системи ПАП (з оптимальною концентрацією 0,1 %) можливо досягнення значення механічного ККД 89,1±0,2 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V. Improving the performance parameters of systems fluids / S. V. Sagin // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 55-59.

2. Богач В. М. Особенности процесса истечения масла в цилиндры судовых дизелей MAN-B&W / В. М. Богач, А .А. Задорожный, И. Д. Колиев // Судовые энергетические установки. – Одесса, 2005. – Вып. 14. – С. 116-126.

3. Голіков В. А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології / В. А. Голіков, О. А. Онищенко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 13-27.

4. Сагин С. В. Контроль реологических характеристик судовых моторных масел в процессе эксплуатации среднеоборотных дизелей // Austria-science. – 2017. – № 7.– С. 29-33.

5. Сагин С. В. Интенсификация процесса смазывания деталей движения судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин // Матеріали наук.-техн. конфер. «Суднові енергетичні установки. Експлуатація та ремонт», 21.03.2012 – 23.03.2012. – Одеса: ОНМА. – С. 60-61.

УДК 621.436

Каракаш О. М., кер. доц. Заблоцький Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності системи наддува суднових малообертових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Розвиток сучасного дизелебудування, а також потреби судновласників до забезпечення високих швидкісних характеристик морського судна, змушують до збільшення агрегатної та циліндрової потужності суднових дизелів [1]. Виконання цих вимог можливо за рахунок підвищення тиску повітря наддува. Але на сьогоднішній час як системи ізобарного, так і системи імпульсного наддува обмежуються значенням тиску наддуву в межах 0,35…0,4 МПа. Забезпечення більш високих значень тиску наддува можливо лише шляхом застосування у суднових дизелях двохступеневої системи надува.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вирішенню проблеми забезпечення двохступеневого наддуву було присвячено велика кількість наукових досліджень та технологічних розробок. При цьому були прийняти спроби вдосконалення гідравлічних характеристик повітряних компресорів та газових турбін; встановлення окремих компресорів, що мають незалежний від потоку газів дизеля привід; багатоступеневого охолодження повітря наддуву та інші. Незважаючи на великий цикл проведених експериментальних досліджень на двигунах з двохступеневою системою подачі повітря поки існує багато незрозумілостей з фізикою термо-газодинамічного потоку [2].

Існуюча проблема узгодження поршневого двигуна і турбокомпресора (ТК) в одноступінчастої системі подачі повітря ще в більшій мірі посилюється в двохступеневою системою подачі повітря при ступені підвищення тиску наддуву більш п’яти, що потребують неординарних заходів для підвищення ефективності її використання [3].

Постановка завдання. Дослідженням встановлено, що двоступенева система подачі повітря має великі можливості підвищення ефективності поршневого двигуна в цілому, починаючи вже з середнього ефективного тиску pme=1,6 МПа, але механізм застосування цих систем, а також впровадження двоступеневого наддуву у суднових ДВЗ потребує подальшого вивчення та дослідження.

Виклад основного матеріалу дослідження. Як відомо, одним з основних шляхів підвищення ефективної потужності поршневих двигунів є їх форсування по середньому ефективному тиску pme за рахунок збільшення тиску наддуву. Найбільш поширеним способом наддуву є газотурбінний, який поділяється на одноступеневий і двохступеневого наддуву. При газотурбінному наддуві для приводу компресора (двох компресорів, якщо наддув двохступеневий) використовується енергія випускних газів. Система газотурбінного наддуву з силовою турбіною є комбінованої одноступеневою системою наддуву, в якій силова турбіна передає частину енергії випускних

газів через механічну або гідравлічну передачу на колінчастий вал поршневого двигуна [4].

На рис. 1 представлена ієрархічна схема різних систем газотурбінного наддуву поршневих двигунів.

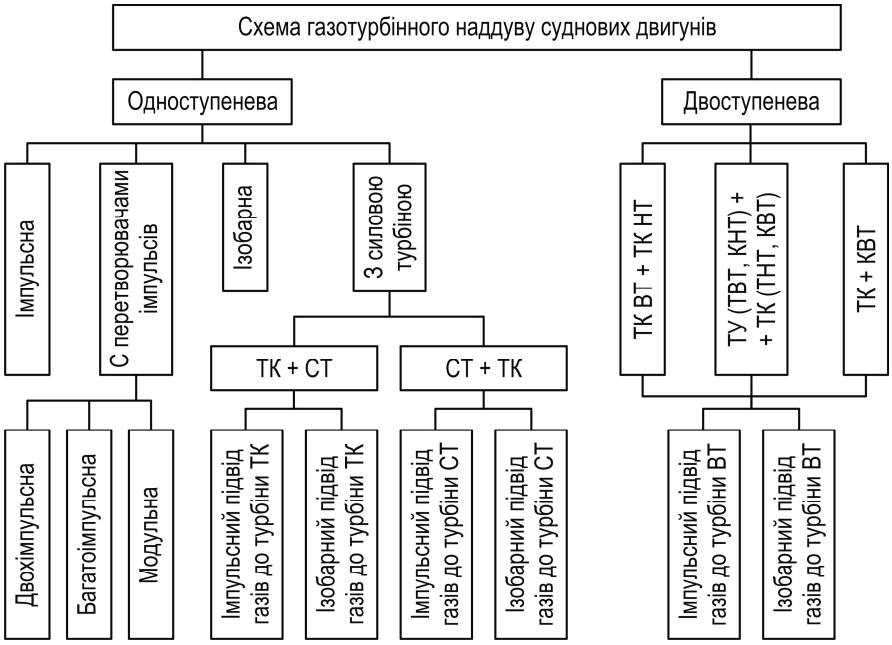


Рис. 3.1 – Ієрархічна схема різних систем газотурбінного наддуву поршневих двигунів:
ТК – турбокомпресор; ТВТ – турбіна високого тиску; ВТ – високий тиск; ТНТ – турбіна низького тиску; НТ – низький тиск;
КВТ – компресор високого тиску; КНТ – компресор низького тиску

Однак насправді не все системи газотурбінного наддуву, представлені на рис. 1, знайшли широке застосування в галузі дизелебудування. Перш за все, це стосується двхоступеневого наддуву і одноступеневої системи наддуву з силовою турбіною. Можливо, це пов'язано з особливостями роботи агрегатів наддуву в складі комбінованого поршневого двигуна, а також розподілу наявного теплового перепаду по ступеням турбін і необхідної сумарної ступеня підвищення тиску за ступенями компресорів. Слід також зазначити, що робіт, пов'язаних з використанням силової турбіни в складі комбінованого поршневого двигуна, мало. Це відноситься як до вітчизняного, так і зарубіжного дизелебудування.

Система подачі повітря з одноступеневим наддувом при ступені підвищення тиску π_k більше 5,5...6 навіть із сучасною технологією проектування і виготовлення вичерпала свої можливості, і буде потрібно двохступеневий наддув. З іншого боку, в системі подачі повітря з одноступеневим наддувом тиск газів перед турбіною суттєво нижче тиску наддуву p_k, а тиск в кінці такту розширення в циліндрі поршневого двигуна зазвичай в 2...3 рази перевищує тиск наддуву. Отже, частина енергії випускних газів не використовується в турбіні, тобто втрачається при дроселюванні в клапанах і випускний системі. При високому тиску наддуву використання цієї енергії може дати значний ефект, пов'язаний зі зменшенням питомої ефективної витрати палива

b_e, а, отже, збільшенням ефективного коефіцієнта корисної дії (ККД) поршневого двигуна η_e. Ця обставина є причиною використання силової турбіни, що передає надлишкову потужність на колінчастий вал поршневого двигуна [5].

У той же час одноступенева система газотурбінного наддуву з силовою турбіною має два основних недоліки:

1) збільшення тиску газів перед турбіною $p_т$ обумовлює підвищення роботи насосних ходів ($p_т > p_к$). При такому положенні виграш від використання силової турбіни в одноступінчастої системі наддуву повинен бути істотним у порівнянні з просто одноступінчатої системою газотурбінного наддуву;

2) обмеження використання силової турбіни в складі комбінованого поршневого двигуна при π_k до 5,5…6, так як проточна частина компресора може не забезпечити необхідний тиск наддуву.

У порівнянні з поршневим двигуном з одноступеневим наддувом, двигун з дворівневим наддувом має гіршу прийомистість при однаковому p_{me}. Це пов'язано з тим, що тією ж енергією випускних газів необхідно розганяти два ТК замість одного.

Однак ККД двохступеневої системи газотурбінного наддуву має більш високе значення в порівнянні з ККД одноступеневої системи газотурбінного наддуву з наступних причин:

1) більш повне використання енергії розширення в турбіні;

2) більш високий ККД компресора і турбіни (більш низькі швидкості потоку), в тому числі і за рахунок зниження механічних втрат;

3) значно вищий рівень тиску наддуву і звідси – можливість отримання більш високих p_{me};

4) можливість роботи в більш широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів (більш широке поле характеристик).

Ефективність системи подачі повітря з двохступеневим наддувом більшою мірою залежить від використання проміжного охолодження повітря. Однак оцінити вплив проміжного охолодження повітря розрахунковим шляхом поки що повною мірою не представляється можливим [6].

На рис. 2 показана найбільш поширена схема з'єднання турбін і компресорів при системі подачі повітря з двохступінчастим наддувом.

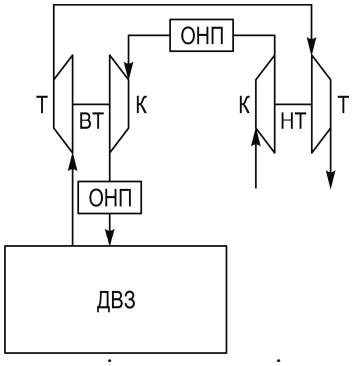


Рис. 2. Схема з'єднання турбін і компресорів при системі подачі повітря з двохступінчастим наддувом: Т – турбіна; К – компресор; ВТ – турбокомпресор високого тиску; НТ – турбокомпресор низького тиску; ОНП – охолоджувач наддувочного повітря

Особливе місце займають питання оцінки втрат в турбінних решітках ВТ і НТ, що визначає відповідні ККД турбін. Цілком очевидно, що зміна відношення ефективних прохідних перетинів турбін НТ і ВТ впливає на розподіл потужностей між цими турбінами.

Існують різні схеми одноступеневих систем газотурбінного наддуву з силовою турбіною [34]:

1) послідовне з'єднання турбіни ТК з силовою турбіною (схема ТК+СТ);

2) послідовне з'єднання силовий турбіни з турбіною ТК, коли силова турбіна розташована перед турбіною ТК (схема СТ+ТК);

3) турбіна ТК є одночасно силовою турбіною, тобто з'єднана з колінчастим валом через гідравлічну або механічну передачу;

4) паралельне з'єднання турбіни ТК і силової турбіни.

Як показує аналіз систем газотурбінного наддуву з силовою турбіною, найбільш перспективними є перші дві схеми (ТК+СТ, СТ+ТК).

Схема установки ТК+СТ володіє деякою перевагою перед схемою СТ+ТК (силова турбіна розташовується по ходу руху газів перед турбіною ТК), так як дозволяє підвищити ККД силової турбіни на 1...2 % через зменшення втрат енергії з вихідною швидкістю (в цьому випадку силова турбіна обертається з меншою швидкістю і лопатки її менш напружені, ніж при роботі за схемою СТ+ТК).

При роботі групи послідовно розташованих рівнів зі зменшенням p_{me} основне зменшення наявного теплового перепаду доводиться на останню по ходу руху газів турбіну. Тому перевага схеми ТК+СТ над схемою СТ+ТК є безсумнівним, так як в цьому випадку буде зменшуватися потужність силової турбіни, а не потужність турбіни ТК, що не викличе суттєвого зниження π_k, а, отже, і p_{me}.

Установка силовий турбіни за схемою ТК+СТ надає комбінованого поршневому двигуну важлива якість: його робота мало залежить від протитиску на випуску [6].

Висновки і перспективи подальших досліджень. Як основні висновки по результатам дослідження визначимо наступне:

математичне моделювання процесу оптимізації потоків енергії та ексергії при здійсненні наддуву суднових МОД необхідно виконувати на підставі багатокритеріальної оптимізації;

кращим рішенням задачі забезпечення мінімуму втрат потоку енергії при передачі теплового потенціалу випускних газів системі наддува дизеля;

найбільші теплові потоки енергії здійснюються при використанні двохступеневої системи наддува та силової турбіни;

резерви підвищення ефективного ККД комбінованого двигуна при використанні двохступеневого наддуву і силовий турбіни є, але немає розроблених положень, які розкривають природу процесів в цих системах;

для подальшого визначення явищ, що протікають при використанні двохступеневого наддуву слід виконати широкий цикл експериментальних дос-

ліджень, спрямованих на визначення втрат працездатності газів при русі їх від циліндра поршневого двигуна до турбіни, що дозволить представити чітку картину потоків теплової енергії в системах повітропостачання з двохступінчастим наддувом і силовою турбіною.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269

2. Поддубко П. Д. Наддув в двигателях внутреннего сгорания. / П. Д. Поддубко, М. В. Тупов, А. А. Севастьянова, Н. Д. Поддубко. – Вопросы науки, 2015. – Т. 2. – С. 123-126.

3. Терещенко Е. С. Повышение показателей дизеля с газотурбинным наддувом./ Е. С. Терещенко. – Мир современной науки, 2011. – №. 4. – С. 7-11.

4. Грабовский А. А. Анализ существующих и перспективных технических решений по двигателям внутреннего сгорания / А. А. Грабовский, А. А. Семенов, А. В. Швецов. – Вестник Пензенского государственного технического университета, 2015. – № 4 (12). – С.158-168.

5. Румянцев В. В. Перспективы развития систем наддува транспортных дизелей / В. В. Румянцев. – Вестник ГУМиРФ им. адм. С. О. Макарова, 2014. – Т. 9. – № 2. – С. 364-372.

6. Лашко В. А. Методы оценки эффективности систем газотурбинного наддува комбинированных двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В. А. Лашко, А. Н. Бердник. – Хабаровск : ТОГУ, 2006. – 118 с.

УДК 621.436

Сидоренко В. В., кер. доц.Мацкевич Д.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи циліндрових систем мащення суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Головні та допоміжні суднові енергетичні установки (СЕУ) є порівняно невеликими споживачами мастильних матеріалів у загальному обсязі світового транспортно-енергетичного комплексу. При цьому слід підкреслити, що моторні мастила (ММ), що використовуються на морському флоті, в найбільшою мірою леговані присадками і відрізняються великим запасом якості за своїм первинним властивостям. Середній вміст присадок в суднових мастилах в кілька разів перевищує цей показник по ММ, застосовуваним в інших сферах техніки і енергетики. Це пов'язано в першу чергу зі специфікою експлуатації суднової техніки: високими температурними і механічними напруженнями в зонах контакту; неминучістю попадання в мастило палива, води і механічних до-

мішок; роботою при різних параметрах довкілля і т.д. Все це обумовлює виключно високий рівень вимог до властивостей мастил [1].

Жорсткість умов роботи циліндрових ММ в форсованих двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ), що виникають у зв'язку зі збільшенням часу контакту ММ з гарячими газами і застосуванням палива з високим вмістом сірки, зажадало комплексного підходу до підвищення ефективності систем мащення циліндрів суднових мало-обертових дизелів МОД.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Мастила, що використовуються на суднах, підрозділяють на моторні і мастила для допоміжних механізмів і пристроїв. ММ в свою чергу поділяються на:

циліндрові, які застосовуються для змащування циліндрів крейцкопфних МОД;

циркуляційні, які застосовуються для змащування і охолодження підшипникових вузлів.

Основні функції мастил зводяться до забезпечення надійної роботи вузлів тертя; зменшення тертя і викликаний ним зносу; запобігання зносу в усіх інших його формах; видалення із зони тертя забруднюючих елементів; охолодження шляхом відведення теплоти від поверхонь, що труться; забезпечення щільності в зоні кільцевого ущільнення поршнів; запобігання корозії [2].

У суднових дизелях мастила працюють далеко в неоднакових умовах, що визначаються відмінностями в рівні форсування робочого процесу дизелів, їх швидкохідності, конструкції, характеристик використовуваного палива і умов експлуатації. Суттєво різні умови роботи мастил в циліндро-поршневої групі (ЦПГ) і вузлах тертя кривошипно-шатунного механізму (КШМ). Для протистояння явищу сірчистої корозії в циліндрові мастила в обов'язковому порядку вводять з'єднання лугу, зміст якої визначається в мг гідроксиду калію КОН на 1 грам мастила (її величина може досягати 70…100 мгКОН/г).

Проблеми, що пов'язані з необхідністю розробки нових циліндрових мастил, виникли ще на початку 60-х років минулого століття і були пов'язані з появою на морських суднах МОД з наддувом і переведенням їх роботи на економічно вигідні палива підвищеної в'язкості. Відповіддю на посилення умов роботи мастил і потреба в наданні їм відповідних властивостей було створення поруч нафтових компаній спеціальних циліндрових мастил з вихідним лужним числом 40...50 мгКОН/г, здатних певною мірою знизити несприятливі наслідки форсування наддувом МОД і використання в них палив низької якості, що впливають на зниження ресурсу ЦПГ. Подальші тенденції в експлуатації суднових МОД були пов'язані з широким застосуванням в них ще більш важких палив з високим вмістом сірки та інших небажаних компонентів, що збіглося з різким підвищенням цін на нафту і нафтопродукти в результаті світової енергетичної кризи 70-х років. Лужні циліндрові мастила першого покоління вже перестали відповідати зрослим вимогам до їх властивостями, в першу чергу до протизносу, миючих і нейтралізуючим. У цей період провідними зарубіжними нафтовими компаніями (Mobil oil, Shell,

ESSO, Texaco, Castrol і ін.) Були розроблені і випущені на ринок циліндрові мастила з рівнем лужних чисел 60...70 мгКОН/г, що перевершують за своїми експлуатаційними властивостями мастила першого покоління [3].

Високолужні циліндрові мастила другого покоління (Mobilgard 570, Shell Alexia 50, Castrol S/02 та ін.) тривалий час успішно застосовувалися в форсованих суднових МОД в умовах експлуатації на паливах в'язкістю 120...320 сСт при 50°С з вмістом сірки до 3...4 %.

Експлуатація суднових дизелів на подібних сортах палива і мастила проводилася аж до початку нинішнього століття, коли флот став поповнюватися суднами з довгоходовимі моделями двотактних дизелів, високофорсованимі чотиретактними дизелями, а крім того, посилилися вимоги до екологічних параметрів роботи СЕУ в цілому і ДВЗ зокрема [4].

В даний час світове судноплавство, суднове дизелебудування, а також тенденції в зміні способів переробки нафти і якості палив, що поставляються для флоту, вступили в новий етап розвитку, завдання якого полягають у значному підвищенні економічності енергетичних установок і забезпеченні можливості використання в них надважких палив, отриманих із залученням вторинних продуктів переробки нафти. Наслідком такого розвитку стало створення довгоходових (Long type) і понад довгоходових (Super-long type) моделей МОД, для яких характерне ставлення ходу поршня до діаметру циліндра до 4,0...4,3, а в самих останніх моделях (Giga-long type) – до 5,0. У всіх перспективних типах МОД прийнята прямоточна продування циліндра як забезпечує найкращий газообмін в цих умовах. Довгоходові МОД відрізняються від двигунів з традиційними співвідношеннями *S*/*D* зниженою частотою обертання на номінальній потужності, що забезпечує більш високий індикаторний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна і пропульсивний ККД всієї установки. Висока економічність таких двигунів досягнута і завдяки підвищенню максимального тиску згоряння p_z і поліпшенню індикаторного процесу. Всі ці зміни прямо стосуються формування мастильної плівки на поверхні змащуваних деталей, а збільшення максимальних тисків (до 15,0...16,0 МПа) і температур у верхній частині циліндра призводить до підвищення вимог до мастила щодо запобігання утворенню відкладень і зносу.

Постановка завдання. Форсировка суднових МОД за ступенем наддуву призводить до підвищених динамічним і тепловим навантаженням на деталі ЦПГ і КШМ, що посилює вимоги до експлуатаційних характеристик ММ, що забезпечує надійну роботу всіх елементів дизеля. Найбільші теплові навантаження відчувають ММ, що використовуються в системах змащування циліндрової групи суднових МОД, оскільки забезпечують режими не тільки режими змащування, а й охолодження ЦПГ. Наведені факти свідчать про необхідність досліджень по підвищенню ефективності роботи циліндрових систем мащення суднових дизелів, яке може бути досягнута за рахунок забезпечення гідродинамічного режиму мащення його вузлів – ЦПГ і КШМ.

Виклад основного матеріалу дослідження. Основними режимами тертя і пов'язаного з ним змазування, що відбуваються в суднових дизелях, є гід-

родинамічний і граничний. Незважаючи на прагнення забезпечити гідродинамічний режим змащування в трибо-сполучені поршневі кільця – циліндрова втулка суднового дизеля, процес змащування цього вузла відбувається в умовах граничного тертя. Це обумовлюється рядом причин, основна з яких – мінімізація зазору в парі тертя поршневі кільця – циліндрова втулка для забезпечення щільності контуру горіння і максимального перетворення енергії розширюються в циліндрі газів в корисну роботу. Крім того, в процесі експлуатації на поверхнях названої пари відбуваються утворення оксидів і відкладення нагару, що також сприяє зменшенню зазору і переходу з гідродинамічного в режим змішаного і граничного тертя.

Подання про режими змащування циліндричної групи можна проілюструвати на прикладі моделі, показаної на рис. 1 [5].

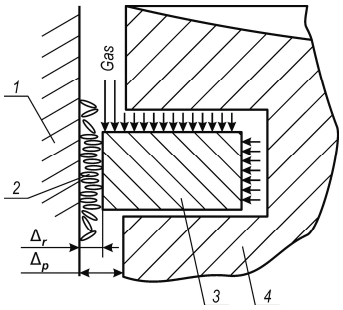


Рис. 1. Модель трибологічної системи
циліндрова втулка – мастильний матеріал – поршневі кільця:
1 – втулка циліндра; 2 – мастильний матеріал; 3 – кільце; 4 – поршень

Гідродинамічний режим змащування спостерігається в тих місцях, де мастильний матеріал розділяє поверхні поршня і втулки. У парі тертя поршневі кільця – циліндрова втулка режим тертя і змащування змінюється на граничний. Це пов'язано з тепловим розширенням кільця (завдяки наявності «кільцевого» замку), а також з виконанням кільцем компресійного дії, коли на верхню і внутрішню частину кільця діють гази, а зовнішня поверхня кільця притискається до поверхні циліндричної втулки. При цьому зазори в парах тертя поршень – втулка Δ_p і кільце – втулка Δ_r мають різне значення і відповідають різним режимам змазування.

Характеристики мастильного матеріалу, що входить в трибологічну систему поршневі кільця – мастильний шар – втулка циліндра, як правило, описуються з точки зору гідродинамічної теорії мастила. При цьому враховуються тільки «об'ємні» властивості мастильного матеріалу, і не розглядається аномалія цих властивостей, що відбувається в тонких граничних шарах і обумовлює їх рідкокристалічною структурою.

Неодноразово зазначалося, що характеристики тонких мастильних шарів, що утворюються в умовах граничного тертя, залежать не тільки від структурного стану мастила, але і від дії твердої підкладки, поблизу якої знаходяться. Утворення поблизу твердої поверхні (особливо металевої) структурованих рідкокристалічних шарів з анізометрічною формою молекул призводить до помітного відмінності фізичних властивостей тонких прошарків рідини від їх властивостей в «об'ємної» фазі. Помітна структурна неоднорідність

граничних мастильних шарів, визначаючи неньютонівської характер в'язкої течії, значним чином впливає на дисипативні властивості мастильного матеріалу, особливо в трібовузлах, що працюють в режимі граничного і змішаного тертя. Одним з параметрів, величина якого має різне значення для випадків об'ємної рідини і граничного шару, є в'язкість [6].

З метою підтвердження дослідження явища стратифікації в'язкості моторного мастила виконувалося моделювання процесів тертя, що відбуваються при змазуванні ЦПГ суднового дизеля 12K98ME-C7 фірми DOOSAN-MAN-B&W, встановленого як головний двигун на судні-контейнеровозі дедвейтом 131360 тонн. Лабораторні дослідження проводилися для моторних мастил Mobilgard570 (фірми Mobil), що використовується при експлуатації суднового дизеля, а також для моторних мастил ряду провідних фірм: Energol CLO50M (BP), Cyltech70 (Castrol), Texaco Special HT70 (Chevron). Дані моторні мастила мають рівноважні значення основних характеристик (таблиця 1), а тому можуть бути порівняні при проведенні експерименту [7].

Результати вимірювань об'ємної в'язкості, а також в'язкості граничного мастильного шару при різній швидкості зсуву проілюстровані на рис. 1 [8].

Таблиця 1. Основні характеристики моторних мастил, що використовуються при проведенні експерименту

Характеристика	Mobilgard 570	Energol CLO50M	Cyltech70	Texaco Special HT70
Індекс SAE	50	50	50	50
Кінематична в'язкість, сСт при 40°С, при 100°С	 229 21	 217 19,5	 218 19,5	 221 20
Загальне лужне число (Total Base Number – TBN), мгKOH/г	70	70	70	70
Густина прит 15° С, кг/м^3	942	940	938	940
Температура спалаху, °С,	241	215	223	207

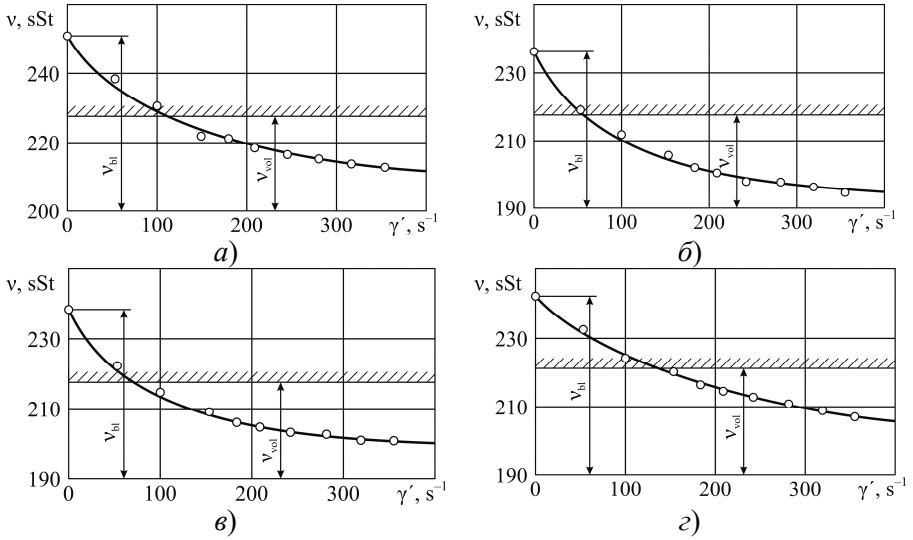


Рис. 1. Криві в'язкості моторного мастила (в граничному шарі, ν_{bl} і в великому обсязі ν_{vol}) від швидкості зсуву γ' при товщині мастильного шару 15 мкм: *а*) Mobilgard570; *b*) CLO50M; *с*) Cyltech70; *d*) Texaco Special HT70

Висновки і перспективи подальших досліджень. У результаті експериментальних досліджень встановлено, що мастильний матеріал, що знаходиться у вузькому зазорі трибологічних системи циліндрова втулка – мастильний матеріал – поршневі кільця суднових МОД є радіально-анізотропну рідина, яка характеризується різними значеннями в'язкості по ширині мастильного шару.

Механічні навантаження, що впливають на впорядковані молекулярні шари граничного мастильного шару, призводять до їх деструкції, що викликає зниження його в'язкості і зменшення демпфуючих властивостей мастила.

При збільшенні частоти обертання валу дизеля (а, отже і швидкості поршня) в масляному шарі виникають зсувні зусилля, що сприяють зменшенню його в'язкості. Цей факт необхідно враховувати при виборі сорту мастила для змащування ЦПГ, а також при визначенні бракувальних показників мастила, тому що і в тому і в іншому випадку визначається значення в'язкості для великого об'єму рідини, а експлуатація ЦПГ відбувається при значеннях в'язкості, характерних для граничного шару.

Слід зазначити, що при відсутності зсувних навантажень, а також при початковому русі контактуємих поверхонь, в'язкість граничного мастильного шару на 10...12% перевищує об'ємну в'язкість мастила. Цей ефект особливо важливий для пускових режимів роботи суднових дизелів, коли швидкість переміщення поршня ще не дозволяє рівномірно розподілити масляну плівку по поверхні циліндрової втулки і створити необхідний режим змащування.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сагин С. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2012 . – № 4. – Одесса: ОНМУ. – С. 68-81.

2. Мацкевич Д. В. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин, С. А. Ханмамедов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – Одесса: ОНМА. – С.109-118.

3. Sagin S. V. Determining the thickness of the boundary layer lubrication of marine motor oils by optical methods / S. V. Sagin, O. V. Semenov // Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany. – 2016. – P. 82-89.

4. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol. 13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

5. Sagin S. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specificarion / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied

Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 5. – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627

6. Кириян С. В. Реология моторных масел с квази- жидкокристаллическими слоями в триаде трения / С. В. Кириян, Б. А. Алтоиз // Трение и износ. – 2010. – Т. 31. − № 3. – С. 312-318.

7. Сагин С. В. Оценка вязкости масла при обеспечении режимов смазывания цилиндровой группы судовых дизелей / С. В. Сагин, А. В. Семенов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ ОМА. – С. 104-114.

8. Sagin S. V. Determining the thickness of the boundary layer lubrication of marine motor oils by optical methods / S. V. Sagin, O. V. Semenov // Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany. – 2016. – P. 82-89.

УДК 621.5.068

Іванес В. О., кер.доц.Ткаченко І.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення екологічних показників суднових енергетичних установок шляхом динамічного очищення вод, що містять нафту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Очищення вод, що містять нафту (ВМН) на морському транспорті вважається однією з пріоритетних екологічних завдань, оскільки нафта і нафтопродукти є найбільш поширеними антропогенними забруднювачами, які негативно впливають на стан морських екосистем. До суднових ВМН відносять, як правило, промивні води танкерів і, так звані, льяльні води машинно-котельних відділень суден. Загальна кількість ВМН, що скидаються із суден за абсолютним значенням в порівнянні з аварійними розливами танкерів невелика, але їх вплив на екологічний стан морського середовища має велике значення, особливо при збільшенні числа суден, їх тоннажу і інтенсивності судноплавства. Тому все більш актуальною стає проблема про обмеження їх скидання, та підвищення вимог до якості очищення ВМН перед скиданням у море [1].

Відповідно до вимог Конвенції МАРПОЛ 73/78 і резолюцією МЕРС.107(49), яка набрала чинності 1 січня 2005 року, в міжнародних водах дозволяється скидати за борт очищені льяльні води з концентрацією нафтопродуктів не більше 15 ppm. У майбутньому очікується подальше посилення законодавства і зниження допустимої концентрації нафтопродуктів у воді, що скидається в море, до 5 ppm (в акваторії Великих озер таке обмеження вже діє), і повна заборона скидання льяльних вод в життєво важливі водойми.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує цілий ряд методів очищення льяльних вод, що застосовані на використанні суднових сепараторах, наприклад установки з фізико-хімічним очищенням, які підрозділяється на:

- очищення і флотацію льяльних вод;
- адсорбційну фільтрацію;
- традиційну коагуляцію;
- коалісцентну фільтрацію;
- мембранну фільтрацію [2, 3].

Усі вони є статичними технологіями, спочатку призначеними для роботи в режимі періодичного завантаження, коли обробка величезного обсягу льяльної води ведеться за короткий час [4].

Постановка завдання. Метою дослідження є пошук варіанту, який забезпечує підвищення екологічної безпеки суден шляхом оптимізації технологічної схеми очищення ВМН.

Виклад основного матеріалу дослідження. Способи очищення вод, що містять нафту можуть бути класифіковані за різними ознаками, проте найбільше застосування отримала класифікація по характеру використовуваних процесів. За цією ознакою способи очищення вод, що містять нафту можна розділити на механічні, фізико-хімічні, хімічні і біохімічні (таблиця 1).

Таблиця 1. Класифікація способів очищення ВМН

Спосіб очищення	Допустима початкова концентрація ВМН, млн$^{-1}$	Ступінь очищення ВМН, що досягається, млн$^{-1}$
Механічний відстоювання центрифугування	 більше 1000 більше 1000	 40...100 10...15
Фізико-хімічні флотація коалесценція адсорбція	 менше 1000 менше 1000 менше 100	 20...60 10...15 1...3
Хімічний (озонування)	50	1...10
Біохімічні (за допомогою мікроорганізмів)	100	1...10

Для успішного вирішення завдання підвищення ефективності очищення вод, що містять нафту безпосередньо в суднових умовах необхідно використовувати комплексний системний підхід, якій дозволяє враховувати вплив усіх елементів суднової енергетичної установки на якість очищення [5].

З проведеного аналізу різних способів і типів сепараторів для очищення вод, що містять нафту СЕУ витікає, що найбільш перспективними і такими, що мають значні можливості підвищення ефективності роботи є коалесціючі елементи, що мають нежорстку структуру, що дозволяє робити їх ефективну регенерацію. До таких коалесціючих елементів при відповідному конструктивному виконанні можна віднести тканинні фільтруючі елементи, мембранні фільтруючі елементи і коалесціючі елементи, що виконані у вигляді

шару гранул. Суттєвий вплив на якість очищення спричиняє тип пристрою, що перекачує і місце його розташування в системі для очищення вод, що містять нафту.

Найбільш ефективним технічним рішенням для цієї сфери застосування є динамічні системи очищення льяльних вод, в яких використовується метод відцентрової сепарації, реалізований за допомогою високошвидкісних тарілчастих сепараторів [6].

Діюча в статичних системах сепарації природна сила гравітації (навантаження 1*g*) в таких динамічних системах може бути збільшена в тисячі разів. Один звичайний відцентровий тарілчастий сепаратор дорівнює по ефективності традиційній статичній системі з площею відстою 20000 м^2.

Крім того, гіроскопічний ефект рідини, що обертається з високою швидкістю усередині барабана сепаратора, нівелює дію кільової і бортової хитавиці. Результат – незмінно висока ефективність розподілу компонентів. Відцентрові тарілчасті сепаратори вже впродовж десятків років демонструють прекрасну ефективність очищення дизельного палива і мастильного масла від води і твердих часток в морській індустрії.

Як сепаратор, що забезпечує виконання всіх вимог по якості очищення ВМН, доцільно використання сучасного сепаратору BWPX307 в комплексі з сепараційною установкою PureBilge.

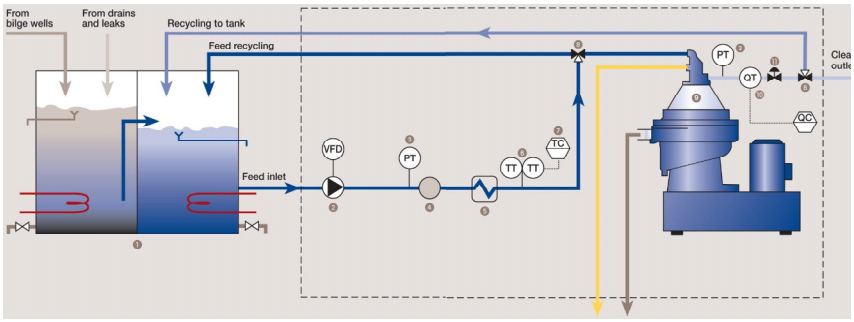


Рис. 1. Сепараційна установка PureBilge:
1 – двохстадійний відстійний танк льяльних вод; 2 – живильний насос; 3 – манометр; 4 – фільтр; 5 – нагрівач; 6 – температурний трансмітер; 7 – температурний контролер; 8 – триходовий клапан переключення; 9 – BWPX 307 високо швидкісний відцентровий сепаратор; 10 – водомастильний колектор; 11 – моделюючий клапан постійного тиску

Принцип дії установки сепарації PureBilge з сепаратором BWPX307 показаний на рис. 1. Живильний насос з регулюванням частоти направляє води, що містять нафту або трюмні води тільки з відстійного танка. Далі льяльна вода проходить через сітчастий фільтр, який затримує великі часток з рідини перед входом в теплообмінник, який піднімає температуру рідини на необхідному рівні, як правило, між 60° і 70°С, для оптимальної ефективності розподілу. Потім триходовий перемикальний клапан направляє рідину на сепарацію, якщо дотримані усі умови технологічного процесу, такі, як температура, тиски подачі і швидкість сепаратора. Якщо який-небудь процес умов не виконується, клапан знову перемикає циркуляцію рідини знову у відстійний танк льяльних вод. Високошвидкісний відцентровий сепаратор безперервно обробляє великі об'єми льяльних вод. Випуск масла безперервно відводиться

в резервуар відпрацьованого масла. Тверді частки, які збираються на периферії чаші сепаратора відводяться з перервами в шламовий танк. Розвантаження, яке зазвичай встановлюється на 20 хвилин, відбувається в задані інтервали залежно від установки. Вбудований водяний насос, або диск дифузора, постійно розвантажує відокремлену льяльну воду через вихід чистої води з сепаратора. Відведення льяльних вод залежить від вмісту нафти в них, яке безперервно контролюються на ізокінетичній точці відбору проб на нафту у воді. Якщо вміст нафти нижче заданої межі ppm alarm (який може бути встановлений в межах 0…15 млн$^{-1}$), розподіл льяльних вод може відкотити безпосередньо за борт або «чистий» танк льяльної води для зливу за борт пізніше.

Висновки і перспективи подальших досліджень. При експлуатації суднових енергетичних установок необхідно суворо дотримуватися вимог конвенції МАРПОЛ73/78, а також впроваджувати в суднову енергетику технічне обладнання, яке не лише забезпечує виконання нормативних вимогу цієї конвенції, але її гарантує їх виконання з високим ступенем резервування. Як таке обладнання можливо використання сучасної системи сепарації вод, що містять нафту – PureBilge, в склад якої включений сепаратор BWPX307. Ця система забезпечує рівень очищення вод, що містять нафту у діапазоні 5…7 млн$^{-1}$, що дозволяє безпечне скидання очищених вод в будь-яких районах Світового океану та дозволяє судновласникам виконувати відповідні існуючи на теперішній час екологічні вимоги, а також їх очікувані в перспективі зміни [7].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Истомин В. И. Повышение экологической безопасности судов в соответствие с новыми требованиями Приложения IV к Конвенции MARPOL73/78 / В. И. Истомин, В. П. Кот, С. Е. Тверская // Вісник СевНТУ. – 2012. – № 129. – С. 86-89.

2. Касперович Е. В. Судовые нефтесодержащие (льяльные) воды, их физико-химические параметры и очистка / Е. В. Касперович // Вестник Камчатского государственного технического университета. – 2005. – № 4. – С. 63-66.

3. Тихомиров Г. И. Современное состояние проблемы очистки судовых нефтесодержащих вод и экологическая безопасность судовых энергетических установок / Г. И. Тихомиров // Транспортное дело. – 2015. – № 6. – С. 263-267.

4. Истомин В. И. Совершенствование функциональных свойств судовых систем очистки нефтесодержащих вод / В. И. Истомин, С. Е. Тверская, В. В. Хлебникова // Энергетические установки и технологии. – 2017. – Т. 3. – № 1. – С. 118-121.

5. Ткаченко И. В. Использование гидродинамической суперкавитации для разделения и очистки нефтесодержащих вод морских судов / И. В. Ткаченко // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Т. 2. – С. 59-62.

6. Ткаченко И. В. Очистка нефтесодержащих вод морских судов методом гидродинамической суперкавитации потока / И. В. Ткаченко // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 59-62.
7. Ткаченко И. В. Использование кавитационного эффекта для повышения степени сепарации нефтесодержащих вод морских судов / И. В. Ткаченко // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті : Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р.. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2018. – С. 298-301.

УДК 621.245

Барятинський Д. О., кер.доц.Ткаченко І.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення якості очищення суднових палив шляхом використання електричних полів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Отримання корисної роботи будь-якого теплового двигуна неможливо без використання джерела енергії, найбільш розповсюдженим з яких є рідке паливо. В суднових двигунах внутрішнього згоряння (СДВЗ) як паливо використовують переважно продукти переробки нафти, що представляють собою складну суміш різних груп вуглеводнів. В суднових енергетичних установках (СЕУ) усе більше застосування знаходять порівняно дешеві залишкові сорти палива. У зв'язку з цим, традиційні засоби підготовки палива (відцентрові сепаратори, механічні фільтри) не забезпечують повною мірою необхідну якість очищення палива, що змушує шукати додаткові способи підготовки палива. Один з них – метод очищення з використанням електричних полів – є досить перспективним для суднових умов, тому що є енергоекономічним, не вимагає великогабаритних пристроїв і великих витрат часу на здійснення процесу очищення [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень з підготовки суднового палива до його спалювання в циліндрі дизеля показує, що традиційними методами очищення палива є відстоювання, сепарації і фільтрація, основним завданням яких є видалення з нього води, механічних домішок і золи. Це завдання сформулювалася в результаті аналізу впливу домішок, що знаходяться в паливі, на показники роботи дизеля і тих методів і засобів паливо-підготовки, якими володіє більшість СЕУ [2, 3]. Відстоювання палива, як метод очищення палива від механічних домішок і води, здійснюється під дією сили тяжіння за рахунок більшої густини забруднюючих частинок. Основні недоліки очищення палива відстоюванням – це тривалість процесу і неможливість видалити дрібнодисперсні забруднення. Відстоювання є найпростішим методом очищення палива. В даний час він втрачає своє значення і застосовується в якості самостійного методу - лише для палива з в'язкістю до 20 сСт і в якості допоміжного для більш сучасних способів [3]. Одним з

основних методів очищення палива на суднах є сепарація, в процесі якої зменшується вміст механічних домішок, води і солей, які сприяють утворенню золи. Ефективність очищення (повнота звільнення від домішок) методом сепарації різна для різних видів палива. Внаслідок того, що сепарація проводиться при підігріві палива до 80...90°С, цей метод підготовки супроводжується посиленням окислювальних процесів, що підвищують вміст смолистих речовин, але саме неприємне – зниження теплотворної здатності палива у зв'язку з видаленням сумісно з забрудненнями горючих складових (вуглецю та водню).

Постановка завдання. В СЕУ усе більше застосування знаходять порівняно дешеві залишкові сорти палива. У зв'язку з цим, традиційні засоби підготовки палива (відцентрові сепаратори, механічні фільтри) не забезпечують повною мірою необхідна кількість очищення палива. Один з них – метод очищення з використанням електричних полів – є досить перспективним для суднових умов, тому що він енергоекономічний, не вимагає великогабаритних пристроїв і великих витрат часу на очищення [4]. Тому завданням дослідження було вивчення процесу очищення суднового моторного палива за допомогою електричних полів на його експлуатаційні характеристики.

Виклад основного матеріалу дослідження. Електричні методи очищення палив відносяться до порівняно нового наукового напрямку – електрогідродинаміки, що вивчає питання взаємодії електричного і гідродинамічного полів у різних багатофазних системах (рідинах, емульсіях, суспензіях і ін.). однак багато вихідних положень електродинаміки поки ще цілком не розроблені й у достатньому ступені не відбиваю фізикові процесу очищення досліджуваної рідини. Це відноситься і до палив, для яких розробка засобів електричного очищення ведеться в основному емпірично з наступним поясненням одержуваних результатів.

Метод очищення палива з використанням електричного поля – найбільш перспективний для суднових умов. Незважаючи на значну кількість вітчизняної і закордонної літератури по даному питанню, жодна з робіт не містить повних теоретичних і практичних рекомендацій для очищення суднових палив за допомогою електричного поля. У теж час методи очищення суднових палив за допомогою електричного поля (сепарація і фільтрація у електричному полі) не вимагають високих теоретичних знань від обслуговуючого персоналу, досить прості і надійні. [5].

Вуглеводні палива є типовими діелектриками, однак частки забруднень у них можуть бути діелектриками з діелектричною проникністю, відмінної від діелектричної проникності палива, або провідниками. Аналіз забруднень суднових палив указує на них досить різноманітний склад, що містить органічні й неорганічні з'єднання. Орієнтовно елементний склад забруднень має наступні межі: неорганічні з'єднання: Fe – 4…26 %, Si –3…29 %, Al – 1…5 %, Cu – 0,2…0,9 %, Zn – 0,3…0,4 % і т.д.; органічні сполуки 20…40 %.

При прокачуванні й транспортуванню палива на забруднюючих частках з'являються заряди, викликані тертям часток про паливо й часток друг про

друга. Крім того, частки можуть здобувати заряди від зіткнення з робочими електродами. Знак утворених зарядів залежить від електрофізичних властивостей часток. Усі частки є носіями вільних зарядів. Суттєво, що частки з різними електрофізичними властивостями можуть здобувати заряди різних знаків. Незалежно від того, чи мають частки заряд або є нейтральними, по своїх електрофізичних властивостях вони відрізняються від палива, тому в електричному полі частки забруднень будуть зазнати силового впливу [6].

Основні технологічні схеми, що забезпечують процес очищення суднового моторного палива за допомогою електричних полів наведені на рис. 1, 2.

На рис. 1 представлений спрощений поперечний розріз фільтру, який забезпечує очищує палива за допомогою електричного поля, у якому діелектричний заповнювач утворюється керамічними кульками. Перебуваючи в електричному полі, створюваному робочим електродом і заземленим корпусом, керамічні кульки поляризуються й до них притягаються дрібні заряджені частки забруднень. Регенерація фільтра проводиться при знятій напрузі рухом рідини у зворотному напрямку, при цьому з кульок, позбавлених поляризаційних зарядів, частки забруднень змиваються. При високо дисперсних забрудненнях палива і високого ступеня очищення використовують метод, заснований на створенні у всьому робочому обсязі електрофільтру областей підвищеної напруженості поля. Це досягається шляхом введення в між електродний простір полістирольної сфери з металевим покриттям. Така сфера, перебуваючи в електричному полі, починає рухатися і, досягаючи електрода, набуває однойменний з ним заряд. Під дією кулонівського відштовхування сфера почне рухатися до протилежного електрода. У місці знаходження металевої сфери електричне поле посилюється. На поверхні сфери в окремих точках напруженість поля може зрости в три рази. Саме до цих ділянок з підвищеною енергією електричного поля спрямовуються високодисперсні заряджені частинки забруднень і притягуються до поверхні сфери. Таким чином, сфера (кулька) є своєрідним рухомим електродом –- носієм забруднень. Конструкція електродинамічного фільтра надана на рис. 2.

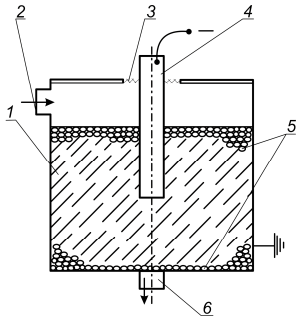


Рис. 1. Фільтр, що забезпечує очищує палива за допомогою електричного поля, із керамічними кульками: 1 – металевий заземлений корпус; 2 – вхідний отвір для забрудненого палива; 3 – ізоляційна втулка для робочого електрода; 4 – робочий електрод; 5 – керамічні кульки; 6 – вивідний отвір для чистого палива

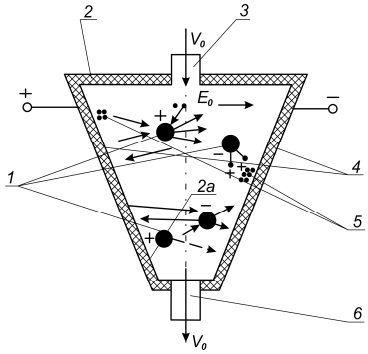


Рис. 2. Електродинамічний фільтр, що забезпечує очищує палива за допомогою електричного поля:
1 – допоміжні полістирольні сфери (кульки) з металевим покриттям; 2 – діелектричний корпус; 3 – вхідний патрубок; 4 – робочі (осаджувальні) електроди; 5 – дрібнодисперсні забруднення; 6 – вихідний патрубок

Висновки і перспективи подальших досліджень. СДВЗ є є крупними споживачами рідких палив, якість яких поступово погіршується. Для забезпечення надійного згоряння палива в циліндрі СДВЗ воно піддається обов'язкової попередньої обробці. Одним зі сучасних та альтернативних методів, за допомогою якого здійснюється обробка палива є забезпечення його очищення за допомогою електричних полів. При цьому досягаються очищення палива від механічних домішок, технічних забруднень та води без зменшення його теплотворній здатності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Калугин В. Н. Использование морских топлив на судах / В. Н. Калугин, И. В. Логишев. – Одесса : ОНМА, 2010. – 192 с.

2. Занько О. Н. Технология использования рабочих веществ в судовых энергетических установках / О. Н. Занько, В. Н. Калугин, И. В. Логишев. – Одесса Фенікс, 2005. – 508 с.

3. Солодовников В. Г. Использование в судовых дизелях топлив различного фракционного и структурного состава / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса: ОНМА. – С. 110-117.

4. Солодовников В. Г. Ультразвуковая обработка топлива для снижения сернистой коррозии в судовых среднеоборотных дизелях / В. Г. Солодовников // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2015. – Вып. 20. – С. 84-91.

5. Сагин С. В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий, Р. В. Перунов // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 84-103.

6. Кочанов Э. С. Электрические методы очистки и контроля судовых топлив / Э. С. Кочанов. – Л. : Судостроение, 1990. – 216 с.

УДК 621.245

Березовський В. Й., кер.доц.Сагін С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення якості очистки моторних мастил суднових середньообертових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Основною тенденцією в розвитку суднових дизелів є підвищення їх циліндрової і агрегатної потужності і техніко-економічних показників, що багато в чому залежить від якості вживаних моторних мастил. Раціональне використання моторних мастил припускає в першу чергу їх обґрунтований вибір з урахуванням конструктивних особливостей дизеля і умов експлуатації, а також зниження витрати мастил на чад і заміну. Якість моторних мастил в основному визна-

чається кількістю і ефективністю присадок, що вводяться в них. За допомогою присадок можна забезпечити підвищення великої кількості властивостей моторних мастил. Правильно і обґрунтовано вибраний сорт моторного мастила, кваліфікаційне обслуговування систем змащення, догляд за технічним станом деталей і елементів двигуна в значній мірі сприяють підвищенню надійності, довговічності і економічності суднових дизелів. [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. СЕУ (як головні, так і допоміжні) є порівняно невеликими споживачами мастильних матеріалів в загальному обсязі світового транспортно-енергетичного комплексу [2]. При цьому слід підкреслити, що моторні мастила (ММ), які використовуються в суднової дизельної енергетичної установки, найбільшою мірою леговані присадками і відрізняються великим запасом якості за своїм первинним властивостям. Середній вміст присадок в суднових мастилах в кілька разів перевищує цей показник по ММ, застосовуваним в інших сферах техніки і енергетики [3]. Це пов'язано в першу чергу зі специфікою експлуатації суднової техніки: високими температурними і механічними напруженнями в зонах контакту; неминучістю попадання в ММ палива, води і механічних домішок; роботою при різних параметрах навколишнього середовища і т.д [4]. Все це обумовлює виключно високий рівень вимог до властивостей мастил [5].

Поглиблення переробки нафти супроводжується погіршенням якості всіх видів палив, що призводить до зниження надійності роботи і ресурсних показників суднових дизелів. При цьому збільшується інтенсивність старіння ММ, забруднення ДВЗ вуглецевими відкладеннями і швидкість їх зношування.

В даний час провідними в області розробки моторних мастил є міжнародні нафтові компанії (Mobil oil, Shell, ESSO, Castrol, BP, Chevron Texaco та ін.). Між ними ведеться гостра конкурентна боротьба за ринки збуту нафтопродуктів. Тому дослідні центри компаній постійно вишукують шляхи поліпшення якості мастил за рахунок вдосконалення їх складу. Особлива увага приділяється питанням економії ММ в процесі їх застосування на суднах, а також перспективам регенерації їх експлуатаційних властивостей [5].

У комплекс заходів, здатних привести до підвищення експлуатаційної надійності суднових дизелів, входить ефективна регенерація експлуатаційних характеристик мастильних матеріалів. Одним з методів, що забезпечують процес регенерації експлуатаційних властивостей ММ, є їх фільтрація.

Постановка завдання. Метою дослідження є розробка комплексу науково-технічних рішень, які б скорочували експлуатаційні витрати ММ в суднових середньообертових дизелях та підвищували надійність і ресурсні показники ММ при використанні важких високо в’язких палив.

Виклад основного матеріалу дослідження. Зростання циліндрової і агрегатної потужності, повна автоматизація суднових ДВЗ, тривала їх експлуатація без розбирання з діагностикою залишкового ресурсу, застосування

довго працюючого ММ зі зміною по бракувальним показникам, визначили першочерговість створення комбінованої системи тонкого очищення мастила (КСТОМ) з високими функціональними властивостями. Широко розповсюдженні повно потокові фільтри тонкого очищення мастила (ФТОМ) не задовольняють вимогам форсованих ДВЗ до якості очищення ММ через характерні для них суперечності між тонкістю відсіву і терміном служби фільтруючих елементів (ФЕ), повнотою (інтенсивністю) очищення від нерозчинених домішок (НРД) і надійністю захисту двигуна від великих і, отже, найбільш небезпечних механічних домішок.

Структурна схема, що відображає принципи підвищення ефективності комбінованого тонкого очищення мастила в ДВЗ, надана на рис. 1 [6].

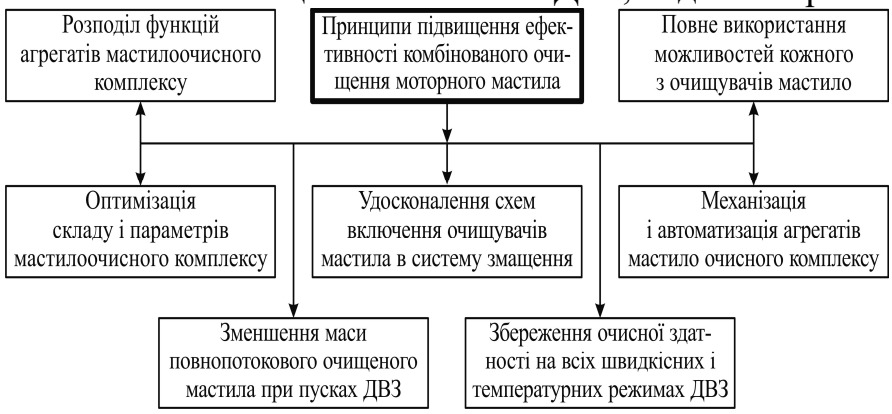


Рис. 1. Принципи підвищення ефективності комбінованого тонкого очищення мастила в ДВЗ

Раціональність і необхідність очищення ММ комбінованим фільтруванням в ДВЗ неодноразово підтверджувалася на практиці. Однак цей напрямок не отримало розвитку через широкомасштабного впровадження ФТОМ з заміною в більшості випадків морально застарілих щілинних частково-потокових фільтрів центрифугами.

Практика комбінованого фільтрування реалізована в основному використанням в повно поточних ФЕ крупно- і дрібнопористих вставок. У першому випадку незначно поліпшується гідравліка ФТОМ, у другому - глибина очищення мастила від дрібнодисперсних забруднень.

Особливість комбінованої очистки ММ в ДВЗ полягає в використанні окремих агрегатів для повно- і частково потокового очищення (рис. 2, *а*). Комбіноване очищення в одному корпусі фільтра надано на рис. 2, *б*, *в* [7].

Широкомасштабна модернізація штатних фільтрів полягає в установці в його корпусі (основані) додаткової перегородки, яка формує порожнини повно- і частково поточного фільтрування, які відповідно замикаються на основний і байпасний контури циркуляції мастила в системі змащення дизеля. У варіанті *б* частково потокові ФЕ байпасується на скидання очищеного мастила в картер, в варіанті *в* - допоміжний елемент 10 знаходиться в резерві і підключається через регулюючий клапан 11 на повно потокове фільтрування при забрудненні основного елемента 2.

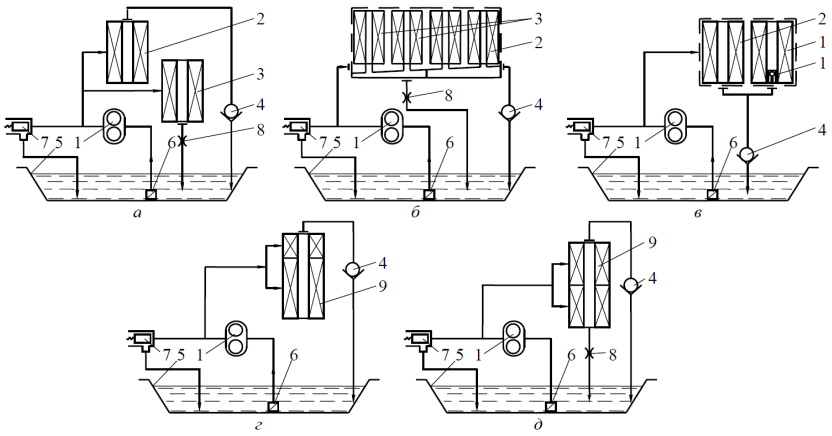


Рис.2. Схеми включення очищувачів в систему змащення двигуна при комбінованому фільтруванні мастила:
а – комбінована система очищення мастила з ФЕПП і ФЕЧП; *б*, *в* – системи очищення з комбінованими фільтрами; *г*, *д* – системи з ФЕППК і ФЕК
1 – масляний насос; 2 – ФЕПП; 3 – ФЕЧП; 4 – головна магістраль;
5 – картер або стічна цистерна двигуна; 6 – приймальник мастила;
7 – перепускний клапан; 8 – дросель; 9 – комбінований фільтруючий елемент; 10 – допоміжний фільтруючий елемент; 11 – регулюючий клапан

Схеми рис. 2, *г*, *д* передбачають використання комбінованих ФЕ. Вони застосовуються як для збільшення пропускної здатності повно поточних ФЕ (див. рис. 2, *г*) при крупно пористої вставці, так і для збільшення інтенсивності очищення мастила від НРД за рахунок використання дрібно пористої вставки шляхом байпасного включення еѐ в систему мащення зі скиданням відфільтрованого мастила в картер, або стічну цистерну двигуна (див. рис. 2, *д*).

Комбіноване фільтрування ММ може здійснюватися в суднових дизелях з циліндровою потужністю від 4 до 5000 кВт. Для цієї мети запропоновано використовувати п'ять типорозмірів ФЕ з об’ємом від 0,6 до 10,2 дм^3.

Комбіноване фільтрування мастила здійснюється за комбінованою повно- і частково потокової схемами. Агрегати ФПП і ФЧП встановлювалися в системах змащення дизелів окремо і поєднувалися в очищувачі ФМК шляхом спільного використання ФЕПП і ФЕЧП. Комбіновані ФЕ не використовувалися, тому що їх застосування не дає значного збільшення ефективності очищення ММ.

Моторна ефективність повно-потокового та комбінованого фільтрування мастила у дизелі надану у вигляді таблиці 1.

Таблиця 1. Моторна ефективність повно-потокового та комбінованого фільтрування мастила у дизелі

Показник	Повно-потокове фільтрування	Комбіноване фільтрування
Стан моторного мастила		
Концентрація НРП, % загальних зольних	 1,8±0,3 0,48±0,07	 1,3±,2 0,32±0,05
Лужність мастила, мгКОН/г	7,4±1,2	12,5±1,6
Ступінь окислення, %	9,0±1,1	6,9±0,8
Вміст смол, %	11,5±1,2	7,5±0,06
Вміст присадок, %	18±2	33±3
Диспергуюча здатність, умов.ед.	0,48±0,05	0,56±0,08
Інтенсивність (швидкість) старіння мастила		
Потрапляння НРП, гр/год	22,4±3,2	18,7±2,4
Спрацювання присадок, гр/год	51,4±6,2	38,7±4,2
Окислення, гр/год	58±7	45±6
Утворення смол, гр/год	132±15	96±12
Робота очищувачів мастила		
Інтенсивність очищування від НРП, гр/год загальних зольних	 72±8 101±9	 340±42 420±56
Термін служби ФЕ, тис. год. повно-потокових частково-потокових	 0,83±0,22 —	 1,32±0,15 0,76±0,1
Швидкість зношування		
Поршневі кільця, гр/1000год	9,1±1,3	5,8±0,7
Циліндрові втулки, мкм/1000год	18,6±1,9	12,4±1,7
Вкладені мотильових підшипників, мг/1000год	158±16	126±14
Мотильові шейки колінчатого валу, мкм/1000год	12,6±1,3	9,8±0,9
Утворення нагарів та лаків на поршнях (загальна оцінка), бал	15,6±1,8	12,7±1,3
Утворення нагарів на поршневих канавках, бал	5,6±0,7	3,8±0,4

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті проведених досліджень зробимо наступні висновки:

1) висока ефективність комбінованого фільтрування досягається розмежуванням функцій очищення мастила між використовуваними агрегатами; при цьому фільтруванням повного потоку здійснена надійний захист двигуна від небезпечних абразивних частинок з високою (25...40 мкм) тонкістю їх відсіву і частково поточним фільтруванням значно підвищена інтенсивність очищення мастила від дрібнодисперсних НРД, що гальмує старіння ММ;

2) створення комбінованих фільтрів для системи очищення мастила здійснювалося на основі використання наступних принципів:

- розмежування функцій очищувачів повного і часткового потоків;

- підбору порових структур повно- і частково поточних ФЕ, що забезпечують саморегулювання відсіву НРД різної дисперсності;

- зниження «грязьового» навантаження на повно потоковий ФЕ для тривалого функціонування їх при високій тонкощі відсіву з низьким гідравлічним опором, що сприяє високому терміну їх служби;

- підвищення інтенсивності очищення і грязьоємності частково поточних ФЕ оптимізацією їх порової структури для досягнення високої повноти відсіву мастила від дрібнодисперсного забруднювача;

3) основні напрямки в підвищенні ефективності комбінованої очистки ММ складаються в:

- підборі на підставі виконаних розрахунків параметрів ФЕ елементів повного і часткового потоків, що забезпечують їх повну взаємодію при спільному фільтруванні ММ;

- поліпшення фільтрувальних, гідравлічних і грязьоємностних характеристик ФЕ;

- підвищенні терміну служби і функціональних показників фільтрувальних матеріалів і елементів при їх використанні;

- зниженні масо габаритних показників ФЕ зі збереженням їх експлуатаційних характеристик;

- збільшенні надійності роботи ФЕ, конструктивними і технологічними методами;

- зниженні працьоємності обслуговування ФЕ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Троеглазова Н. Л. Судовые масла: учеб. пособие / Н. Л. Троеглазова. – Новороссийск : Изд-во МГА, 2002. – 64 с.

2. Кича Г. П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях / Г. П. Кича, А. В. Перминов, А. В. Надежкин. – Владивосток : Мор. гос. ун-т. – 2011. – 372 с.

3. Возницкий И. В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей / И. В. Возницкий. – СПб. : Моркнига, 2007. – 135 с.

4. Мацкевич Д. В. Эксплуатационные характеристики моторных масел судовых дизелей / Д. В. Мацкевич // Проблеми техніки. – 2012. – № 4. – С. 82-96.

5. Сагин С. В. Особенности подготовки масляной системы судовых дизелей, работающих на винт регулируемого шага, при выходе судна из сухого дока / С. В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Проблеми техніки. – 2011. – № 3.– С. 50-56.

6. Таращан Н. Н. Очистка моторного масла в судовых тронковых дизелях комбинированным фильтрированием / Н. Н. Таращан, П. П. Кича, Л. А. Семенюк // Эксплуатация морского транспорта. – 2015. – № 2. – С.66-78.

7. Кича Г П. Повышение эффективности тонкой очистки моторного масла комбинированным фильтрированием в судових дизелях с високим наддувом / Г. П. Кича, Н. Н. Таращан // Научные труды Дальрыбвтуза. – 2014. – Т. 37. – С. 83-92.

УДК 621.412

Качалов А.М., кер.доц.Сагін С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення екологічних показників суднових дихелів шляхом використання системи рециркуляції випускних газів

Постановка завдання в загальному вигляді.

В даний час серед контрольованих параметрів суднових дизелів важливе значення відводиться такому екологічному показником, як концентрація оксидів азоту (NOx) в випускних газах. Це значення регламентуються вимогами міжнародних конвенцій, а його підтримка в заданому діапазоні є обов'язковим при експлуатації суднових енергетичних установок як в акваторіях світового океану, так і в територіальних водах.

Мета роботи.

Метою даної роботи є дослідження системи рециркуляції випускних газові суднових двигунів внутрішнього згоряння з метою забезпечення екологічних показників.

Аналіз останніх досліджень.

Зниження концентрації NOx в випускних газах досягається:

- шляхом впливу на робочий процес, що відбувається в циліндрі дизеля;
- зміною конструкції і параметрів роботи паливної апаратури високого тиску;
- введенням реагентів в випускні гази при їх проходженні через спеціальні реактори;
- за допомогою використання системи управління випускними газами, яка забезпечує або рециркуляцію випускних газів (exhaust gas recirculation - EGR), або перепуск випускних газів (Exhaust gas wastegate - EGW);

Рішення задач по забезпеченню екологічних параметрів роботи суднових дизелів пов'язане з підтриманням необхідної економічності та ефективності роботи дизеля.

Утворення оксидів азоту при згорянні палива відбувається в разі, коли температура в циліндрі дизеля перевищує 1500 К і дотримується умова високої концентрації кисню при окисленні атмосферного азоту в процесі горіння. Тому всі методи, щоб забезпечити зниження емісії NOx, спрямовані на зміну стехиометрического співвідношення паливо-повітря, що призводить до погіршення сумішоутворення, окислення і горіння.

В період останніх десяти років у морській енергетиці все частіше стали використовуватися системи рециркуляції вихлопних газів для зниження токсичності випускних газів (в основному для зниження вмісту оксидів азоту NOx у випускних газах суднових дизелів).

Виклад основного матеріалу досліджень.

Морські дизельні двигуни, які передають потужність безпосередньо на гвинт і потужні допоміжні двигуни, що забезпечують харчування для суднової електростанції (останні широко використовуються для круїзних суден з

великою місткістю пасажирів, які часто ходять в прибережних районах і районах екологічного контролю) все частіше обладнуються системами, описаними вище .

Математичне моделювання газообміну і процесів горіння в суднових дизельних двигунах з використанням системи EGR включають в себе необхідність брати до увагу складні явища тепломассопереноса. У той же час отримані результати не враховують ні технічний стан дизельного двигуна, ні його паливну апаратуру або систему EGR.

Таким чином, рекомендується покращувати системи ERG і вибирати найбільш оптимальні режими роботи на основі експериментальних даних, отримані безпосередньо під час роботи систем EGR, які вже встановлені на двигунах внутрішнього згоряння морських суден.

Цей вид досліджень дозволяє визначити рівень координації системи EGR і дизельного двигуна, а також розробити рекомендації для його поліпшення і вибору найбільш оптимальних режимів для експлуатації комплексу системи EGR і суднового дизельного двигуна.

Беручи це до уваги, виконання встановлених цілей було досягнуто шляхом експериментальних досліджень, спрямованих на визначення впливу ступеня рециркуляції вихлопних газів на екологічні, енергетичні та економічні показники двигуна внутрішнього згоряння. Об'єктом дослідження була газорозрядна система 7UEC60LS малооборотних двотактного дизельного двигуна від Mitsubishi, оснащений звичайною системою ERG.

Основные характеристики дизельного двигателя:

- диаметр – 600 мм
- ход поршня – 2.400 мм
- количество цилиндров – 7
- номинальная мощность – 12.600 кВт
- частота обертання на номінальній потужності - 82

Принципова схема дизеля Mitsubishi 7UEC60LS - двигуна з системою рециркуляції відпрацьованих газів показаний на Рис. 1.

З циліндра дизеля 3 вихлопні гази надходять в випускний колектор 4 і затемв газовий турбокомпресор 7. Після цього вони викидаються в атмосферу через газоотводную трубу. Газовий турбокомпресор 7 засмоктує повітря з машинного відділення і після стиснення направляє його через повітроохолоджувач 1 і впускний колектор 2 для продувки вікон дизельного двигуна.

Система рециркуляції відпрацьованих газів складається з регулюючого клапана 6, газоочисникам 5, нагнітач 10, бак для води 9 і водяний насос 8.

При використанні системи рециркуляції відпрацьованих газів, кількість газів контролюється клапаном 6. Вихлопні гази очищаються і попередньо охолоджуються в скрубері 5, після чого вони пропускаються через додатковий нагнітач, змішуються з повітрям (Що надходить через газовий турбокомпресор 7), надходить в охолоджувач 1 і ресивер 2, а далі в циліндр дизеля 3 через продувні вікна. Газовий нагнітач 10 - це вентилятор з постійною гео-

метрією перетину потоку. Цей тип нагнітачів широко використовується в системах EGR морських суден.

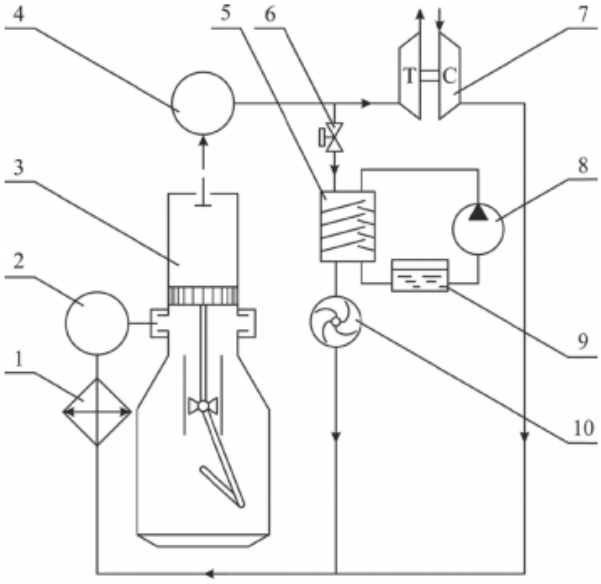


Рис. 1 Принципова схема системи рециркуляції вихлопних газів малооборотних суднового дизеля:
1 - повітроохолоджувач, 2 - впускний колектор, 3 - циліндр двигуна, 4 - випускний колектор, 5 - скрубер (газоочисникам), 6 - клапан регулювання рециркуляцією випускних газів, 7 - ГТН, 8 - водяний насос, 9 - водяна цистерна, 10 - газовий нагнітач з електроприводом.

Експериментальні дослідження систем рециркуляції відпрацьованих газів зі змінною геометрією турбокомпресорів знаходяться в стадії реалізації.

В ході експериментів для різних ступенів рециркуляції вихлопних газів визначалися наступні показники: концентрація NOx в випускних газах, питома витрата палива і ефективна потужність дизеля.

Для аналізу концентрації шкідливих компонентів в випускних газах найбільш доцільно і зручно використовувати переносний газ аналізатор.

Протягом дослідження була визначена концентрація NOx (а так же O2) за допомогою газаналізатора Testo350XL (Рис. 2), який був зроблений у Німеччині. Цей пристрій дозволяє опрделять концентрацію таких речовин: CO, O2, N2, NOx, CH4, SO2, і H2 S, а також температуру і перепад тиску середовища.

Основні характеристики Testo 350 XL:

температура

- діапазон виміру -40 ... 1200
- похибка вимірювання +/- 0,5%

Зміст O2 і N2

- діапазон вимірювання 0 ... 25 об.%
- похибка вимірювання +/- 1 об'ємний%
- продуктивність 5 ... 20 с

Зміст NOx

- діапазон вимірювання 0 ... 3000 млн -1
- похибка вимірювання +/- 5% в діапазоні вимірювань 0 ... 2000 млн$^{-1}$,

+/- 10% в діапазоні вимірювань 2000 ... 3000 млн$^{-1}$
- продуктивність 1 ... 30 с



Рис. 2 Газаналізатор Testo 350 X

Висновки.

Використання результатів дослідження може сприяти відбору оптимальних режимів рециркуляції випускних газів, що дозволить відповідати міжнародним вимогам з охорони навколишнього середовища. І забезпечення таких характеристик суднових дизелів, котрі забезпечуватимуть мінімальні втрати ефективної потужності і мінімальне збільшення питомої витрати палива.

Таким чином важливо знайти оптимальну ступінь рециркуляції випускних газів для кожного швидкісного режиму дизельного двигуна. Відповідно, це може бути досягнуто тільки досвідченим шляхом

УДК 621.124

Трайно Д. П., кер.доц.Кар'янський С.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Оптимізація роботи енергетичних установок суден днопоглиблювального флоту

Постановка проблеми в загальному вигляді. Інтенсивний розвиток торговельних відносин пов'язано зі збільшенням провізної здатності фарватерів підхідних каналів до річковим і морським портам. У зв'язку з цим зростає необхідність проведення днопоглиблювальних робіт спеціалізованими судами.

Конструктивною особливістю судів днопоглиблювального флоту є наявність гідротехнічного комплексу для розробки грунтів, який включає процеси забору, підйому, завантаження трюмів судів і транспортування грунту відповідно до карти намиву. Необхідність підвищення ефективності експлуатації рефулерних судів робить вирішення проблеми відділення надлишкової води від грунту під час експлуатації суднових земснарядів актуальною як з наукової, так і з практичної точки зору [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

У процесі доставки вантажів морем беруть участь три основних компоненти:

- вантаж, що доставляється і формує основні доходи від перевезення;
- транспортні засоби, що доставляють вантаж і є основним джерелом експлуатаційних витрат;
- праця екіпажа, від якого залежить ефективність перевезення.

Ґрунтуючись на основному законі ринку, слід зазначити, що підвищення ефективності експлуатації суден за рахунок підвищення прибутку можна здійснити подвійно. Перший шлях - збільшення доходів (підвищенням тарифів за надані послуги, що ведуть до інфляції, збільшення провізної спроможності транспортного засобу без шкоди мореплавності). Другий шлях - зниження транспортних витрат до мінімально неминучих [2].

У зв'язку із цим, великий інтерес представляє технічна експлуатація днопоглиблювального флоту, що, крім процесу перевезення вантажів, передбачає технологічний процес видобутку ґрунтів.

Необхідність здійснення процесу видобутку ґрунтів є вкрай необхідною при виробництві гідротехнічних робіт, хоча при цьому і є екологічно шкідливою.

Очевидним є той факт, що технологічний процес видобутку ґрунтів апріорі збільшує експлуатаційні витрати судна й у зв'язку із цим у процесі інформаційного пошуку, варто приділяти особливу увагу проблемі підвищення ефективності технологічного процесу розробки.

При здійсненні інформаційного пошуку, пов'язаного з технічною експлуатацією суден дноглиблювального флоту, як правило, використовується метод дедукції (філософський метод сходження від загального до особистого, через частку).

Інформаційний пошук здійснюється шляхом декомпозиції по окремих напрямках, що дозволяє більш точно сформулювати тематику мета й завдання досліджень [3].

Системний аналіз вимагає поділу досліджуваних процесів на об'єкт дослідження й зовнішнє середовище. Декомпозицію інформаційного пошуку по проблемі технічної експлуатації дноглиблювального флоту з позиції менеджменту доцільно здійснити по наступних напрямках:

- ефективність завантаження земснаряда;
- технічна досконалість судна;
- експлуатаційна ефективність;
- конструкційні особливості процесу навантаження ґрунтів;
- технологічна ефективність видобутку ґрунтів на судні [4].

Постановка завдання. Метою дослідження є підвищення ефективності експлуатації рефулерних суден дноглиблювального флоту при роботі з мулистими ґрунтами (пульпою).

Виклад основного матеріалу дослідження. Головною метою всіх судноремонтних робіт, спрямованих на вдосконалення судна є підвищення його

техніко-експлуатаційних показників з одночасним збільшенням продуктивності та якості роботи екіпажу. На підставі виконаного аналізу конструкцій суден днопоглиблювального флоту можна сформулювати головні напрямки робіт щодо вдосконалення земснарядів. До них відносяться:

- застосування нових технологій виїмки і транспортування грунту;
- комплектація суден новою технікою і обладнанням;
- установка на шаландах більш ефективних гідравлічних систем розмиву грунту;
- установка засобів автоматизації нового покоління на всіх технологічних рівнях;
- комплектація більш досконалими засобами контрольно вимірювальних приладів і апаратури;
- установка силових установок, що характеризуються більш високими значеннями ККД і/або потужності;
- застосування нових конструкцій корпусу, що характеризуються меншою залежністю від зовнішніх чинників (хвилювання, глибини і т.п.);
- збільшення місцевої і загальної міцності корпусу або його елементів;
- оптимізація діючих суден за рахунок проведення судноремонтних робіт з повною або частковою заміною застарілого обладнання і механізмів;
- вдосконалення шумової та вібраційної ізоляції всіх механізмів судна за рахунок впровадження систем гасіння нового покоління або обладнання, що характеризується меншими показниками вібрації і рівня виробленого шуму.

Характерними судноремонтними роботами, спрямованими на модернізацію ґрунтової частини суден днопоглиблювального флоту є:

1) комплектація і ремонт насосного обладнання;
2) удосконалення грунтозабірний пристроїв;
3) модернізація пристроїв розподілу грунту при завантаженні в трюм;
4) регулювання консистенції пульпи;
5) установка розпилювачів пульпи;
6) комплектація сучасними системами вимірювання, контролю, автоматизації і управління.

Найбільш бажаними системами вимірювання та контролю є сучасні дистанційні комплекси, обладнані безконтактними датчиками з цифровими перетворювачами первинного сигналу.

Для визначення ефективності запропонованого методу сепарації грунтонесущей пульпи використовувався розроблений науково-дослідний стенд, показаний на схематичному рис. 1.

На схемі видно, що експериментальна установка являє собою замкнуту гідравлічну мережу. По лініях подачі ґрунту 1 і води 2 в бак 3 подавалися в заздалегідь дозованих кількостях вихідні компоненти пульпи – вода і грунт. Обсяг накопичувального бака становив 1 м^3 і, всередині нього, за допомогою механічного змішувача 4 (число оборотів регулювалося від 400 до 850 об/хв) приводить в обертання за рахунок керованого електромагнітного двигуна (на рис. 4.6 не показаний) виходив однорідний склад ґрунтової пульпи [5].

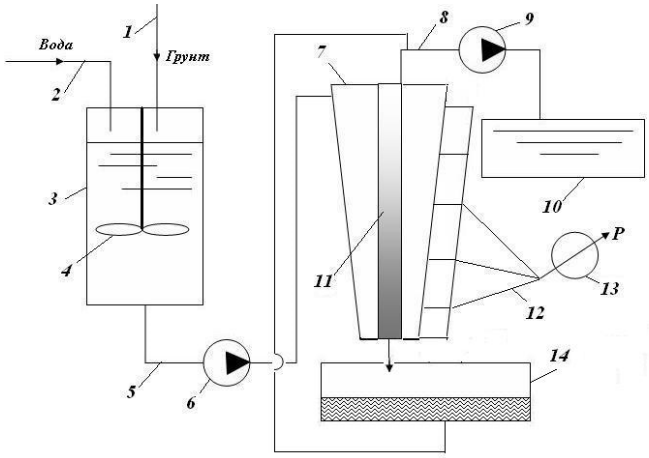


Рис. 1. Експериментальна установка:
1 – лінія подачі ґрунту; 2 – лінія подачі води; 3 – накопичувальний резервуар; 4 – змішувач; 5 – лінія подачі пульпи; 6 – ґрунтовий насос; 7 – циклон; 8 – лінія відбору світлої пульпи; 9 – насос; 10 – водяний бак; 11 – скляна вставка; 12 – лінії відбору тиску по висоті циклону; 13 – манометр; 14 – накопичувальний ґрунтовий бак

Після підготовки пульпа по лінії подачі 5 надходила в ґрунтовий насос 6. Величини напору і витрати пульпи змінювалися дистанційно керованої запірно-регулюючої арматурою (на рис. 4.6 не показана). Діапазон зміни витрати при проведенні експериментів становив 1:25, а межі зміни напору ґрунтового насоса знаходилися в межах від 10 до 21 м.в.ст.

При вході пульпи в циклон 7 здійснювалася її сепарація. Відбір освітленої води виконувався по лінії 8 насосом 9 з подальшим скидом в водяний бак 10. Для візуального контролю процесу сепарації на корпусі циклону 7 були встановлені навпроти один одного дві прозорі скляні вставки 11. Відбір тиску здійснювався в 10 точках і передавався по прийомним трубках 12 на цифровий багатоканальний манометр 13. Підключення трубок, як до циклону, так і до манометру здійснювалося за допомогою гнучкого зв'язку. Сепарований грунт з циклону 7 надходив в накопичувальний ґрунтовій бак 14. Залишкова вода з бака відбиралася за допомогою відцентрового нагнітача 9.

Водяний насос 9 представляв собою триступеневий відцентровий насос. Марка цього нагнітача PRISMA25 4M, а його максимальна подача і напір становлять відповідно Q=0,04 м^3/с, H=42 м.в.ст.

Як ґрунтовий насос використовувався одноступінчатий відцентровий насос марки KSB Evamatic-Box ICS з максимальними значеннями витрати і напору відповідно рівними Q=0,011 м^3/с і H=21 м.в.ст.

Всі підключення робочих ліній до насосів, циклону і накопичувальним баків здійснювалися за допомогою стандартних різьбових з'єднань. Використаний тип з'єднання повністю виключав при монтажі такі дефекти, як, протікання, несовісність в місцях стику, деформацію герметизирующих прокладок і т.п.

Дозування вихідних компонент ґрунтовій пульпи виконувалося об'ємно ваговим способом. Вага ґрунту вимірювався по сухому залишку після проведення його термічної обробки. Діаметр умовного проходу трубопроводів для

подачі і відбору води становив 50 мм, а для всіх інших робочих ліній науково-дослідного стенду він дорівнював 100 мм.

Поточне значення витрати пульпи в експериментах виходило об'ємним способом шляхом вимірювання часу повного спорожнення бака 3.

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті проведених досліджень зробимо наступні висновки:

1) створення судновий технології обробки і доставки ґрунту безпосередньо призводить до інтенсифікації процесу днопоглиблення, а, отже, і до вдосконалення всієї технологічної схеми його видобутку. При цьому можна констатувати, що з усіх відомих конструкцій судів днопоглиблювального флоту тільки грейферний земснаряд є єдиним типом судна, що не потребує сепарації ґрунтовій пульпи при проведенні днопоглиблювальних робіт;

2) запропонована нова судова технологія сепарації ґрунту функціонує на принципі тангенційної закрутки багатофазного потоку ґрунтовій пульпи. При проведенні днопоглиблювальних робіт вона характеризується своєю простотою, надійністю і невисокою вартістю планомірного впровадження при проведенні суднoремонтних [6].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Карьянский С. А. Постановка задач экспериментального исследования стратификации двухфазного потока типа “грунт-вода” / С. А. Карьянский // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2009. – Вып. 23. – Одесса : ОНМА. – С. 37-42.

2. Карьянский С. А. Технологическая схема сепарационного узла для судов дноуглубительного флота / С. А. Карьянский // Вісник Одеськ. нац. морськ. ун-ту : зб. наук. праць. – 2009. – Вып. 26 – Одеса : ОНМУ. – С. 67-72.

3. Колегаев М. А. Автоматизация рабочих процессов судовой сепарационной установки / М. А. Колегаев, С. А. Карьянский, И. В. Ткаченко, В. А. Маслов // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 16. – Одесса : ОНМА. – С. 43-48.

4. Колегаев М. А. Совершенствование земснарядов путем модернизации технологического процесса обработки пульпы / М. А. Колегаев, С. А. Карьянский, В. А. Маслов, Е. А. Осташко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 26. – Одесса : ОНМА. – С. 4-14.

5. Малахов А. В. Основные особенности гидродинамических процессов в судовых многофазных потоках / А. В. Малахов, И. В. Ткаченко, В. В. Леонов, С. А. Карьянский // Вестн. нац. технич. ун-та Украины “Киевский политехнический институт”. – К. : Машиностроение. – 2009. – Вып. 55 – С. 311-319.

6. Малахов А. В. Узел сепарации пульпы для судовых земснарядов / А. В. Малахов, С. А. Карьянский, В. А. Маслов // Проблеми техніки : наук.-виробн. журн. – 2009. – Вип. 3 – Одесса : ОНМУ, ХНУ. – С. 59-65.

УДК 621.124

Шепа Д. П., кер.доц.Деніслв В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення надійності експлуатації суднового сепаратора

Постановка проблеми в загальному вигляді. В умовах зростання цін на паливно-енергетичні ресурси проблема їх раціонального використання стоїть перед всім торговим флотом. Один із шляхів її вирішення на річковому та морському флоті полягає у підвищенні економічності суднової енергетичної установки (СЕУ). На річковому та морському флоті здійснюється широка програма робіт з вирішення цієї проблеми. Серед них особлива увага приділяється вдосконаленню технічної експлуатації суден в аспекті підвищення економічності їх СЕУ.

Річковий та морський транспорт притримується тенденціям. Такими тенденціями є: ресурсозбереження; підвищення надійності, безпеки та екологічної чистоти; підвищення продуктивності за рахунок зростання вантажопідйомності, місткості, збільшення швидкості перевезень, комп'ютеризації, механізації та автоматизації, а також зниження власної маси транспортних засобів; підвищення «гнучкості» і мобільності за рахунок максимальної уніфікації та стандартизації вантажних одиниць (модулів), забезпечення їх технологічної сумісності [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У паливних системах суднових дизелів для очищення палива використовують відстій, фільтрацію і сепарацію.

Процес відстою полягає в осадженні на дно ємкості під впливом гравітаційних сил води і механічних домішок, що містяться в паливі. Швидкість осадження шкідливих складових залежить від їх густині і розміру, а також від в'язкості палива. Чим менше різниця в густині між шкідливими включеннями і паливом і чим більше його в'язкість, тим менше швидкість осадження частинок. З цієї причини відстій дизельного палива, що має меншу густина, протікає ефективніше, ніж відстій важкого. Ефективність відстою важких палив підвищується при підігріві відстійних цистерн.

Процес фільтрації полягає в очищенні палива від механічних домішок при проходженні його, через елемент, що фільтрує. В даний час в системах підготовки важкого палива застосовують фільтри, що відокремлюють механічні домішки і воду. Простота, надійність і автоматизоване управління роботою цих фільтрів є їх перевагами в порівнянні з складними, дорогими, такими, що вимагають кваліфікованого обслуговування відцентровими сепараторами. На багатьох морських судах спеціальні фільтраційні установки повністю замінили сепараторів [2].

Сепарація найбільш ефективний засіб очищення палива від води і механічних домішок. Сепарація дозволяє видалити з палива всі металеві частинки розміром більше 1 мкм і неметалічні частинки розміром 2…3 мкм, знизити зміст води 0,2 %, а також значно зменшити зольність палива. Система сепа-

рації призначена для очищення палива від води і механічних домішок і для заповнення очищеним паливом витратних цистерн. Перед сепарацією паливо частково очищається від води і механічних домішок у відстійній цистерні. Сепарації набуває особливо важливе значення при використанні в дизелях важких палив. Підвищення якості палива шляхом сепарації дозволяє зменшити зношування деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) і паливної апаратури, зменшити утворення нагарів в циліндрах і підвищити економічність дизеля [3].

Постановка завдання. Метою дослідження підвищення є визначення технологічної схеми сепарації важкого палива з одночасним підвищенням надійності роботи суднового сепаратора.

Виклад основного матеріалу дослідження. Однією з сучасних систем сепарації палива є система обробки палива PureDry, яка не лише забезпечує процес сепарації палива, що далі прямується до дизелю, впорскується та згорає, а і виконує повторну сепарацію відпрацьованого палива з метою можливості повернення його частини в паливну систему. Система PureDry дозволяє судновласникам отримати значні доходи від використання сепаратора, що дозволяє відновляти паливо з відходів, для повторного використання в дизельних двигунах або котлів. У той же час, це ефективно усуває проблеми, пов'язані з нафтовмісними відходами. Принцип PureDry виявився надійним і ефективним. Способом безперервного відновлення палива в дизельному двигуні. Він також забезпечує ефективну попередню обробку лляльних вод містяться у відходах палива. Система PureDry працює при витраті до 500 літрів на годину і відокремлює відпрацьоване паливо в:

• мазут, що містить менше 1% води;

• вода, що містить менше ніж 100 частин на мільйон мастила;

• супер-сухої речовини, які будуть кинуті на берег як сухі відходи. Зазвичай це становить 5…15 кг/24 години.

Схема системи сепарації палива надана на рис. 1.

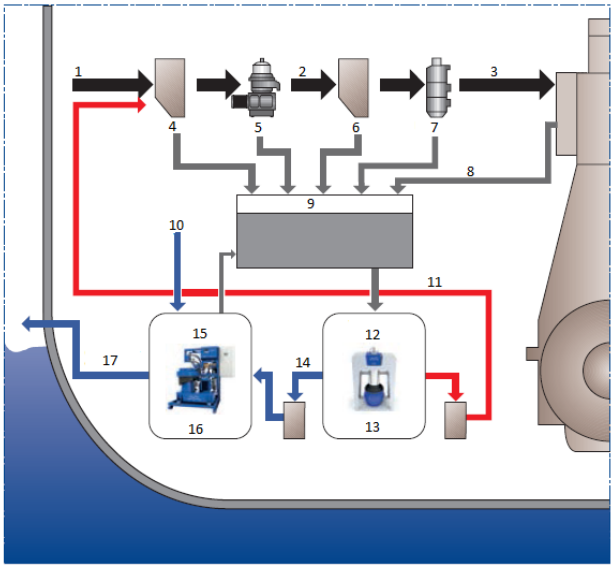


Рис. 1. Система Альфа Лаваль PureDry

1 – паливо з бункерного танка; 2 – система обробки палива; 3 – паливо в дизельний двигун; 4 – відстійник; 5 – сепаратор; 6 – видаткова цистерна; 7 – паливний фільтр; 8 – витоки двигуна; 9 – бак з відходами палива;

10 – водостік льяльних вод; 11 – відновлене паливо; 12 – відновлення відпрацьованого палива; 13 – PureDry; 14 – вода; 15 – сепарування льяльних вод; 16 – сепаратор льяльних вод; 17 – відведення води за борт

Переваги систем:

• зниження до 2% в паливному законопроекті відновлення палива;

• відновлене паливо може бути переведено в бункерний танк;

• зниження вуглецевого сліду діоксиду;

• утилізація відходів палива являє собою цінний внесок у скорочення викидів CO_2, для судноплавних компаній з навколишнім середовищем;

• зниження обсягів нафтовмісних відходів 99%;

• система видаляє максимальну кількість води з відпрацьованого палива, і направляє його в систему лляльних вод, тим самим усуваючи нефтесодержащие відходи;

• економія витрат на бункерування нафтових відходів;

• система сприяє значній економії в цілому;

• вартість складання відпрацьованого палива і твердих частинок;

• зниження обсягів танків для відпрацьованого палива та стічних вод.

Підвищення надійності роботи системи забезпечується встановленням схеми контролю і моніторингу експлуатаційних характеристик сепаратора палива. Структурні блок схеми системи надані на рис. 2 [4].

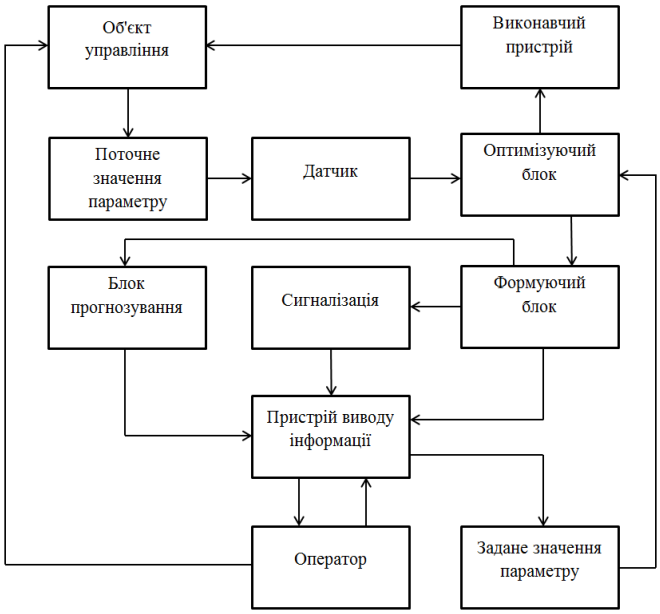


Рис. 2. Структурна схема контролю і моніторингу експлуатаційних характеристик сепаратора палива

Поточне значення параметру фіксує датчик, який посилає дискретний сигнал в оптимізуючий блок. Датчик — засіб вимірювань, призначений для вироблення сигналу вимірювальної інформації у формі, зручній для передачі, подальшого перетворення, обробки і (або) зберігання, але не піддається безпосереднього сприйняття спостерігачем. Датчики, виконані на основі електронної техніки, називаються електронними датчиками. Окремо взятий датчик може бути призначений для вимірювання (контролю) і перетворення однієї фізичної величини або одночасно декількох фізичних величин [5].

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті проведених досліджень зробимо наступні висновки.

1. Для безаварійної і ефективної роботи суднових дизелів при використанні важких сортів палива необхідна особлива увага до його очищення.

2. Для зменшення витрат, що пов'язані з перевезенням та подальшою здачею на берегові станції залишків нафтопродуктів ціле подібно використовувати подвійну сепарацію палива.

3. Для підвищення ефективності процесу сепарації палива в сучасних сепараційних установках використовуються модульні блоки мікропроцесорного управління, які:

- забезпечують безпечну та надійну роботу сепаратора;
- полегшують експлуатацію сепаратора;
- подовжують термін експлуатації системи сепарації;
- швидке виявляють неполадки сепаратора.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Денисов В. Г. Методы и средства технического диагностирования суднових енергетичних установок / В. Г. Денисов. – Одесса : Фенікс, 2008. – 304 с.

2. Тымкив А. В. Методы и средства диагностирования судовой энергетической установки / А. В. Тымкив, В. Г. Денисов // Судовые энергетические установки : Одесса, 2013. – Вып. 32. – С. 113-123.

3. Тымкив А. В. Мониторинг процесса изнашивания судовой энергетической установки / А. В. Тымкив, В. Г. Денисов // Судовые энергетические установки : Одесса, 2014. – Вып. 33. – С. 88-96.

4. Тымкив А. В. Методы и средства диагностирования судовой энергетической установки / А. В. Тымкив, В. Г. Денисов // Судовые энергетические установки : Одесса, 2013. – Вып. 32. – С. 113-123.

5. Tymkiv O. Ways to improve ship power plants / O. Tymkiv // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, 2019. № 1-2. – P.49-51. DOI: https://doi.org/10.29013/AJT-19-1.2-49-51

УДК 621.432

Женілов М. Є., кер.доц.Заблоцький Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи паливної апаратури високого тиску суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робота будь-яких механізмів, що здійснюють поступальний або обертальний рух, відбувається з неминучими втратами потужності і корисної енергії. З метою мінімізації цих втрат деталі, що контактують поділяються шаром рідини, яка забезпечує їх мащення. Тривала експлуатація суднових дизелів без суттєвих змін показни-

ків робочого процесу в більшої мірі залежить від стану паливних насосів високого тиску (ПНВТ) і форсунок. Погіршення стану прецизійної пари плунжер-втулка призводить до погіршення процесу стиснення і впорскування палива. Крім того, при цьому порушується синхронізація руху плунжера ПНВТ і ходу поршня дизеля, що призводить до відхилень в законі подачі палива. Ще одним наслідком погіршення технічного стану прецизійних пар ПНВТ є виникнення протікання палива і зменшення його циклової подачі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В сучасних суднових ДВЗ тиск, що створюється ПНВТ, досягає 180...200 МПа, що можливо забезпечити при високій якості прецизійної пари втулка-плунжер. В таких умовах трибологічна система плунжер-паливо-втулка працює в режимі граничного тертя, а паливо, що входить до складу цієї системи, виконує функції мастильного матеріалу. У дослідженнях, виконаних в [2], зазначалося, що суднові палива, які характеризуються більш високою мастильною здатністю, забезпечують менші втрати енергії на подолання сил тертя, що для паливної апаратури високого тиску відповідає підтримці необхідного значення циклової подачі палива. В якості методу підвищення пружно-демпфуючих властивостей палива пропонувалося використання регулярного мікрорельєфу на поверхні плунжерів ПНВТ [3], проте для цього потрібно не тільки проведення додаткових розрахунків, а й спеціальна апаратура, а також стаціонарні умови виконання технологічних операцій зі зміни профілю плунжерів.

Постановка завдання. З огляду на викладене, метою дослідження було визначення способу обробки контактуючих поверхонь паливної апаратури високого тиску суднових дизелів, при якому забезпечуються мінімальні втрати енергії в трибологічної системі плунжер-паливо-втулка ПНВТ при одночасній підтримці заданих потужних характеристик ДВС.

Виклад основного матеріалу дослідження. При граничному терті (або граничному змащенні) однією з головних характеристик мастильного шару (який формується завдяки орієнтаційної впорядкованості молекул) є його товщина. Для збільшення товщини граничних шарів, що утворюються вуглеводними рідинами (паливом і мастилом), використовують спеціальні поверхнево-активні речовини (ПАР) або присадки, які з різною концентрацією додають в базові палива або мастила [4]. У разі, коли граничний шар утворюється паливом на поверхні плунжера ПНВТ, даний варіант неприйнятний, оскільки при будь-якій концентрації присадок збільшується циклова подача і, відповідно, час впорскування. Крім того, як правило, присадки, що вводяться, мають вартість, яка перевищує вартість як мастила, так і палива. При використанні ПАР в циркуляційних системах змащування їх функціональні властивості використовуються тривалий період часу і можуть відновлюватися в процесі експлуатації. ПАР, які додані в паливо, згорають в циліндрі. Тому для палив використовуються ПАР, що активують процес згоряння, а застосування ПАР, що сприяють збільшенню товщини граничного шару палива, якій знаходиться в трибо-сполученні плунжер-втулка є недоцільним ще й з фінансової точки зору.

Для прецизійних пар паливної апаратури високого тиску як метод, що сприяє зниженню зносу їх контактуючих поверхонь, може бути рекомендовано використання епіламів. Як робоче середовище для процесу використання епіламів широкого поширення набули розчини перфторполіефіркислоти загального вигляду Rf-COOH (Rf – радикал, що містить фтор) в хладонах. Основна функція епіламу полягає в утриманні мастильного матеріалу в зоні тертя енергетичним бар'єром на кордоні «метал-епілам». Це досягається за рахунок збільшення крайових кутів змочування рідини, що знаходиться біля поверхні металу, покритого шаром епілама (рис. 1), а також за рахунок переспрямованості вектора дії сили поверхневого натягу рідини. При цьому збільшується товщина граничного мастильного шару і його несуча здатність.

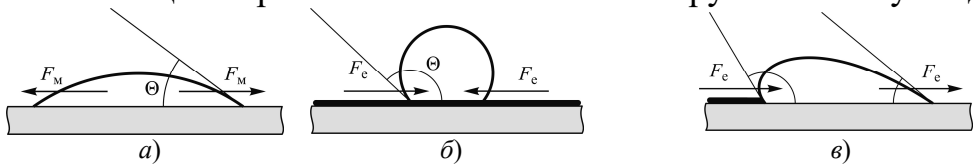


Рис. 1. Крайовий кут змочування і напрямок вектора сили поверхневого натягу рідини:
а) паливо на поверхні металу; б) паливо на поверхні епіламу;
в) паливо на кордоні метал-епілам;
θ – крайовий кут змочування; $F_м$, $F_е$ – сили поверхневого натягу на металі і епіламі, відповідно

Застосування методу використання епіламів для прецизійної пари плунжер-втулка ПНВТ, не отримало широкого поширення в елементах суднових технічних засобів. Це, в тому числі, пов'язано з консервативністю суднової енергетики як науки і прагненням суднового екіпажу уникнути додаткових ризиків, що виникають при впровадженні інноваційних ідей. Особливо це стосується таких відповідальних вузлів, як паливна апаратура високого тиску. Однак, при якісних попередніх дослідженнях, а також при дотриманні технології нанесення епіламів на поверхні елементів паливної апаратури високого тиску, можливо створити умови, що сприяють підвищенню їх експлуатаційних характеристик і економічності роботи дизелів [5].

При проведенні експериментів були використані наступні епілами Polisam-05, Polisam-20МСК і Akwaline, що мають максимальну температуру експлуатації 450°С і допускають короткочасну експлуатацію до температури 700°С. Схема утворення граничних шарів при нанесенні на металеву поверхню епіламу показана на рис. 2.

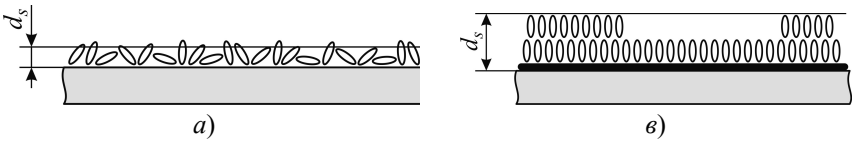


Рис. 2. Утворення граничного мастильного шару на різних поверхнях:
а) без використання епіламу; в) при використання епіламу

Результати даних експериментів наведені на рис. 3, де під позначенням ВП мається на увазі безпосередня товщина граничного шару «чистого» важкого палива, що утворюється на металевій поверхні, а під цифрами 1, 2, 3 – товщина граничного шару важкого палива, що утворюється на тій же поверхні при її покритті шаром епіламу. Як випливає з наведених результатів, ви-

користання епіламів забезпечує 1,47...1,52 кратне збільшення товщина граничного шару палива.

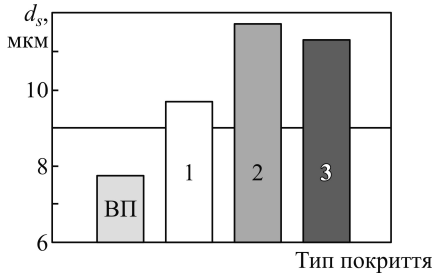


Рис. 3. Зміна товщини граничного шару палива при нанесенні епіламів на металеву поверхню:
ВП – відсутність покриття (безпосередня товщина граничного шару важкого палива); 1 – Polisam-05; 2 – Polisam-20МСК; 3 – Akwaline

Енергетична ефективність будь-якої трибологічної системи оцінюється величиною втрат, до яких відносяться: втрати енергії на тертя (визначені коефіцієнтом тертя) і втрати матеріалу в результаті руйнування поверхонь тертя (визначені інтенсивністю зношування). Тому, подальші дослідження розглянутого способу зниження енергетичних втрат при терті за рахунок керування структурою мастильного шару палива полягали у визначенні зносу поверхонь плунжерів які були покрити шаром епіламу, а також тих, що знаходяться в звичайному стані. Дослідження виконувалися на судновому дизелі 6L18 MAN-Diesel. На плунжера ПНВТ, що забезпечують подачу палива в циліндри №№ 1 і 4, не наносилися шари епіламу. Як покриття поверхонь плунжерів використовувалася фторорганічні рідини Polisam-20МСК (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 2 і 5) і Akwaline (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 3 і 6).

Через проміжки часу, що відповідали 380, 820, 1210, 1640 і 2180 годинам роботи дизеля (тривалість яких обумовлювалася умовами експлуатації, що дозволяють виконати зупинку дизеля і ревізію його ПНВТ) виконувалося визначення площі зносу поверхні плунжерів (як зі шаром епіламу, так і таких, що працюють без нанесення цього покриття). Після чого отримані значення для кожної групи плунжерів усереднювалися, а дизелі знову вводилися в експлуатаційний режим роботи. Результати досліджень наведені в табл. 1 і узагальнені у вигляді номограми на рис. 4.

Таблиця 2. Результати вимірювання зносу плунжерів ПНВТ

Час роботи плунжера, години	Площа зносу поверхні плунжера, мм^2		
	без нанесення епіламу	з нанесенням шарів епіламу	
		Polisam-20МСК	Akwaline
380	129	98	94
820	153	103	99
1210	181	113	116
1640	209	121	126
2180	224	124	128

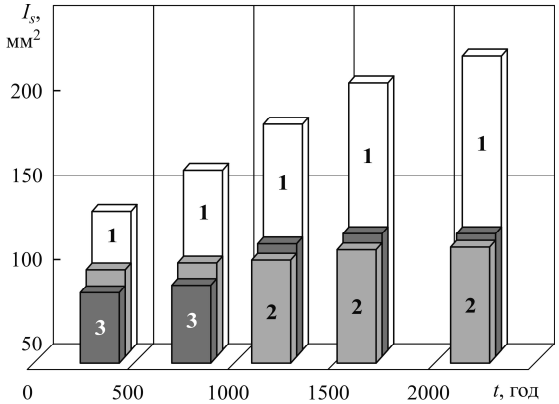


Рис. 6. Залежність зносу I_S плунжерів ПНВТ від часу роботи t суднового дизеля 6L18 MAN-Diesel:
1 – для плунжера без використання епіламу;
2 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК
3 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Akwaline

При проведенні експериментів через кожні 100 годин роботи проводилося періодичне індиціювання дизеля. При цьому циліндри з однотипним станом плунжерів ПНВТ (без використання епіламу, з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК, з нанесеним шаром епіламу Akwaline) по черзі відключалися і по зміні частоти обертання виконувалася оцінка розподілу навантаження по циліндрах дизеля. В результаті було встановлено, що при зміні стану поверхонь плунжерів за рахунок використання епіламів навантаження на різні циліндри дизеля не змінюється.

Результати вимірювань наведені на рис. 6, з якого випливає, що реалізація в граничних шарах палива орієнтованої структури молекул і управління його товщиною за рахунок додаткового нанесення епіламів на прецизійні поверхні дозволяє в значній мірі знизити зношування плунжерних пар ПНВТ, підвищивши, таким чином, надійність і довговічність роботи даного вузла дизеля. Зменшення зносу прецизійної пари тертя плунжер – втулка ПНВТ також свідчить про зниження енергетичних витрат на забезпечення роботи цих елементів і підтверджує ефективність застосування методу використання епіламів.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження і отримані результати дозволяють зробити наступні висновки.

Експлуатація трибологічної систем плунжер-втулка ПНВТ відбувається в режимі граничного тертя, а шар палива, що розділяє їх поверхні, виконує функції мастильного матеріалу.

Для прецизійної пари паливної апаратури високого тиску плунжер-втулка як метод, що сприяє зниженню контактних навантажень, які виникають на їх поверхнях, може бути використано нанесення епіламів.

Товщина шару епіламу на поверхні плунжерів ПНВТ складає 12,5...18,7 нм, а час, необхідний для його адсорбції не перевищує 10 хв.

Наношар епіламів, нанесений на металеву поверхню, призводить до ~1,5-кратного збільшення товщини граничного шару палива, що сприяє підвищенню пружних властивостей і розклініючого тиску палива, що розділяє прецизійну пару втулка-плунжер ПНВТ.

Нанесення органічних покриттів на поверхні прецизійних пар ПНВТ сприяє підвищенню енергетичної ефективності даної трибологічної системи, що (в залежності від часу експлуатації ДВЗ) визначається в 24,0...44,6%-му зниженні зносу плунжерів.

Нанесення епіламів відноситься до категорії сучасних нанотехнологічних методів, вимагає попередніх досліджень щодо визначення оптимальних видів органічних покриттів і часу їх нанесення на прецизійні поверхні, але при цьому не викликає додаткових трудовитрат при його використанні на річкових і морських суднах, підвищує енергетичну ефективність трибологічних систем ДВЗ і може враховуватися при розробці методики визначення параметрів СЕУ [6].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 2. – P. 200-208.

2. Заблоцкий Ю. В. Обеспечение смазочных свойств дизельних топлив / Ю. В. Заблоцкий // Единый всероссийский научный вестник, 2016. – № 7. – С. 69-75.

3. Zablotsky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment, May 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

4. Алтоиз Б. А. Влияние жидкокристаллической присадки на структурные характеристики приповерхностных ориентационно-упорядоченных слоев вазелинового масла / Б. А. Алтоиз, С. В. Кириян, Е. А. Шатагина // Инженерно-физический журнал, 2013. – Т. 86. – № 2. – С. 371-374.

5. Заблоцкий Ю. В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей / Ю. В. Заблоцкий // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 35.– С. 83-92.

6. Golikov V. A. A simple technique for identifying vessel model parameters / V. A. Golikov, V. V. Golikov, Ya. Volyanskaya, O. Mazur, O. Onishchenko // IOP Conference Series : Earth and Environmental Science. 4th International Scientific Conference SEA-CONF 2018, Published by IOP Publishing Ltd, 2018. – Vol. 172. – № 012010. – P. 1-8. – doi :10.1088/1755-1315/172/ 1/012010

УДК 629.436

Хасаров А. А., кер.доц.Мацкевич Д.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Оптимізація експлуатаційних показників роботи циркуляційних систем мащення суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Пускові режими є найбільш відповідальними для будь-яких типів двигунів, в тому числі і суднових середньо-обертових дизелів (СОД). Підвищення їх надійності може бути досягнуто за рахунок вдосконалення функціонування циркуляційної мастильної системи дизеля за рахунок керування реологічними характеристиками мастильного матеріалу.

Остаточною фазою ремонтних докових операцій є спуск судна на воду. При цьому в повному обсязі закінчуються роботи по корпусної частині судна і гвинто-рульового комплексу. Однак можливі випадки, коли з тих чи інших виробничих чи експлуатаційних причин головний двигун (ГД) судна ще не готовий до роботи. Даний аспект суворо не регламентується в нормативних документах наглядових органів. Крім того, для суден, оснащених дизелями, що працюють на гвинт фіксованого кроку, введення в дію яких не планується в районі суднoремонтного заводу, взагалі не розглядається до моменту ходових випробувань]. Якщо великотоннажні судна після закінчення докового ремонту виводяться на відкриту воду за допомогою портових засобів, то для суден малої та середньої водотоннажності можливий самостійний вихід за територію порту. Крім того, такі судна менш інерційні, а тому більш схильні до дії факторів, що обурюють, якими можуть служити випадкове хвилювання моря або помилка в буксируванні [1]. Все це ще раз підтверджує необхідність повної готовності комплексу ГД – ГКР до роботи при виході судна з доку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для суден середньої водотоннажності, що використовують як ГД СОД, що працюють на гвинт, крок якого регулюється (ГКР), питання підготовки дизеля та системи, що обслуговують його роботу, відносно до моменту виходу судна з сухого доку раніше розглядалися з позиції загального забезпечення суднової енергетичної установки (СЕУ) до експлуатації [2]. При цьому робота циркуляційних систем мащення вивчалась при умовах, що моторне мастило, що в них використовується, не підлягає ніякої додаткової обробки (зокрема введенню в нього поверхнево-активних речовин, що сприяють покращенню його реологічних характеристик). Також не розглядалась можливість модернізації вже існуючих мастильних систем з метою підвищення надійності їх роботи у випадку екстреного пуску дизеля [3].

Постановка завдання. Наведений огляд останніх досліджень свідчить про наявність невирішеної проблеми з можливості забезпечення додаткових маневрових якостей судна, а, отже, підвищення його керованості та живучо-

сті, що може бути досягнуте шляхом оптимізації експлуатаційних показників роботи циркуляційних систем мащення суднових дизелів

Виклад основного матеріалу дослідження. Експерименти, що пов'язані з даними дослідженнями, були проведені на судні водотоннажністю 9800 тонн. Як ГД на судні використовувався чотиритактний СОД Hanshin 6LF58 з номінальною потужністю 4410 кВт, що працює на ГРК [4].

Схема циркуляційної мастильної системи такого дизеля приведена на рис. 1. Призначення елементів схеми зрозуміло і не вимагає додаткових пояснень. Перед пуском ГД прокачується одним з мастильних насосів, який забирає мастило з стічного танка і через фільтр і охолоджувач мастила направляє його до поверхонь тертя дизеля.

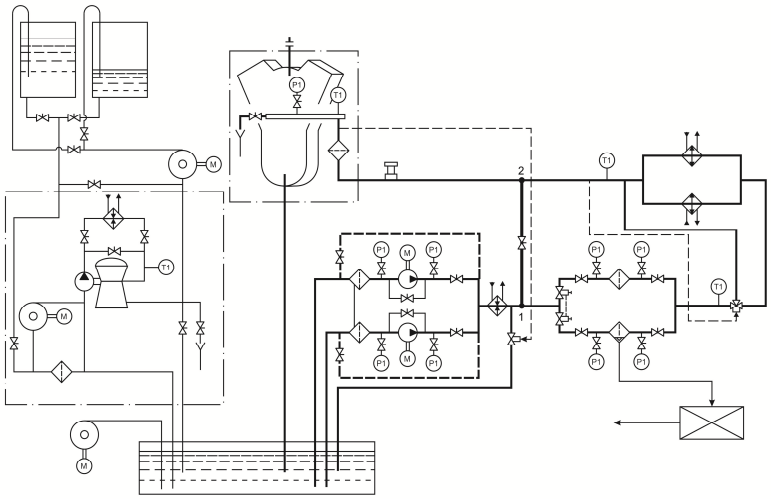


Рис. 1. Схема мастильної системи суднового дизеля Hanshin 6LF58

Дана стандартна схема подачі мастила володіє певним часовим інтервалом, що характеризує рух мастила по системі від вихідного патрубка насоса безпосередньо до контактуємих деталей дизеля. У режимі штатної підготовки дизельної установки до пуску даний параметр не має переважаючого значення, а сам процес прокачування мастилом має за мету не тільки збагачення поверхонь мастильною плівкою, а й прогрів дизеля. Крім того, прокачування дизеля мастилом починається задовго до безпосереднього пуску дизеля, особливо це відноситься до мало-обертових двотактних дизелів.

При режимах екстреного пуску час надходження мастила до вузлів тертя (в першу чергу до підшипників руху) має суттєве значення, а функціональність даного процесу перевищує фактор необхідності прогріву дизеля. У зв'язку з цим стандартна схема була дообладнана лінією 1-2. При цьому мастило, яке надходить з цієї магістралі, було піддано процесу управління реологічними характеристиками за рахунок використання поверхнево активних речовин, крім того штатна циркуляційна система була модернізована і по названої мастильної магістралі до елементів дизеля подавалося тільки свіже мастило. Слід зазначити, що мастило по магістралі 1-2 надходило до дизелю минаючи блок фільтрації та охолодження. З експлуатаційної точки зору це пояснювалося наступним. У момент пуску дизеля мастило, що знаходиться в системі, ще не володіє високими температурними значеннями і необхідність

в його охолодженні відсутня. Безпосередньо на вході в дизель мастило проходить через мастильний фільтр, який забезпечує необхідний ступінь очищення, а сам процес фільтрації для режимів екстреного пуску можливо проводити без додаткового проходження мастила через штатну систему фільтрів. Крім того, при екстреному пуску дизеля було рекомендовано використовувати обидва мастильних насоса, при цьому їх паралельна робота підвищувала тиск мастила в системі і, відповідно, в парі тертя вал-вкладиш підшипника.

Безумовно, дані умови роботи мастильної системи відрізняються від «штатних». Перш за все, це пов'язано з необхідністю очищення мастила в фільтрах тонкого очищення, розташованих в «відсіченої зоні» системи. Однак, з огляду на відносну нетривалість даних умов роботи, а також переважаюче значення надійного пуску дизеля в екстрених умовах, вони можуть бути рекомендовані до експлуатації. Крім того, клапан, за допомогою якого в разі екстреного пуску мастило може бути переспрямовано по додаткової магістралі, може автоматично перекриватися при наборі дизелем мінімально стійкої частоти обертання, забезпечуючи таким чином, роботу мастильної системи в даному режимі лише певний час [4].

Неодмінним супутником пускових режимів роботи будь-якого механізму є режим напіврідинного або граничного тертя в його контактуємих елементах. Для суднових СОД найбільш відповідальними з таких вузлів є сполучення втулка-поршневі кільця, вал-вкладиш підшипника. У першому випадку на дзеркалі циліндрової втулки і особливо на поршневих кільцях залишається залишковий шар мастильної плівки, який здатний забезпечити необхідний режим тертя. У другому, після тривалого виведення дизеля з експлуатації гідравлічний підпір шийки вала в підшипнику припиняється і під впливом сил тяжіння відбувається просідання вала на ліжко підшипника, що призводить до витіснення мастильного матеріалу з сполучення. Таким чином, пуск суднового дизеля спочатку відбувається в режимі напіврідинного або граничного тертя. Ще більш ускладнюється забезпечення мастилом пари вал-вкладиш під час екстреного пуску, коли контактуємі елементи не прокачуються мастилом за допомогою мастильного насоса. На жаль, дані режими роботи можливі під час експлуатації суднового пропульсивного комплексу і один з таких випадків – спуск судна на воду із сухого доку. Можна стверджувати, що використання в суднових умовах пропонованих рішень призведе до більш якісного забезпечення мастилом елементів дизеля, які труться і підвищенню надійності його роботи.

Для підтвердження цього припущення була проведена наступна серія експериментів.

Змазування деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) суднових чотиритактних ДВЗ відбувається розбризкуванням, а подача мастила до підшипників колінчастого вала здійснюється навішеним мастильним насосом, з чого випливає, що навіть при знаходженні дизеля в положенні «stand-bay» до пари колінчастий вал-вкладиш підшипника не здійснюється подача мастильно-

го матеріалу. Пуск дизеля проводився стисненим повітрям з автоматичним перекладом на роботу на паливі при досягненні необхідної частоти обертання. Як контрольовані параметри визначалися: тиск мастила в системі змащення колінчастого вала, частота обертання колінчастого вала, середній індикаторний тиск. Слід зазначити, що тиск мастила в системі є одним з параметрів, за яким спрацьовує захист дизеля. Якщо протягом 8 секунд тиск в системі не досягає мінімально допустимої величини (3,6 кг/см^2), пуск дизеля припиняється навіть при досягненні необхідного числа обертів колінчастого вала. У разі експерименту на дизелі з модернізованою мастильною системою, тиск мастила знаходилося в межах 6...7 кг/см^2. Мастильний трубопровід, по якому мастило додатково подавалося до дизелю, був забезпечений електромагнітним відсічним клапаном і при досягненні дизелем мінімально стійкої частоти обертання (і відповідно введенням в дію навішеного мастильного насоса) здійснювалось його автоматичне закриття.

Результати проведених експериментів показані на рис. 2, а, б, в, де представлені залежності тиску в системі мащення колінчастого валу, індикаторного тиску в циліндрі дизеля і частоти обертання валу в функції від часу [4].

Крім того, на даному дизелі методом постійної витрати палива виконувалось визначення механічного коефіцієнту корисної дії ηm (рис. 2, г). Тривалість проведення цього експерименту вибиралася відповідно до часу спрацьовування поверхнево активних речовин присадки, яка додається у мастило.

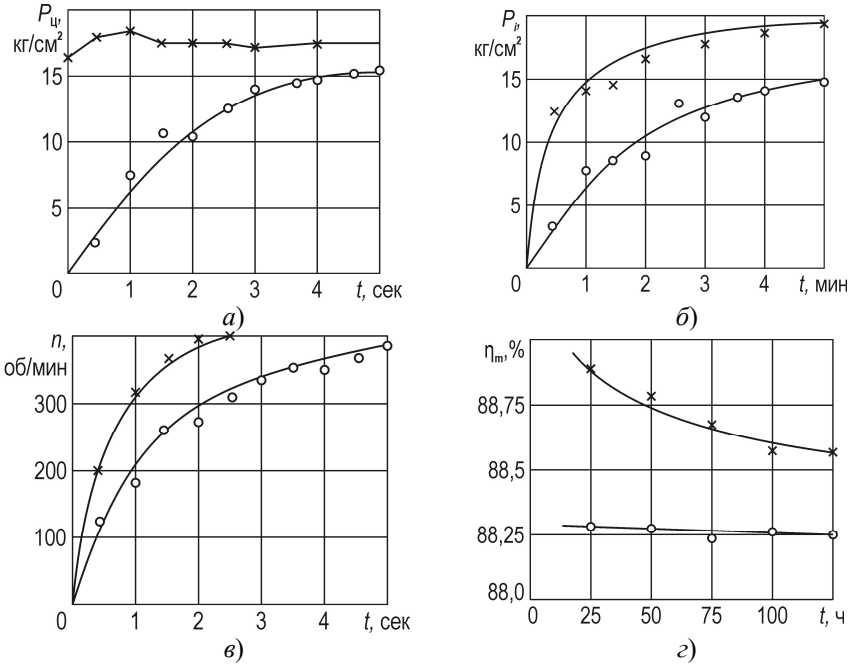


Рис. 2. Зміни в пусковий період роботи дизеля Hanshin 6LF58:
а) тиску мастила в системі циркуляційного змащування $p_ц$;
б) середнього індикаторного тиску pi; в) частоти обертання колінчастого вала n; г) зміна механічного ККД під час експлуатації
°– штатна циркуляційна масляна система;
×– модернізована циркуляційна масляна система

Висновки і перспективи подальших досліджень. Результати досліджень, що виконані, дозволяють зробити наступні висновки.

Додаткове забезпечення мастилом ще непрацюючого дизеля суттєво підвищує його надійність роботи. Більш швидка стабілізація тиску мастила в парі вал-вкладиш підшипника зрозуміла і пояснення не вимагає (рис. 2, а). Підвищена величина середнього індикаторного тиску в пусковий період, перш за все, пояснюється зниженням механічних втрат в дизелі (рис. 2, б). Цим же можна пояснити і більш ранню стабілізацію частоти обертання валу дизеля (рис. 2, в) [1].

Залежність $\eta m=f(t)$ підтверджують зниження механічних втрат в дизелі при використанні мастил з кращими реологічними характеристиками.

Отримані результати можуть бути з достатньою достовірністю перенесені на випадок екстреного пуску суднового СОД, що використовується в як ГД.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сагин С. В. Особенности подготовки масляной системы судовых дизелей, работающих на винт регулируемого шага, при выходе судна из сухого дока / С. В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Проблеми техніки. – 2011. – № 3.– С. 50-56.

2. Мацкевич Д. В. Повышение надежности экстренного пуска судовых среднеоборотных дизелей / Д. В. Мацкевич // Матеріали наук.-техн. конф. «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт. – Одеса, 2012. – С. 58-59.

3. Мацкевич Д. В. Регенерация анизотропных свойств углеводородных жидкостей в процессе эксплуатации / Д. В. Мацкевич // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 1. – Одесса: ОНМУ. – С. 63-71.

4. Мацкевич Д. В. Поновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів суднових дизелів / Д. В. Мацкевич // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 116-126.

УДК 629.063.6

Котловенко В.П., кер. проф. Веретенник О.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

До питання підвищення екологічних показників суднових енергетичних установок

Інтенсивний розвиток судноплавства на водних шляхах призвело до будівництва якісно нового флоту: з потужними енергетичними установками, високими вантажопідйомністю та швидкістю. Масова експлуатація такого флоту супроводжується зростанням його впливу на навколишнє середовище. Процес використання палива супроводжується не тільки втратами маси і енергії, але і значним забрудненням навколишнього середовища, тому в якості основного напрямку досліджень в магістерській роботи було обрано вдосконалення обладнання для очистки викидних газів суднових двигунів.

Актуальність теми магістерської роботи визначається також посиленням норм викидів оксидів сірки з продуктами згоряння суднового палива, введенням нової редакції Додатки VI Міжнародної конвенції по запобіганню забрудненню з суден (МАРПОЛ 73/78), що вимагає негайних заходів для виведення токсичних викидів із суден у відповідність з введеними нормами за рахунок впровадження нових технічних рішень в суднові системи очищення. З 1 січня 2012 Міжнародна морська організація (IMO) посилила норми викидів оксидів сірки до межі у 3,5%, а з 2020 р. заплановано посилення загальносвітових норм емісії оксидів сірки до межі 0,5%. Актуальність теми також визначається старінням світового вантажного флоту, тлі посилення вимог щодо екологічності суден.

Проблемам зниження токсичних викидів від суднових енергетичних установок (СЕУ) присвячені роботи багатьох фахівців та ведучих наукових установ, організацій фірм [1].

Згідно з розробками та рекомендаціями провідних виробників суднових двигунів [2, 3], в якості базового варіанту для очистки викидів пропонується скрубер Вентурі.

Незважаючи на великий об’єм виконаних робіт відсутня вичерпна інформація о роботі труби Вентурі в умовах перемінного режиму роботи дизельного двигуна, тому дослідження в цьому напрямку є актуальними.

Метою роботи є підвищення ефективності суднової системи очищення SO_x на базі скруберів Вентурі, що зрошуються морською водою. Ідея роботи полягає в забезпеченні підвищення ефективності очищення SO_x за рахунок розробки раціонального режиму додавання морської води в скрубер Вентурі.

Розробка раціонального режиму додавання води ґрунтується на комп’ютерному моделюванні скрубера Вентурі (розроблена твердо-тільна модель апарату рис. 1) та течії газоповітряного та рідинного потоків (рис. 2).

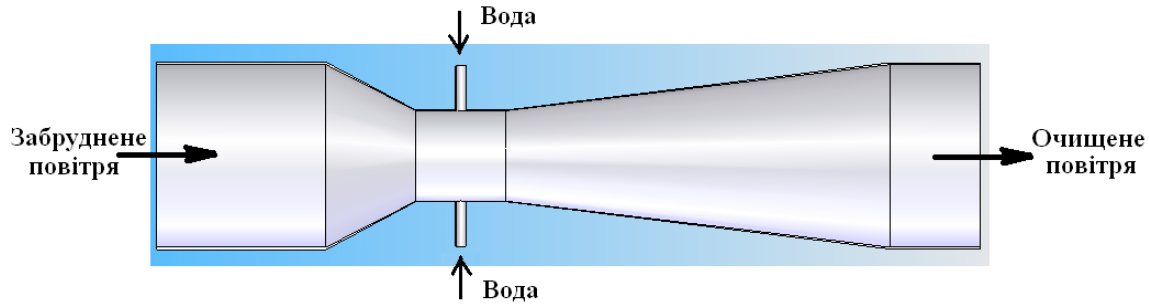


Рис. 1 – Твердотільна модель скрубера Вентурі

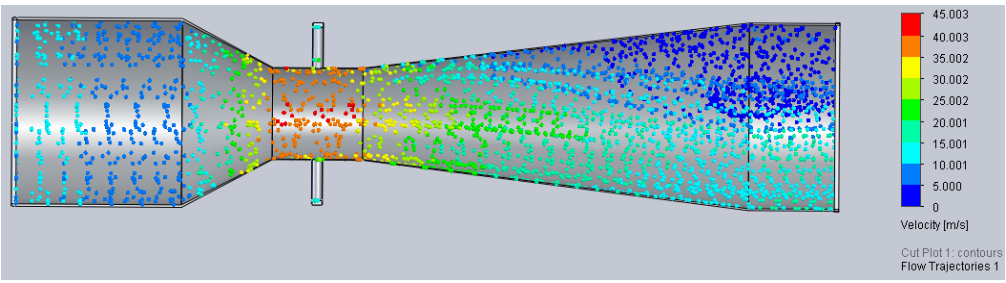


Рис. 2 – Модель течій повітря в скрубері Вентурі

Зазначена мета визначила такі основні завдання які вирішені у магістерський роботі:

- провести аналіз викидів відпрацьованих газів суднових двигунів;
- проаналізувати досвід впровадження суднових систем очищення викидів від SO_x.
- розробити комп'ютерну математичну модель процесів, що відбуваються в судновій системі уловлювання SO_x на базі скруберів Вентурі;
- на моделі провести пошук раціонального способу додавання води до скрубера Вентурі для підвищення ступіню уловлювання сажі та SO_x, при зрошенні скрубера морською водою, і розробка рекомендацій;
- вдосконалення роботи суднової системи очищення системи на основі розроблених рекомендацій;
- еколого-економічна оцінка ефективності розроблених шляхів вдосконалення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Exhaust Gas Scrubber Systems. ABS EXHAUST GAS SCRUBBER SYSTEM ADVISORY. www.eagke.org.
2. Emission Project Guide MAN B&W Two-stroke Marine Engines. 8 th Edition, 2017., Branch of MAN Diesel & Turbo SE. – 108 p.
3. Wartsila scrubber. Product guide. June 2014. – 91 p.

УДК 629.436

Коджебаш Д. П., Заблоцький Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові дизельні установки відносяться до найпоширенішого типу енергетичних установок, які використовуються на морських і річкових суднах. У порівнянні з паровими котлами та газовими турбінами суднові дизелі характеризуються мінімальними витратами палива як на одиницю потужності (кг/кВт·год), так і на одиницю пройденого судном шляху (кг/миля). Це є головною причиною, по якій вони в найбільшій кількості (до 95...97% у порівнянні з іншими типами теплових двигунів) встановлюються як головні і допоміжні двигуни морських і річкових суден [1].

Суднові двигуни внутрішнього згоряння (СДВЗ) є найбільшими споживачами рідкого палива. Потужність головних і допоміжних двигунів суднових енергетичних установок лежить в діапазоні від декількох сотень до десятків тисяч кіловат. При середньому питомій ефективному витраті палива 180...185 г/(кВт·год) добова витрата палива головним двигуном може становити 200...250 тонн/добу, а допоміжними двигунами, кількість яких на сучасних суднах до чотирьох, а число паралельно працюючих до трьох, дося-

гає 10...12 тонн/добу. В таких умовах навіть мінімальне зниження витрати палива, що забезпечується підвищення якості його підготовки, на 3...4 г/(кВт·год) призводить до суттєвої економії палива і скорочення експлуатаційних витрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з методів підготовки палива до використання є його хімічна обробка, яка забезпечується за рахунок введення в нього паливних присадок. Присадки до суднових палив в даний час набули досить широкого поширення на суднах, однак результат їх застосування не завжди отримує однозначну оцінку. Це пов'язано з різними причинами, які, перш за все, залежать від характеристик суднового дизеля і елементів його паливної системи, а також від забезпечення правильної технології використання присадок [2].

Постановка завдання. На даний момент конструктивне і технологічне виконання СДВЗ досягло своєї досконалості, що забезпечує мінімальні питомі витрати палива даних типів теплових двигунів в порівнянні з іншими (паровими котлами та газовими турбінами). Тому використання присадок до палива вважається одним із шляхів підвищення паливної економічності дизелів. У зв'язку з цим метою дослідження було визначення впливу паливних присадок на економічність роботи СДВЗ.

Виклад основного матеріалу дослідження. Застосування паливних присадок особливо актуально для допоміжних двигунів, є приводами електричних генераторів. Дані типи двигунів характеризує підвищена (в порівнянні з головними двигунами) частота обертання колінчастого вала, а також безперервна робота в складі суднової електростанції (як на ходових, так і на стоянкових режимах експлуатації судна). Перше (підвищена частота) скорочує час впорскування палива, друге (робота під час стоянок в акваторії морських портів) накладає додаткові вимоги щодо забезпечення екологічних показників роботи двигунів [3].

Дослідження в умовах морського судна були проведені в паливній системі дизеля 6N21L фірми Yanmar, що працює по чотиритактному циклу і має наступні основні характеристики:

- діаметр циліндра – 210 мм;
- хід поршня – 290 мм;
- частота обертання колінчастого вала – 720 об/хв);
- кількість циліндрів – 6;
- номінальна потужність – 680 кВт.

До складу суднової енергетичної установки входило три названих дизеля, що використовуються в якості дизель-генераторів. Це дозволило два дизеля використовувати для проведення експериментів, а один залишати в якості «контрольного». Схема паливної системи дизелів наведена на рис. 1. З метою забезпечення експерименту паливна система була дообладнана витратоміром 6 і дозатором присадки 7. Така організація подачі присадки в паливну систему забезпечувала необхідну дисперсію і рівномірний рівень її розчинення в паливі. Двигуни при дослідженнях працювали в паралельному

режимі, що дозволяло підтримувати однакове навантаження як на «експериментальних», так і на «контрольному» дизелі. Її величина становила Ne=300...600 кВт при номінальній потужності дизель-генераторів Nenom=680 кВт.

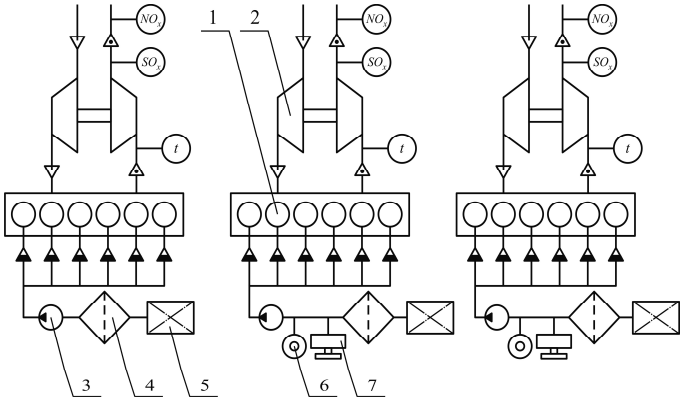


Рис. 1. Судова паливна система (фрагмент):
1 – дизель; 2 – газотурбокомпресор; 3 – насос, що підкачує паливо, 4 – паливний фільтр грубої очистки; 5 – витратна цистерна; 6– витратомір;
7 – дозатор присадки

Протягом всього часу проведення експерименту здійснювався контроль часу роботи і експлуатаційного навантаження на дизелі. Для досягнення рівномірного розподілу часу роботи дизелів, двигуни послідовно переводилися в режим stand-by. Шляхом перепідключення споживачів енергії неузгодженість потужності дизель-генераторів, на яких відбувалися дослідження, не перевищувало 10 кВт, що для таких енергоємних об'єктів можна вважати незначним відхиленням, а умови їх роботи ідентичними. Експлуатація двигунів проводилася на одному і тому ж сорті палива. При цьому кошти автоматичного контролю підтримували в'язкість палива незмінною протягом усього експерименту. Також ідентичними підтримувався сорт циркуляційного масла, що забезпечує режими змащування і його експлуатаційні характеристики [3]. Дані заходи дозволили вважати, що виконання експерименту проводилося в однакових умовах.

Рівень дозування присадок варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Присадки, які вводяться в паливні цистерни або окремі ділянки паливних магістралей для біологічного впливу на паливо або для зниження гідравлічних втрат, дозуються в співвідношенні 1:8000...1:12500. Присадки, що забезпечують поліпшення процесу згоряння палива, вводяться в його паливну систему в пропорції 1:1000...1:8000. І в тому, і в іншому випадку дозування може змінюватися в залежності від конструкції двигуна, експлуатаційного стану паливної системи, рівня забруднення палива в цистернах, елементарного складу палива (в залежності від вмісту домішок ванадію, натрію і сірки). Оптимальний діапазон дозування присадки визначається експериментально, в зв'язку з цим при дослідженнях вибиралися такі співвідношення присадки і базового палива – 1:2000, 1:4000, 1:6000 і 1:8000. Як еко-

номічний критерій роботи дизеля при проведенні експерименту приймалася питома ефективна витрата палива be, значення якої в г/(кВт·год) визначалося відповідно до рекомендацій дизелебудівний фірми. Було встановлено, що використання палива з присадкою сприяє зниженню даного показника у всьому діапазоні експлуатаційних навантажень (рис. 2) [3].

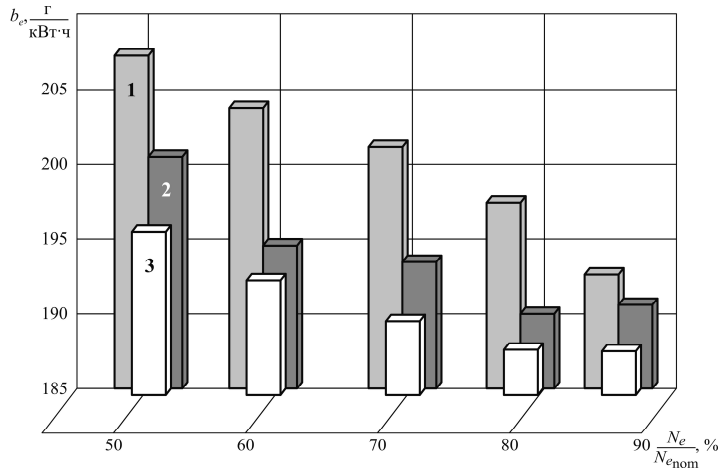


Рис. 2. Зміна питомої ефективної витрати палива be суднового дизеля 6N21L при різних значеннях його від відносної потужності Ne/Nenom:
1 – «контрольний» дизель (без використання паливної присадки);
2, 3 – «експериментальні» дизелі (при використанні паливної присадки з концентрацією 1: 2000 і 1: 6000 відповідно)

Висновки і перспективи подальших досліджень. Таким чином, наведені результати дозволяють зробити наступні висновки.

Експериментально отримані результати, що підтверджують зниження питомої ефективної витрати палива при використанні паливних присадок, свідчать про інтенсифікацію процесу сумішоутворення і згоряння палива. Це призводить до більш повного використання його теплотворної здатності та зниження кількості палива, що догоряє на ході розширення і в випускному колекторі. При цьому відзначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різний величина зниження питомої ефективної витрати палива. На наш погляд це пояснюється тим, що частина вільних радикалів присадки залишається незадіяними в розриві внутрішньо молекулярних зв'язків палива і активації його горючих складових.

Використання присадок до палива призводить до підвищення паливної економічності суднового дизеля. Так, при використанні паливних присадок на різних режимах роботи суднового чотиритактного дизеля можливо досягти зниження питомої ефективної витрати палива від 2,6 до 6,4%. При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60% навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеної теплової напруженістю.

Концентрація присадки має оптимальне значення, визначається експериментально і залежить від характеристик дизеля і використовуваного палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269

2. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment. – December 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

3. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу / Ю. В. Заблоцкий, // Austria-science. – 2017. – № 2.– С. 83-88.

УДК 621.436

Пащенко Р.П., Мацкевич Д.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності очищення моторного мастила суднових дизелів

Постанова проблеми та її зв'язок з важливими науковими або практичними задачами.

При проектуванні та експлуатації суднових систем, пошук технологічних рішень направлених на покращення надійності механізмів очистки мастила, являється досить актуальним. Необхідний рівень безпеки та надійності закладається при створенні сепараційних агрегатів, в процесі експлуатації можливе лише підтримання заданих параметрів за рахунок правильного обслуговування та ремонту, що поєднано з часовими та фінансовими затратами.

Аналіз публікацій та дослідів.

Науково-дослідницькі роботи провідних спеціалістів в сфері суднобудуванні та проектуванні судових допоміжних механізмів, направленні на підвищення надійності або ефективності експлуатації сепараційних установок, суднових систем проводяться шляхом лабораторних експериментів та прикладних комп’ютерних програм.

Історія створення.

Декантером називають горизонтальні осаджувальні центрифуги зі шнекової вивантаженням осаду, і це визначення якнайкраще розкриває суть і етапи становлення цього пристрою. Сам по собі процес осадження, як спосіб поділу рідкої і твердої фаз, настільки звичний і очевидний, що ми приймаємо його як даність. У той же час цей принцип, відомий ще в давнину, пройшов з тих пір довгий шлях розвитку і вдосконалення, і до теперішнього часу придбав безліч різних форм практичного застосування. Так в спробах інтен-

сифікації осадження отримала реалізацію ідея заміни сили земного тяжіння, як основного двигуна процесу на відцентрову силу, і сталося це в 1877 році в Німеччині, де винахідником Лефельдом була сконструйована перша осаджувальна центрифуга, яку використовували для відділення молока від вершків.



Рис1. Декантер фірми Вестфалія

Якщо раніше це займало близько доби часу, то з використанням центрифуги тривалість операції вдалося скоротити до години. Отже, відцентрове осадження як спосіб сепарації було освоєно, і запустився процес вдосконалення відповідного обладнання. Однією з головних проблем став періодичний режим роботи і. як наслідок, необхідність постійних зупинок центрифуги для видалення осаду, що утворюється в барабані . [1]

Типова конструкція

Розглянемо докладніше типову конструкцію декантера. Основу складають барабан і розташований всередині нього шнек, які мають збігаються осі обертання. Вони здатні обертатися незалежно один від одного і з різною швидкістю, для чого оснащуються незалежними приводами. Барабан має два яскраво виражені ділянки: циліндричний і конічний, а шнек виконаний таким чином, що повторює його внутрішній контур. З торців барабан має прорізи, через які здійснюється вивантаження твердої і рідкої фаз. Зона відводу рідкої фази може бути оснащена регулювальним кільцем, за допомогою якого задається висота рівня переливу. Усередині гвинта розташовується труба, яка з’єднується з внутрішнім об'ємом барабана через розподільний пристрій, що знаходиться приблизно посередині довжини гвинта. [2]

Барабан прикритий корпусом, а в зонах вивантаження твердої і рідкої фаз він утворює відвідні канали, які виконують роль колекторів. Декантери виготовляються зазвичай у вигляді єдиного агрегату, що встановлюється на загальну раму, де крім самої горизонтальної центрифуги монтуються також електродвигуни та відповідні їм редуктори, що утворюють приводи барабана і шнека, а також підшипникові вузли та інше допоміжне обладнання.[3]

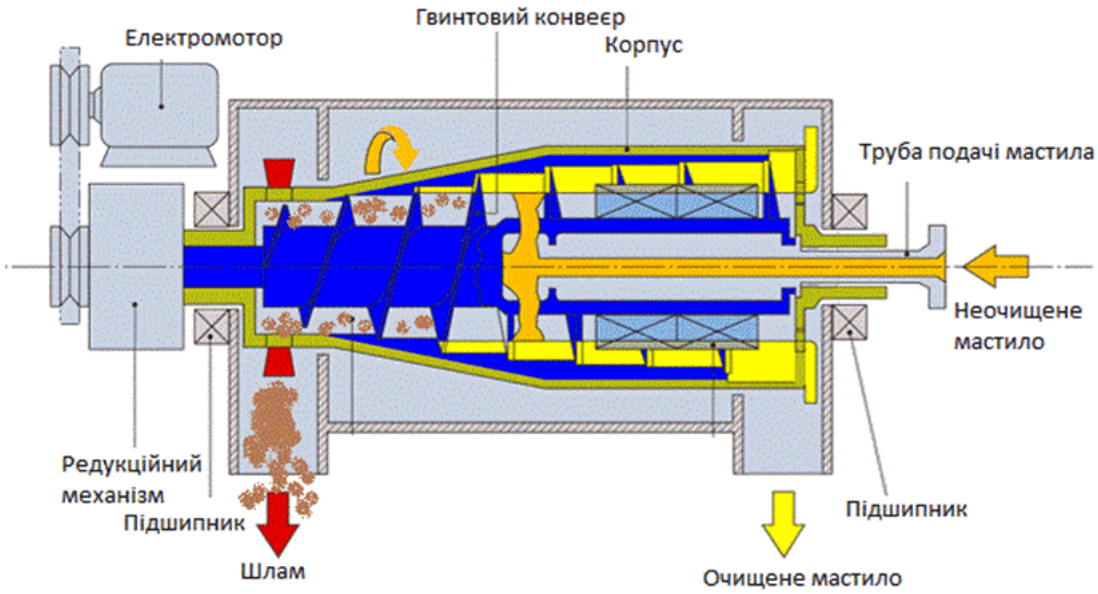


Рис.2 Принципова схема декантера



Рис.3 Графіки залежностей.



Рис.4 Відділення механічних домішок.

Принцип дії

Як вже зазначалося вище, основна ідея центрифуг - це осадження твердих частинок в рідині під дією не гравітаційних, а відцентрових сил, які можуть мати значення в кілька тисяч разів більші. Для створення такого поля відцентрових сил і служить обертовий барабан, в якому при обертанні рідина набуває форми кільця, а осадження відбувається у напрямку від центру до периметру барабана, на внутрішній поверхні якого і накопичується тверда фаза. Крім безпосередньо поділу фаз відбувається також і ущільнення осаду, який вимагає видалення з пристрою, для чого і призначений шнек. Шнек також приходить в обертальний рух, але його завдання полягає в переміщенні осаду уздовж декантеру у напрямку зони вивантаження, тому швидкість обертання шнека відрізняється від швидкості обертання барабана в меншу сторону. Під дією гвинтової поверхні частки починають переміщуватися уздовж барабана, поступово переходячи з циліндричної її частини в конічну, де до горизонтального руху додається радіальна складова. Далі віджатий осад досягає торця конічної частини і вивантажується назовні через отвори в барабані. У свою чергу вихід рідини організований в протилежній частині барабана, де знаходиться вихідний канал, положення якого встановлюється за допомогою регулювального кільця. Проходячи вздовж циліндричної частини барабана, рідина освітлюється, після чого переливається в відвідний канал і далі вже самопливом видаляється з декантеру. Таким чином, відбувається поділ фаз всередині барабана і їх подальше роздільне видалення.[4]

Недоліки і переваги

Узагальнюючи, у горизонтальних осаджувальних центрифуг з шнековим вивантаженням осаду можна виділити наступні основні переваги:

- безперервний режим роботи;
- високий рівень автоматизації;
- відсутність витратних матеріалів;
- можливість розділяти трифазні суміші;
- хороші експлуатаційні якості.

Одна з основних і найбільш очевидна перевага декантеру - це, звичайно ж, їх безперервний режим роботи, адже саме для цього вони і створювалися. Таку вигідність складно переоцінити, особливо на тлі труднощів, з якими зіштовхуються звичайні вертикальні центрифуги періодичної дії при видаленні осаду. Невпинний же режим дозволяє не тільки значно підвищити продуктивність всього процесу, а й звести до мінімуму залученість людини в процес, що в реаліях сучасного режиму роботи екіпажу особливо цінно.



Рис. 5 Електропривід декантера.

Конструкція центрифуги осаду відстою забезпечує ряд конкретних переваг

– Зменшує обсяг мулу, що зменшує витрати на транспортування та утилізацію;
– Висока місткість при невеликому сліді: Компактна модульна конструкція економить простір;
– Висока продуктивність у поєднанні з низьким споживанням енергії;
– Зносостійка конструкція з антиблокувальною функцією;
– Повна, повністю закрита прибирання на місці (CIP);
– Менше води, менша вартість.

Рентабельні центрифуги осаду відходів мають вирішальне значення для вилучення вмісту води з мулу з установок стічних вод, а також з потоків промислових відходів. Чим сухіший мул, тим менше місця він займає і менше він важить - і це призводить до великих заощаджень на транспортні та вивезення, одночасно допомагаючи виконувати вимоги сталого розвитку.[5]

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Інтернет ресурс https://oil-filters.ru/decanters/
2. Інтернет ресурс https://www.alfalaval.com/products/separation/centrifugal-separators/decanters
3. Інтернет ресурс http://www.kakoki.co.jp/english/products
4. Alfa Laval Tumba ABMarine & Diesel Equipment. Sweden (Швеція). Сепараційні сист
5. Возницький І.В. Практичні рекомендації по смащенню суднових дизелів (4-е видання, 2007.-135с.)

УДК 621.829

Волобуєв Є. А., Мацкевич Д.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Поновлення експлуатаційних властивостей моторних мастил суднових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) морських і річкових суден здійснюється безперервний і періодичний контроль не тільки показників, що характеризують робочий цикл дизеля (тиску і температури в характерних точках, частоти обертання, потужності, температури випускних газів), але також експлуатаційних і реологічних характеристик моторного мастила. При цьому, основними параметрами, контроль яких обов'язковий в процесі експлуатації дизеля, є: в'язкість, густина, кислотне число, температура спалаху, зміст води і механічних домішок. В процесі експлуатації ці параметри постійно змінюються, причому в деяких випадках можуть перевищувати гранично допустимі значення (бракувальні показники). Це неминуче призводить до збільшення контактних напруг в основних трибологічних системах і підвищення втрат енергії, що витрачається на їх подолання [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У зв'язку зі збільшенням тиску і температури циклу, підвищенням крутного моменту, зміною конструкції, ускладненням умов експлуатації, підвищенням часу роботи сучасних дизелів на максимальних навантаженнях умови роботи мастил як в лубрікаторних, так і в циркуляційних системах змащування стали більш жорсткими. У той же час, терміни заміни мастил безперервно збільшуються завдяки поліпшенню їх експлуатаційних властивостей. Передчасна заміна мастил економічно недоцільна, оскільки збільшується їх витрата, витрати на технічне обслуговування, запасні частини і т.д. З іншого боку, збільшення терміну служби мастил призводить до підвищеного зносу деталей дизеля, що знижує його надійність, збільшує відмови в роботі, сприяє підвищенню необоротних втрат енергії. Визначення оптимальної періодичності заміни мастил є трудомісткою тривалою роботою, спочатку визначається заводом-виробником, коригується за результатами експлуатації та тягне за собою фінансові та експлуатаційні витрати. Тому актуальним є вирішення завдання поновлення реологічних характеристик мастила в процесі його експлуатації [2].

Періодичне додавання мастила в процесі експлуатації частково відновлює його первинні властивості, перш за все це відноситься до таких параметрів, як в'язкість, кислотне число, температура спалаху. Однак, незважаючи на можливе відновлення реологічних характеристик, через певний час моторне мастило підлягає повній заміні. Періодичність такої заміни залежить від властивостей і характеристик мастила; типу, технічного стану і умов експлуатації дизеля; технічного стану всіх компонентів системи мащення; способу фільтрації мастила; використовуваного палива і інших чинників. Необ-

хідність повної заміни обумовлена втратою основних експлуатаційних якостей мастила, тобто його старінням.

Повна заміна мастила в суднових умовах вимагає виведення двигуна з експлуатації, причому цей період включає не тільки саму процедуру заміни мастила, але і очищення поверхонь тертя від експлуатаційних забруднень. Виконання цього завдання для головних двигунів відбувається під час стоянки судна і може бути заздалегідь заплановано з урахуванням рейсового завдання, характеристик вантажу і майбутніх вантажних операцій. У зв'язку з постійною зміною навантаження суднової електростанції, для дизелів, що виконують функції допоміжних, тривалий виведення з експлуатації спрогнозувати досить важко. Тому для їх мастильних систем найбільш ефективним є процес періодичного доливання мастила.

Постановка завдання. З урахуванням вищевикладеного метою дослідження було визначення оптимальних термінів заміні чи поповнення мастилом об’ємів системи мащення, які сприятимуть поновленню та підтриманню у встановлених межах реологічних характеристик моторного мастила.

Виклад основного матеріалу дослідження. Як правило, в умовах експлуатації ДВЗ поповнення обсягу мастила циркуляційної системі здійснюється шляхом доливання мастила при досягненні мінімального рівня в картері (якщо дизель з «мокрим» картером) або в стічній цистерні (якщо двигун з «сухим» картером). Періодичність цього процесу становить один раз в 3...5 діб, в залежності від типу мастильної системи, навантаження на двигун і часу його роботи. При цьому свіже мастило, змішуючись з мастилом, що має певний напрацювань в дизелі, повністю не відновлює експлуатаційні та реологічні характеристики отриманої таким чином суміші. Відхилення в цих параметрах тим більше, чим більше був термін між поповненням мастила в системі [3].

Дослідження виконувалися для суднового моторного мастила Castrol TPL 203 з наступними основними характеристиками:

- клас в'язкості по SAE – 30,
- густина при 15°С – 920 кг/м^3;
- в'язкість при 40°С – 102 сСт;
- лужне число – 20 мгKOH/г;
- призначення – забезпечення змащування циліндро-поршневої групи і кривошипно-шатунного механізму тронкових двигунів при їх роботі на важкому паливі.

Мастило Castrol TPL 203 використовувалося в циркуляційної мастильної системі суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, що мають такі основні характеристики:

- тип – чотиритактний;
- число циліндрів – 6 (розташування рядне);
- номінальна потужність – 885 кВт;
- частота обертання – 900 об/хв;
- діаметр циліндра – 220 мм;

- хід поршня – 320 мм.

У таблиці 1 наведені дані щодо зміни експлуатаційних і реологічних характеристик мастила. При цьому параметр «реологічна стійкість» визначається як збільшення в'язкості у граничному шарі мастила у порівняння з об'ємною в'язкістю і не входить в число параметрів, рекомендованих для моніторингу фірмою виробником.

Таблиця 1. Зміна реологічних характеристик моторного мастила в процесі експлуатації

Показник	Базове значення	Час експлуатації, години			
		25	50	75	100
В'язкість (кінематична) при 50°С, сСт	102	109	114	118	121
Реологічна стійкість,%	+10,36	+8,76	+6,38	+5,95	+5,44
Густина при 20°С, кг/м^3	920	897	881	853	846

Як видно з таблиці 1, значення всіх параметрів погіршуються і з плином часу наближаються до максимально допустимим бракувальним показникам. Таким чином, підтримка регламентованого часу доливання мастила в систему виводить двигун на межу надійної роботи системи, а в критичній ситуації може привести до аварії. Саме тому, виникає необхідність пошуку оптимальних термінів поповнення мастильної системи новим мастилом [4].

У зв'язку з цим, при дослідженнях ставилося завдання раціонального збільшення частоти доливання мастила в систему, яка визначалася шляхом контролю експлуатаційних і реологічних характеристик мастила. Її рішення здійснювалося безпосередньо в суднових умовах, при цьому допоміжна енергетична установка судна складалася з трьох однотипних дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, що дало можливість проведення паралельних експериментів з різною інтенсивністю поповнення мастила в обсяг циркуляційної системи.

Схема судової циркуляційної системи мащення дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, що відповідає проведеним експериментам, показана на рис. 1.

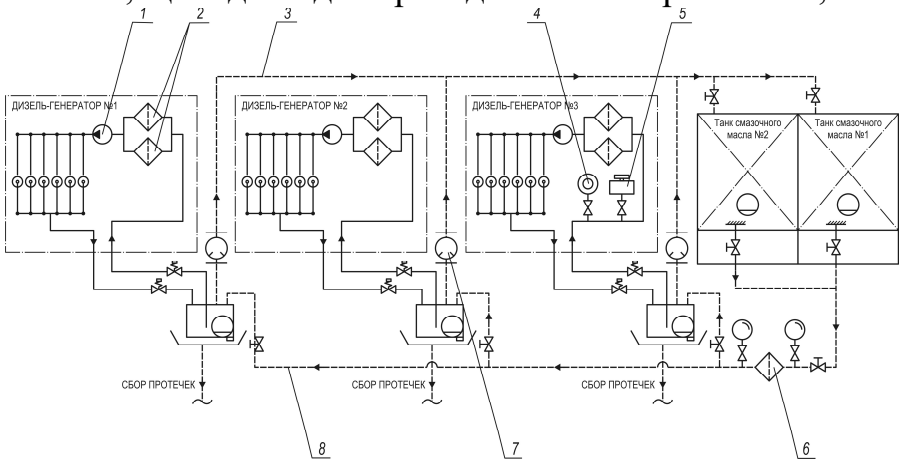


Рис. 1. Схема модернізації циркуляційної системи мащення суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar при проведенні експерименту:
1 – мастильний насос; 2 – мастильний фільтр тонкого очищення;
3 – магістраль відведення парів мастила і повітря; 4 – витратомір;
5 – дозатор присадки; 6 – мастильний фільтр грубого очищення;
7 – відділювач мастила; 8 – магістраль підведення мастила

Дизелі працювали поперемінно з практично однаковим навантаженням, діапазон якої змінювався в досить широких межах (250...750 кВт), з однаковим часом експлуатації на протязі доби (12...15 годин). Перший дизель-генератор залишався «контрольним» і зміни в частоті доливання мастила в систему на ньому не проводилося. Таким чином, даний дизель працював 100 годин без поповнення системи мащення. За даний період часу кількість мастила в системі не опускалося нижче граничного рівня, а експлуатація двигуна проводилася з дотриманням всіх вимог, що пред'являються. У систему мащення другого дизель-генератора мастило до верхнього допустимого рівня доливалось через кожні 25 годин роботи. У систему мащення третього – через кожні 10 годин при одночасному додаванні поверхнево-активної присадки [5]. Результати, що отримані під час експерименту, наведені на рис. 2, на якому зміна параметрів наведено у відсотках.

Висновки і перспективи подальших досліджень. З приведених результатів можливо зробити наступні висновки.

1. При інтервалі доливання мастила 100 годин (час, який рекомендується заводом-виробником) в'язкість мастила поступово збільшує до 18,63 % (при максимально можливому збільшення цього показника 20 %), що виводить дизель на межу надійної роботи. Аналогічна тенденція спостерігається з іншими реологічними показниками моторного мастила – густиною, кислотним числом, реологічною стійкістю.

2. Збільшення інтенсивності доливання мастила сприяє більш повільному відхиленню основних якісних показників моторного мастила від базового значення, насамперед в'язкості, яка при зміні інтенсивності доливання зі 100 до 25 годин зростає на 11,76 %.

3. Найбільш ефективним способом поновлення реологічних показників моторного мастила є скорочення інтенсивності доливання мастила до 10 годин з одночасним використання поверхнево-активної присадки. При цьому зростання в'язкості здійснюється лише на 3,92 % при знаходженні інших показників (реологічної стійкості, густини та кислотного числа) в діапазоні рекомендованих та можливих значень.

Наведені результати свідчать про позитивний вплив збільшення інтенсивності доливання мастила в систему мащення з одночасним використання поверхнево-активної присадки на його експлуатаційні характеристики.

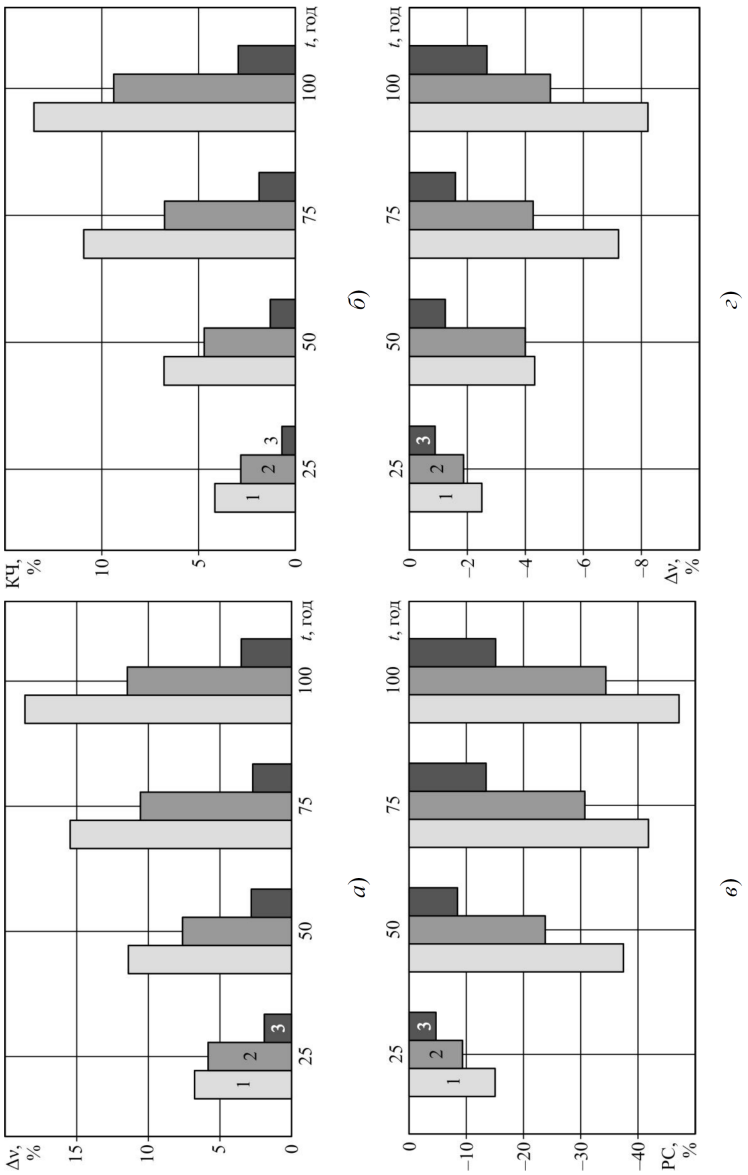


Рис. 2. Зміна характеристик моторного мастила під час експлуатації при різній інтенсивності доливання мастила:1 – через 100 годин роботи; 2 – через 25 годин роботи; 3 – через 10 годин роботи з додаванням поверхнево-активної присадки;
а) в'язкість; б) кислотне число; в) реологічна стійкість; г) густина

Слід також відзначити кращий стан технічний стан основних поверхонь дизелів, що мають більш інтенсивний долив мастила. Наприклад, при проведенні планових моточісток дизелів було встановлено, що деталі циліндрової групи і підшипників руху «експериментальних» дизелів мають менші утворення нагарів і шорсткість поверхонь ніж «контрольний» дизель, що свідчить про більш якісний процес їх мащення. Таким чином, більш часте поповнення системи мащення та одночасне використання поверхнево-активних присадок не тільки підтримує і поновлює експлуатаційні та реологічні характеристики моторного мастила, але і сприяє більш надійній роботі суднових дизелів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science, 2015. – Vol. 9. – Iss. 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

2. Сагин С. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал, 2012. – № 4. – С. 68-81.

3. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, 2016. – Vol. 13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

4. Sagin S. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specificarion / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, 2016. – Vol. 13. – Iss. 5. – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627

5. Сагин С. В. Оценка вязкости масла при обеспечении режимов смазывания цилиндровой группы судовых дизелей / С. В. Сагин, А. В. Семенов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2015. № 36. – С.104-114.

УДК 621.436.

Терлецький Д.Д., Мацкевич Д.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Оптимізація процесів мащення суднових малообертових двигунів

Постановка проблеми у загальному вигляді. Однією з умов забезпечення надійної експлуатації малообертових двигунів (МОД) є підтримка необхідного режиму роботи системи мащення циліндрів, вказаного виробником в рекомендаціях відносно навантаження. Під час експлуатації двигуна, неякісне мастило чи подача його у великій кількості викликає сильне нагароутворення в циліндрі і пригорання поршневих кілець. Особливістю системи мащення МОД є наявність в них спеціальних лубрикаторів, система циліндрового мащення, які забезпечують строго дозовану подачу масла в кожен циліндр. Тому в багатьох конструкціях двигунів, мащення циліндрів здійснюється індивідуально, окремо для кожного циліндра, таким чином є можливість регулювання продуктивності лубрикаторів, а саме, момент подачі масла і його кількості. Також роботу лубрикаторів контролюють шляхом спостереження через контрольне скло, передбаченого виробником. Тому підтримка працездатного стану та забезпечення функціональних властивостей системи мащення циліндрів є актуальним для дизелів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У 2020 році обов'язковим виконанням для флоту є перехід на низькосіркове паливо – вміст сірки не вище 0,5% для всієї акваторії Світового океану, вимоги Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення з суден. Застосування палива подібного складу погіршує якість процесу згоряння, в тому числі призводить до підвищеного зносу деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ), головним чином електрохімічної кислотної корозії.[2] Пари сірчаної кислоти конденсуються на стінках втулки циліндра в процесі розширення, утворюючи разом з кон-

денсатами водяної пари, розчини сірчаної кислоти, інтенсивність кислотної корозії зростає при обводнюванні палива і порушенні режимів охолодження циліндрів і наддуву. Крім того, важкі сорти палива характеризуються наявністю нафтової золи, до складу якої входять натрій, ванадій, нікель, кальцій, залізо, алюміній. Пятиокись ванадію V_2O_5, також як окис заліза Fe_2O_3, є сильним каталізатором окислення SO_2 і SO_3, тому їх присутність в паливі посилює корозійне зношення деталей ЦПГ.[3] Тому для суднових малооборотних дизелів, в циліндрі яких відбуваються негативні хімічні реакції відносно стану поверхності металу, нейтралізатором служить система циліндрового мащення.

Постановка завдання. Режим дозування масла забезпечує система циліндрового мащення головного двигуна, яка зменшує сили тертя між стінкою циліндру і рухомими деталями та захищає від корозії поверхні втулок. Виробники рекомендують налаштовувати систему подачі циліндрового масла, на основі сервісних оглядів і вимірювань, що дозволяють отримати дані про знос деталей камери згоряння. Для оптимізації системи мащення буде використовуватися метод, реалізований на автономному експрес-приладі.[1] Впровадження такого приладу в експлуатацію, дає можливість визначати якість згоряння палива, ефективність масла, кількість масла поданого до циліндру, стан стінок циліндрів і рухомих деталей, і таким чином впливати на процеси в циліндрі.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для визначення набору показників масла в автономних умовах без використання дорогого обладнання і тривалих досліджень, використовується автоматизоване обладнання, експрес – метод, заснований в лазерній техніці. Даний метод має назву "лазерний фазовий аналіз" (ЛФА).[1]. ЛФА полягає в аналізі рідких середовищ, шляхом лазерного оптичного контролю фазових перетворень, що відбуваються в зразку при охолодженні до моменту застигання і наступному нагріванні. Відомо, що характер взаємодії лазерного випромінювання зазнає фазові перетворення з речовиною і є унікальним для будь-якої речовини, і також для різної концентрації його складових. Був розроблений і виготовлений автоматизований експрес-аналізатор "АСС-експрес". Під час використання, прилад інформує про температуру застигання, вмісту води, кількості домішок, концентрації чужорідної речовини, ступінь втрати плинності масла. Прилад містить охолоджуючий елемент, освітлювач, засіб вимірювання, засіб реєстрації фазових перетворень. При цьому освітлювач виконаний у вигляді лазерного джерела і фокусується системою, вимірювальний засіб виконано у вигляді циліндричної кювети, дно якої сильно розсіює лазерне випромінювання, а засіб реєстрації відбитого від поверхні складається з приймача відбитого променя і пов'язаного з ним комп'ютера. Програмне забезпечення дозволяє визначати кількісну оцінку змін, що відбуваються в матеріалі, яка є підставою для визначення необхідних властивостей матеріалу. Рідкий зразок, поміщений в кювету, охолоджується з фіксованою швидкістю за допомогою елемента Пельтьє до заданої температури охолодження. Лазерне

випромінювання від джерела потрапляє на поверхню зразка і відбивається від неї. Після відображення, випромінювання потрапляє на фотоприймач. За сигналом з фотоприймача визначають коефіцієнт відображення від поверхні матеріалу. Так як коефіцієнт відбиття змінюється протягом усього часу охолодження, то за сигналом з фотоприймача програмне забезпечення будує залежність коефіцієнта відбиття від температури і виводить на екран характеристики масла.

Матеріалом для дослідження вибрано циліндрове масло Mobilgard ™ 525. В мастильних матеріалах через забруднення містяться частинки розмірами 2 ... 200 мкм, при цьому більшість складають частинки золи і нагару розміром 10 ... 30 мкм, найбільш небезпечні для механізмів. Присутні в маслі частки спотворюють процес охолодження (структурні перебудови відбуваються із зсувом у часі), що може бути зафіксовано шляхом реєстрації лазерного випромінювання, пропущеного через пробу, оскільки під час структурних перетворень змінюються показники заломлення і розсіювання середовища.

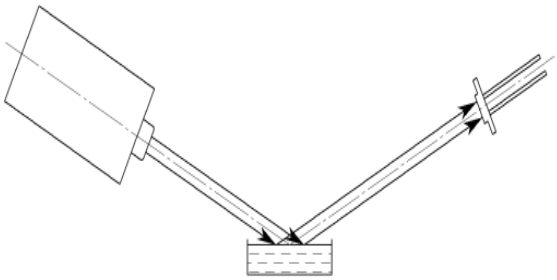


Рис. 1. Принципова схема методу дзеркального відображення

Для визначення забрудненості масла твердими частинками була розроблена методика визначення процентного вмісту цих частинок. Методика заснована на порівнянні досліджуваного матеріалу з еталонами. Для отримання калібрувальної залежності були взяті проби масла Mobilgard ™ 525, забрудненого в реальних робочих умовах. Калібрувальна залежність, побудована на базі серії зразків. Для всіх зразків, обчислювали різниці між кожною парою точок для чистого і забрудненого зразків при одній і тій же температурі. Потім ці різниці підсумовували і отримане значення було прийнято за показник концентрації домішок, що стоїть на осі ординат.

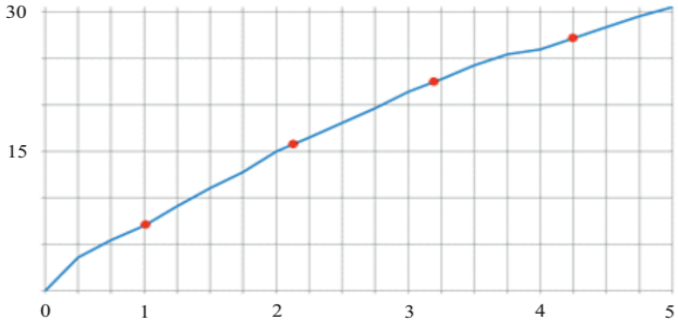


Рис. 2. Калибровочная зависимость для определения концентрации механических примесей, мг/дм^3.

Метод можна випробувати на системних маслах і паливах для вирішення проблеми своєчасного контролю ступеня їх забруднення. Дану методику

можна реалізувати в експрес-приладах і використовувати безпосередньо на місцях експлуатації контрольованих технологічних рідин. Час аналізу за розробленою методикою становить близько 20 хвилин. При цьому достатні точність і чутливість методики роблять її конкурентоспроможною серед експрес-методів оцінки якості. Оцінка концентрації механічних домішок за розробленою методикою дає можливість оперативно виявляти ступінь чистоти мастильних матеріалів, що дозволяє уникнути істотного зниження ефективності роботи механізму в цілому.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Одним з рішень оптимізації процесів мащення малообертових двигунів є вищеописаний метод (ЛФА), що дозволяє під час експлуатації двигуна стежити за станом підпоршневого простору, шляхом взяття зразків масла і за допомогою експрес-аналізатора визначати наявність домішок і якість відпрацьованого масла, в результаті, впливати на процес згоряння палива і контролювати режим роботи системи мащення циліндра, а також даний метод має ряд ряд переваг на практиці:

1)широкий динамічний діапазон: починаючи від розміру, менше мікрона і закінчуючи кількома міліметрами;

2)висока повторюваність за рахунок аналізу великої кількості частинок в кожному вимірі;

4)непреривний контроль і управління процесом диспергування частинок;

5)висока продуктивність;

6)відсутність необхідності калібрування - верифікація здійснюється з використанням еталонних матеріалів;

7)встановлено, що істотний вплив на результати вимірювань надає термічна історія аналізованого матеріалу;

8)для реалізації методик лазерного фазового експрес аналізу створений компактний, автоматизований комплекс, що дозволяє виконувати контроль якості рідких речовин.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Мельников Д. М. Повышение эффективности работы двигателей внутреннего сгорания путем мониторинга состояния робочих технологич еских жидкостей / Д. М. Мельников, И. Н. Шиганов // Инженерный журнал: наука и инновации, 2015. – Вып. 10. URL: http://engjournal.ru/catalog/pmce/1444.html

2. Sagin S.V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S.V. Sagin, O.V.Semenov// American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication – 2016. – Vol.13. – Iss. 2. – P.200-208. DOI:10.3844/ajassp.2016.200.208.

3. Sagin S.V. Marine Slow Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification / S.V. Sagin, O.V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication. – 2016. –Vol.13. – Iss.5. –P.618-627. DOI:10.3844/ajassp.2016.618.627.

УДК 621.431.74

Гажа Д.В., кер. доц.Аболєшкін Є.С.
Національний університет “Одеська морська академія”

Поліпшення ефективних показників робочого процесу судових дизелів

Постановка проблеми в загальному вигляді. Експлуатація середньооборотних двигунів внутрішнього згоряння на судах водного транспорту показує на протязі багатьох років, що дані двигуни знайшли найширше застосування і мають велике значення для використання в якості головних енергетичних установок.

Питання вдосконалення дизелів завжди актуальні. Для суднових двигунів велике значення мають показники потужності, питомої витрати палива, надійності. Однак останнім часом пріоритет віддається питанням екології. Якщо недавно основними екологічними параметрами вважалися вміст оксидів вуглецю CO_x і не повністю згорілих вуглеводнів СН у відпрацьованих газах, то тепер вводяться більш жорсткі обмеження на допустиму концентрацію у відпрацьованих газах оксидів азоту NO_x, причому рішення цієї проблеми виявляється особливо важким.

Питання зниження токсичності і поліпшення паливної економічності дизелів є взаємопов'язаними і взаємовиключними. Складність вирішення цих питань полягає в різноманітті конструктивних, регулювальних і експлуатаційних факторів, які впливають на процеси, які відбуваються всередині циліндра двигуна, а зокрема, на процес згоряння палива.

Умови зниження викидів оксидів азоту в відпрацьованих газах та питомої витрати палива протилежні, оскільки для зниження змісту NO_x необхідно знижувати максимальну температуру циклу, а для зниження питомої витрати палива підвищувати. У той же час тепловий режим багато в чому визначає теплонапруженість деталей циліндро-поршневої групи і, відповідно, надійність роботи двигунів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Протягом багатьох років ведуться наукові дослідження, спрямовані на поліпшення потужних показників дизелів, паливної економічності, їх надійності, параметрів гучності, токсичності та димності ВГ.

Незважаючи на великий обсяг виконаних досліджень і проведених експериментальних робіт, питання поліпшення паливної економічності і зниження викидів токсичних складових відпрацьованих газів залишаються актуальними. При цьому важливою частиною проблеми залишається питання оптимізації робочого процесу, пов'язаний як з роботою паливної апаратури, так і з фазами газорозподілу.

Постановка завдання. Метою дослідження є вдосконалення робочого процесу двигуна з наближенням процесу згоряння до ізобарного, щоб максимально зберегти досягнутий рівень паливної економічності дизеля, домогтися скорочення викиду оксидів азоту. При цьому виконується основна ви-

мога: впливу на робочий процес здійснюються без зміни конструкції двигуна.

Виклад основного матеріалу дослідження

Одним із засобів зниження викиду оксидів азоту з відпрацьованими газами двигуна є зниження ступеня стиснення, з метою зниження максимальної температури циклу, але зі збільшенням питомої витрати палива.

Робота сучасних дизелів здійснюється по змішаному циклі згорання, при якому пік максимальних тисків газових зусиль знаходився в районі ВМТ. Термічний ККД такого циклу становить $\eta_t = 0{,}548$.

Беручи до уваги статичну міцність деталей двигуна з метою зменшення ступеня стиснення можна піти на невелике погіршення, порівняно з циклом змішаного згоряння, термічного ККД, щоб зменшити максимальний тиск згоряння [1].

Але цикл, наближений до ізобарного, зберігає той же недолік - високі температури згоряння паливо-повітряної суміші, які є головним чинником утворення оксидів азоту в відпрацьованих газах. І для того, щоб забезпечити прийнятні характеристики двигуна за викидами NO_x, необхідно прагнути до зменшення максимальних температур циклу.

В даний час прийнято вважати, що вдосконалення робочого процесу необхідно вести по шляху його наближення до ізобарного процесу (циклу Дизеля), що дозволяє знизити теплові та динамічні навантаження на деталі двигуна, і при цьому кілька підняти ступінь стиснення і збільшити роботу циклу.

Зменшення викидів NO_X у відпрацьованих газах можна досягти впливом на робочий процес. До цих заходів відноситься:

• гальмування процесу згоряння палива для зменшення максимальних температур робочих газів;

• стабілізація подачі палива за рахунок усунення підвприсків палива в циліндр внаслідок високочастотних коливань в нагнітальному і відсічні паливних трубопроводах.

Гальмування процесу згоряння можна забезпечити зміною фаз газорозподілу для зменшення кута закриття клапанів, внаслідок чого зменшується продування циліндра і відбувається збільшення кількості відпрацьованих газів в циліндрі двигуна; тим самим зменшується наповнення циліндра свіжим повітрям, необхідним для згоряння палива.

Зменшення кута перекриття клапанів досягається регулюванням моментів відкриття впускного клапана і закриття випускного клапана. Впускні клапани відкриваються пізніше, а випускні закриваються раніше [2].

Регулюючи фази газорозподілу, можна змінювати тиск на початку стиснення, а, отже, і максимальний тиск в циліндрі [3].

Установкою відповідних фаз газорозподілу можна збільшити масу залишкових газів, чим досягається зниження максимальної температури циклу, так як зменшується маса свіжого заряду і, отже, підведена теплота. Внаслі-

док розведення суміші нейтральними продуктами згоряння також сповільнюються реакції окислення палива [4].

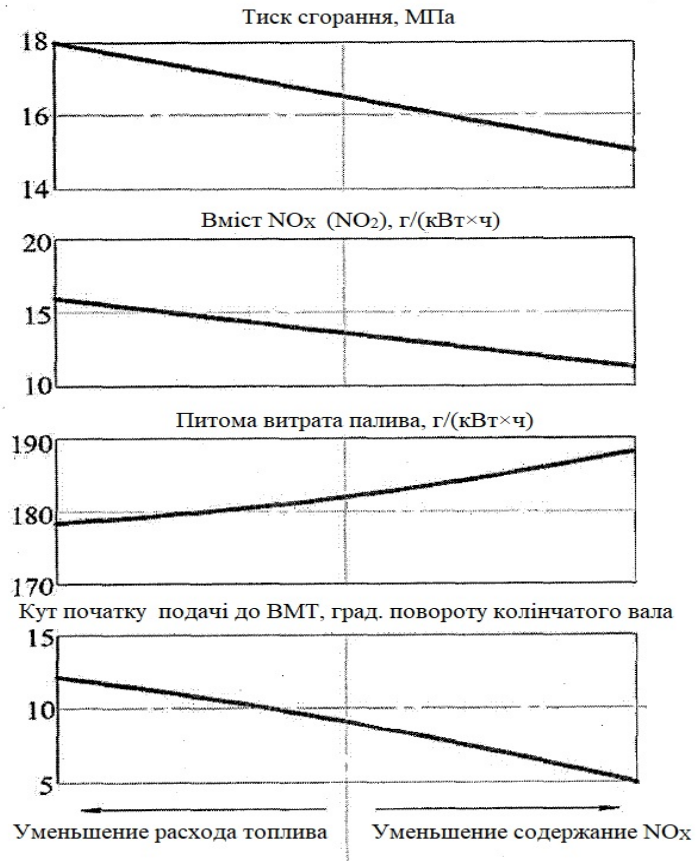
Зменшення перекриття призводить до збільшення коефіцієнта залишкових газів і зниження емісії NO_x [5].

Також гальмування процесу згоряння можна забезпечити зменшенням кута початку подачі палива, що дозволяє(Мал.1):

• зменшити швидкість наростання тиску, а отже, зменшити жорсткість роботи двигуна, яка виявляється в підвищенні рівня шуму і збільшення зношування підшипників;

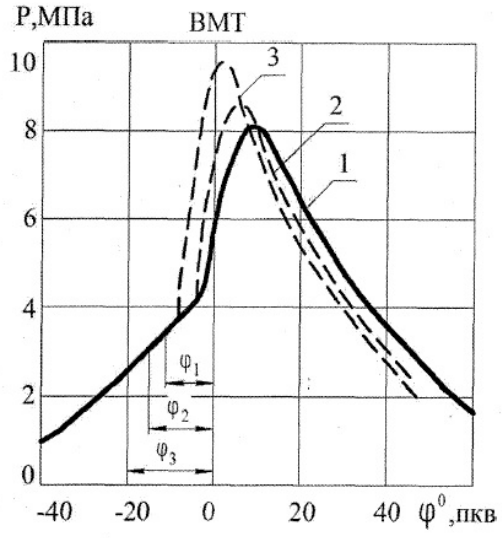
• зменшити вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах;

• зменшити температуру відпрацьованих газів, але при цьому отримати і деяке збільшення питомої витрати палива за рахунок порівняно високої температури циклу.



Мал. 1. Залежність кута початку подачі на процес згорання.

Кут початку подачі палива впливає на процес згоряння. При занадто великому куті φ1 = φ3(мал. 2) згоряння суміші починається занадто рано, створюється велика з асунений ходу поршня до ВМТ, швидкість наростання і максимальний тиск виявляються надмірно великими, двигун перевантажується силами тиску газу і перегрівається, а його економічність не досягає оптимального значення. Занадто малий кут φ1 = φ1 призводить до запізнювання розвитку згоряння, в цьому випадку потужність і економічність не досягають можливих значень. При вугіллі φ1 = φ2 виходить прийнятна швидкість наростання і максимальний тиск, найбільші потужності і економічність.



Мал. 2. Графік зміни максимального тиску циклу в залежності від кута початку подачі палива

На основі прийнятих величин фаз газорозподілу і кута початку подачі палива проведений розрахунок робочого процесу, наближеного до ізобарного процесу згоряння палива, що забезпечує вимоги по утворенню токсичних компонентів у відпрацьованих газах і питомої витрати палива.

Висновки. Встановлено, що основним фактором, що впливає на підвищення вмісту оксидів азоту в відпрацьованих газах, є висока максимальна температура циклу.

Наближення робочого процесу дизеля до ізобарного процесу згоряння палива дозволяє підвищити ступінь стиснення двигуна з виходом максимальних навантажень нового циклу до рівня базового двигуна. При цьому зменшується питома витрата палива при незначному збільшенні емісії оксидів азоту в відпрацьованих газах двигуна.

Удосконалення робочого процесу дизеля здійснюється за рахунок «первинних заходів» по двигуну, які включають в себе: зменшення кута початку подачі палива, зміна фаз газорозподілу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Брозе Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях. - М.: Машиностроение, 1969. - 248 с.

2. MAN B&W Diesel AG. Technical Documentation, Bl. Engine L 32/40, Operation Instructions. 1995.

3. Быков В.Ю. Возможности улучшения топливной экономичности высокофорсированного турбопоршневого дизеля в условиях ограничения максимального давления сгорания//Двигателестроение.-1986.-№10.-с. 45 - 46.

4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1983.-372 с.

5. Ципленкин, Г.Е., Иовлев В.И., Сухарев А.Н. Двухступенчатый наддув – атрибут двигателя будущего//Двигателестроение.-2011.-Кй.-с.25-32.

УДК 621.436

Андрєєв В.А., кер. проф. Веретенник О.М.
Національний університет “Одеська морська академія”

Покращення ефективності наддуву суднових дизельних установок

Існують кілька способів наддуву, але для суднових дизелів оптимальним виявився газотурбонаддув, при якому турбіна, що приводиться в дію потоком вихлопних газів, обертає колесо компресора, жорстко закріпленого з нею на одному валу. Компресор всмоктує і стискає повітря, яке потім, проходячи через інтеркулер, охолоджується до необхідної температури і надходить у циліндри двигуна. Для малообертових двигунів найчастіше застосовують комбінований наддув, коли на малому ходу працюють електроповітренідувки, а газотурбонагнітачі підключаються пізніше. За інших рівних умов двигун з турбокомпресором досягає більшої потужності і меншою димності, ніж точно такий же «атмосферне» двигун. Система двохступінчатого турбонаддуву.

Двохступінчатий турбонаддув - це послідовне включення в схему двигуна двох турбокомпресорів. В цьому випадку вони мають різні розміри, мають однакові масові витрати, але різні об'ємні витрати, а отже різні робочі тиски.

Система двохступінчастого газотурбінного наддуву, складається з турбокомпресора першого ступеня стиснення повітря, турбокомпресора другого ступеня стиснення повітря, проміжного охолоджувача повітря, кінцевого охолоджувача повітря, клапана перепуску відхідних газів повз турбіну турбокомпресора другого ступеня до проміжного випускного колектора, клапану перепуску повітря зі всмоктування на нагнітання компресора другого ступеня стиснення. З'єднаних механізми таким чином, що повітря з атмосфери засмоктується компресором турбокомпресора першого ступеня стиснення, стискується, подається на вхід до проміжного охолоджувача наддувного повітря. Звідки надходить на всмоктування в компресор турбокомпресора другого ступеня стиснення, стискується і надходить в кінцевий охолоджувач наддувного повітря, повітряний ресивер двигуна і звідти в робочі циліндри двигуна. При цьому відхідні гази з робочих циліндрів надходять у випускний колектор, звідки направляються на вхід в турбіну турбокомпресора другого ступеня стиснення, після якої надходять у проміжний випускний колектор і далі на вхід в турбіну турбокомпресора першого ступеня стиснення. Після турбіни вихідні гази направляються в атмосферу. При цьому, в залежності від режиму роботи двигуна, за допомогою клапанів системи забезпечуються або стисненим повітрям лише в турбокомпресорі другого ступеня стиснення;

або послідовне стиснення повітря в турбокомпресорі першого ступеня стиснення та в турбокомпресорі другого ступеня стиснення.

В рамках дослідницького проекту HERCULES фірма MAN провела випробування двигуна 6L32/44CR з двохступінчатою системою наддуву, пристроєм управління закриттям впускного клапана і регульованою турбіною високого тиску (рис.1).

Порівняно з двигуном який відповідав потребам Tier 1, стало можливим при незначному підвищенні витрати палива знизити викиди NO_x більше чим на 40% та збільшити циліндрову потужність від 560 кВт до 640 кВт (рис 2.), забезпечити низьку димність відпрацьованих газів. Регульована турбіна ВТ значно покращує параметри двигуна за рахунок збільшення тиску наддуву на часткових навантаженнях і забезпечує хорошу якість перехідних процесів.

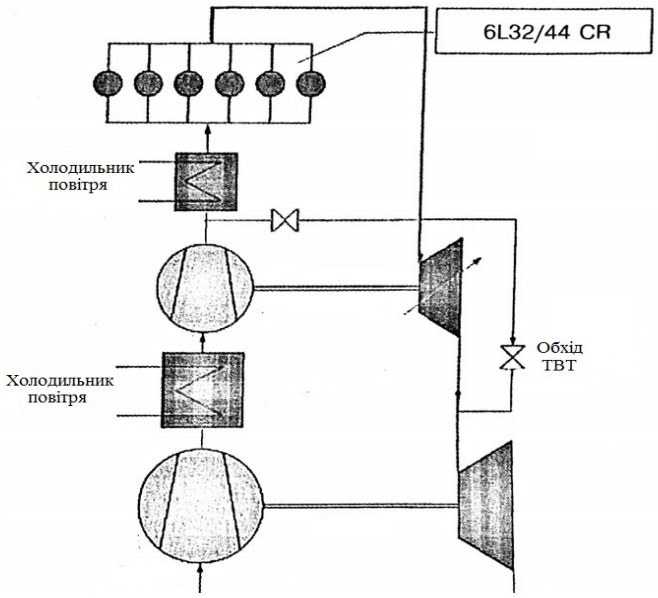


Рис. 1 Двохступінчата система наддуву двигуна MAN 6L32/44CR

Дослідження показали, що двигун 6L32/44CR ДСН, який відповідає вимогам Tier II, має питому витрату палива на 3…5 % нижче в порівнянні з двигуном з ОСН, задовольняючий ті ж вимоги. Фірма MAN розглядає ДСН як базу для досягнення вимог IMO Tier 3 в двигунах з реакторами SCR.

Низька вартість палива і дуже низький рівень шкідливих викидів газових двигунів в порівнянні з сучасними дизелями робить їх все більше привабливими для використання. Фірма MAN Diesel & Turbo SE пропонує широкий вибір високоефективних чотирьохтактних середньо обертових газових і двохпаливних двигунів з діапазоном потужностей від 0,5 до 21,6 МВт. Ці двигуни придатні для використання спільно з системами утилізації тепла, силовою турбіною і паровим котлом.

В номенклатурі газових двигунів особливе місце займають моделі V35/44GTS і V51/60GTS з циклом Міллера і ДСН. Характерною особливістю системи ДСН є можливість її встановлення поза двигуном, чи принаймні окреме встановлення турбокомпресора НТ. По оцінкам фірми ККД системи двохступінчатого наддуву вище на 5…10 % в порівнянні з ОСН (рис. 3).

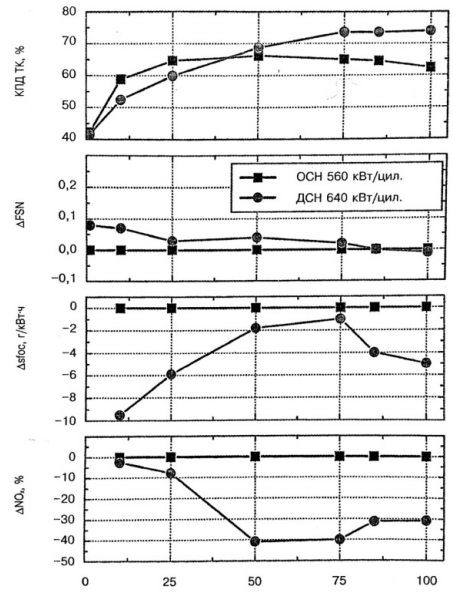


Рис 2 Параметри двигуна фірми MAN 6L32/44CR з одноступінчатою та двохступінчатою системою наддуву

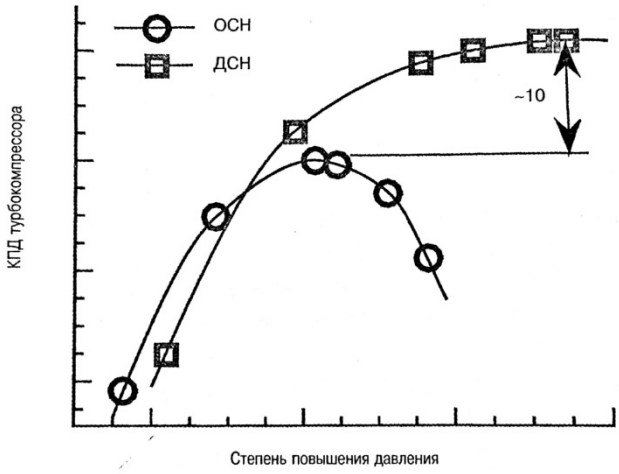


Рис 3 ККД одноступінчатої та двохступінчатої системи наддуву

За результатами випробувань встановлено, що між ККД системи наддуву і двигуна існує кореляційний зв'язок. Підвищення ККД системи наддуву на 10% дає збільшення ККД двигуна на 1%. Тому можливості ДСН доцільно використовувати одночасно з оптимізацією термодинамічної циклу. Вимоги до характеристик компресорів ОСН і ступенів компресорів ДСН різні (рис. 4). Характеристика компресора ОСН показує, що досягнута до π_k = 5,5, при цьому максимальний ККД відповідає π_k = 4,0...5,5 (тип TCR). При установці ДСН для компресора ВТ (тип TCR) потрібно π_k = 1,5...3,0, а для компресора HN (тип TCR) π_k = 3,0...4,0. З малюнка видно, що компресор НТ має більш високе π_k. Залежно від необхідного загального ступеня підвищення тиску і розподілу π_k між ступенями, характеристики компресорів повинні бути підібрані відповідним чином, щоб забезпечити оптимальну роботу двигуна.

ВИСНОВКИ

1. Двохступенева система наддуву все ширше використовується для зниження викидів NO_x і покращення паливної економічності двигунів з середнім ефективним тиском в діапазоні 23...27 бар.

2. ДСН - конструктивно дуже складно та дорога система, застосування якої доцільно тільки при отриманні адекватного виграшу, тому систематичним і поглибленим розвитком цих систем займається обмежена кількість фірм.

3. Фірма "MAN Diesel & Turbo SE" готує до випуску середньообертовий чотирьохтактний двигун з діаметром циліндра більше 400 мм з ККД більше 50 % і високим форсуванням по середньому ефективному тиску

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ципленкин Г. Е., Иовлев В. И., Сухарев А. Н. Двухступенчатый наддув - атрибут двигателя будущего. Двигателестроение. - 2011. - № 2. - С. 25 - 32.

2. Ципленкин Г. Е., Иовлев В. И. Очередной шаг в развитии двухступенчатых систем наддува. Двигателестроение. - 2013. - №. 4. - С. 12 - 24.

3. Tinschmann G., Thum D., Schlueter S., Pelemis P., Stiesch G. Sailing towards IMO Tier III - Exhaust Aftertreatment versus Engine - Internal Techonologies for medium speed diesel engines. Paper # 274, CIMAC 2010, Bergen

УДК 621.436

Григор’єв В.Є, кер. доц. Аболешкін С.Є.
Національний університет “Одеська морська академія”

Покращення експлуатаційних показників суднової енергетичної установки

Ефективність транспортного засобу визначається в першу чергу ефективністю його енергетичної установки. Основним типом енергетичних установок суден внутрішнього та змішаного плавання є дизельні двигуни. Таким чином, модернізація флоту неможлива без вдосконалення конструкції і технічної експлуатації дизелів, використовуваних в якості головних і допоміжних суднових двигунів.

Основною метою заходів щодо вдосконалення конструкції суднових енергетичних установок (СЕУ) і їх технічної експлуатації в даний час необхідно вважати енерго- і ресурсозбереження, що досягається за рахунок інноваційних конструкторських і технологічних рішень. Ефективність роботи СЕУ - основний критерій результативності енергозберігаючих заходів, спрямованих перш за все на головний елемент СЕУ - двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ). Слід виділити три принципові напрями підвищення ефективності ДВС: вдосконалення робочого циклу, використання вторинної енергії, зниження механічних втрат, які супроводжують роботу двигуна.

Додатковою вимогою, яке стає все більш актуальним, є відповідність екологічним нормативам, перш за все по димності і токсичності відпрацьованих газів. Вирішенню зазначених проблем присвячено переважна більшість досліджень, модернізацій і удосконалень ДВС.

Численні роботи, спрямовані на підвищення надійності, присвячені аналізу теплонапруженого стану основних деталей двигунів і вдосконалення їх конструкції з урахуванням умов роботи в високофорсованих двигунах, вдосконалення систем змащення, підвищенню якості моторних масел.

Необхідно відзначити, що сучасний форсований по частоті обертання колінчастого вала і середньому ефективному тиску комбінований двигун являє собою сукупність складних взаємопов'язаних систем. Саме тому вдосконалення двигуна з метою досягнення найкращих експлуатаційних показників повинно носити комплексний характер: вдосконалення систем подачі палива неминуче призводить до необхідності модернізації систем наддуву, збільшення кількості палива, що спалюється за цикл призводить до зростання температурного рівня і теплонапряженности деталей ЦПГ, що вимагає вдосконалення системи охолодження двигуна і поліпшення властивостей теплоносіїв. Модернізація якої-небудь однієї системи не дозволяє отримувати максимально можливий ефект.

Найбільш поширеним і перспективним способом підвищення потужності сучасних суднових дизелів є збільшення кількості повітря, що подається в циліндри, що забезпечує можливість збільшення циклової подачі палива і підвищення, таким чином, потужності двигуна. Збільшення кількості повітря розміщується в циліндрі забезпечується за рахунок підвищення щільності заряду надходить в циліндри. Підвищення щільності забезпечується компресорами, привід яких може бути механічним від колінчастого вала двигуна, або від турбіни, що приводиться в дію відпрацьованими газами (газотурбінний наддув).

Іншим способом підвищення щільності повітряного заряду при застосуванні систем наддуву є охолодження наддувочного повітря. Основним способом охолодження наддувочного повітря є використання рекуперативних теплообмінників. Проте надмірно глибоке охолодження наддувочного повітря може викликати переохолодження двигуна, погіршення згоряння палива і збільшення викидів вуглеводнів. Останнє відбувається з двох основних причин:

– зниження температури в камері згоряння в момент подачі палива збільшує період затримки займання паливо - повітряної суміші і, як наслідок, призводить до збільшення кількості на периферії розпилу;
– знижується температура реакції окислення.

Можна зробити висновок, що система, яка забезпечує одночасне регулювання, як величини тиску наддуву, так і глибини охолодження наддувочного повітря, дозволить гнучко і своєчасно забезпечувати необхідну величину щільності повітряного заряду в залежності від режиму роботи двигуна. При цьому параметри наддувочного повітря повинні бути обрані з урахуванням

обмежень пов'язаних з токсичністю викидів і параметрів робочого процесу, що визначають надійність двигуна.

Охолодження наддувочного повітря значно знижує викиди оксидів азоту. Це пояснюється тим, що при зниженні температури наддувочного повітря підвищується щільність повітряного заряду і коефіцієнт надлишку повітря, а також знижується максимальна температура циклу, яка і справляє визначальний вплив на емісію оксидів азоту. Збільшення тиску наддуву при незмінній циклової подачі і температурі наддувочного повітря викликає зростання викидів оксидів азоту. Це також обумовлено зростанням максимальних температур циклу.

З підвищенням тиску наддувочного повітря, що приводить до зростання максимальної температури циклу, відбувається інтенсифікація процесу дисоціації діоксиду вуглецю з утворенням монооксиду вуглецю і твердих частинок, в той же час поліпшується випаровування палива, що призводить до зниження утворення твердих частинок. Це вплив найістотніше в області низьких тисків наддуву. Зниження температури наддувочного повітря супроводжується зменшенням димності відпрацьованих газів, яскраво вираженою в області низьких тисків наддуву. Зниження димності обумовлено підвищенням коефіцієнта надлишку повітря, а також зменшенням максимальної температури циклу, що призводить до зниження інтенсивності процесу дисоціації діоксиду вуглецю з утворенням монооксиду вуглецю і твердих частинок.

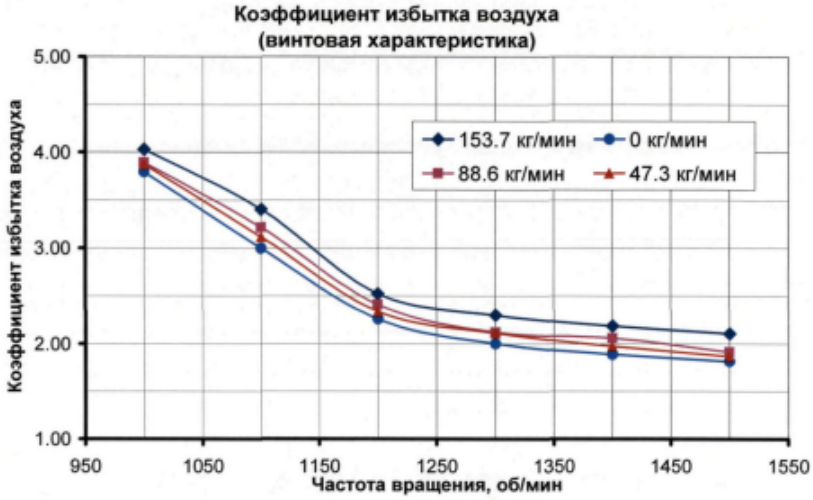


Рис.1.Вплив інтенсивності охолодження наддувочного повітря на коефіцієнт надлишку повітря

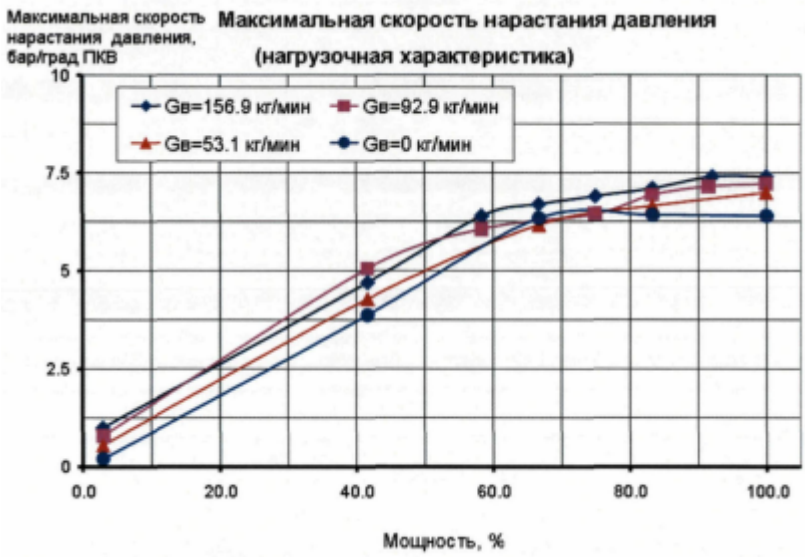


Рис.2. Вплив інтенсивності охолодження наддувочного повітря на швидкість наростання тиску в процесі згоряння

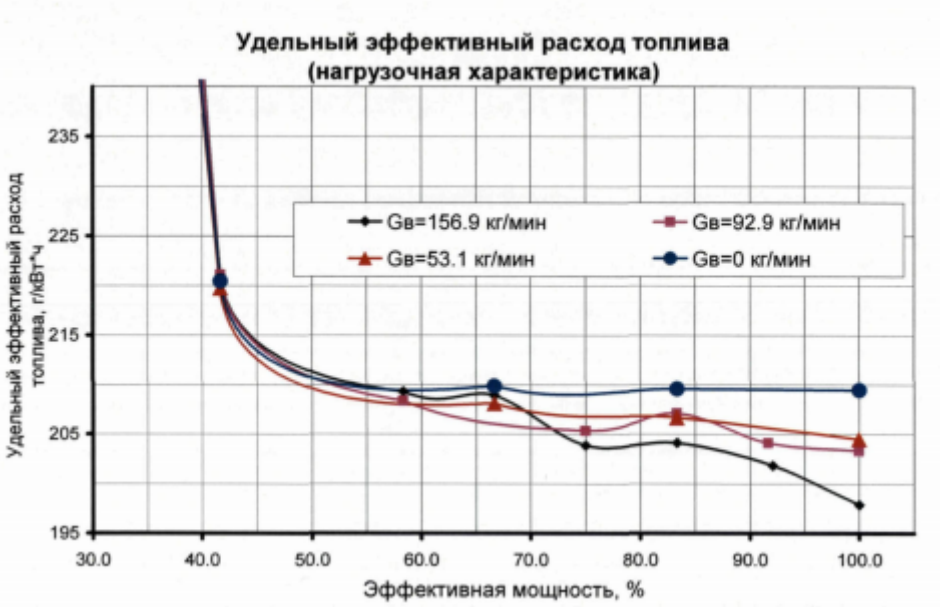


Рис.3. Вплив інтенсивності охолодження наддувочного повітря на питому ефективну витрату палива

Таким чином, зміна на графіках дає нам можливість зробити наступні висновки:

-для забезпечення найбільш вигідних значень температури наддувочного повітря на впуску необхідно оснастити штатну систему охолодження наддувочного повітря елементами регулювання з метою підтримання на всіх режимах найбільш вигідне значення температури наддувочного повітря,

-оскільки на показники роботи двигуна істотно впливає як тиск, так і температура наддувочного повітря необхідно забезпечить спільне управління даними параметрами, ймовірно з використанням електронного управління.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигуни внутрішнього згоряння: Теорія поршневих і комбінованих двигунів / Вирубок Д. Н., Іващенко Н. А., Івін В. І. та ін .; Під ред. А. С.Орліна, М. Г.Круглова - М .: Машинобудування, 1983. - 372 с.

2. Кулешов А. С. Програма розрахунку і оптимізації двигунів внутрішнього згоряння ДИЗЕЛЬ-2 / 4т. Керівництво користувача. М: Вид. МДТУ ім. Н.е. Баумана, 2001. - 127с.

3. Разлейцев Н. Ф. Моделювання та оптимізація процесу згоряння в дизелях. -Харків: Вища школа, 1980. - 169 с.

4. ГОСТ 10150-88. Дизелі суднові, тепловозні та промислові. Загальні технічні умови. - М .: Вид-во стандартів, 1988. - 60 с.

УДК 621.436.13

Беспалов А.К., кер.доц. Аболєшкін С.Є.
Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення ефективності наддування суднових дизельних установок

Надійна та економічна робота двигуна може бути забезпечена за умови нормального функціонування всіх його вузлів і агрегатів. Газообмін у дизелях визначальним чином впливає на робочий процес дизеля, забезпечуючи його необхідною кількістю свіжого повітря і відводячи відпрацьовані гази.

Протягом всього терміну існування дизелів відбувалося збільшення їх циліндрової потужності, яке неможливо без забезпечення підвищеної подачі свіжого повітря в циліндр. Окрім збільшення потужності надувного агрегату істотне значення має також конструкція газоповітряного тракту від турбокомпресора до циліндра, газовідвідного тракту після турбіни, де відбуваються істотні втрати через їх недосконалість. Дослідження руху повітря у впускному й випускному каналі дизеля дозволяє зменшити втрати в них та напрацювати удосконалені принцип їх конструювання.

На процес наповнення циліндра впливають наступні фактори:

- аеродинамічні втрати у впускному й випускному патрубку;
- підігрів повітря від зіткнення зі стінками циліндра;
- неповне очищення циліндра від продуктів згоряння.

При погіршенні якості повітропостачання знижується кількість повітря, що надійшло в циліндр дизеля, знижується коефіцієнт надлишку повітря, що приводить до погіршення показників згоряння палива. Це є причиною збільшення теплової напруженості деталей дизеля, погіршення його економічних показників, викликає передчасні зноси й відмови.

Аналіз теплових балансів суднових дизелів показав, що основні обсяги теплових втрат енергії мають місце при відводі від двигуна газів і при відводі охолодної води.

Роботи зі зменшення зазначених видів втрат ведуться по двом основним напрямкам: створення нових конструкцій дизелів, що мають менші значення

цих втрат і розробка різних пристроїв, що дозволяють утилізувати непридатну теплоту вже існуючих двигунів.

Із цією метою дизелів доповнюється теплоутилізаційним контуром, до складу якого входить перетворювач теплової енергії газів, що відробили, наприклад, утилізаційний паровий або водогрійний котел, генератор утилізаційної абсорбційної холодильної машини

Залежно від ступеня утилізації теплоти й обмежень по масо-габаритним показникам кожний перетворювач має конкретний аеродинамічний опір, який створює підвищений тиск на випуску дизеля. Це підвищення впливає на експлуатаційні характеристики двигуна.

У роботі представлені дослідження чотиритактного суднового дизеля з газотурбінним наддуванням 6 ЧНСП 18/22. Було прийнято, що дизель працює по гвинтовій характеристиці з незмінною цикловою подачею палива. Протитиск на випуску змінювалося від 0,002 до 0,012 Мпа.

Зміна опору при збереженні циклової подачі палива приводить до зміни параметрів робочого тіла по всьому газоповітряному тракту дизеля. При цьому міняються характеристики турбокомпресора й параметри роботи двигуна (рис.1,2).

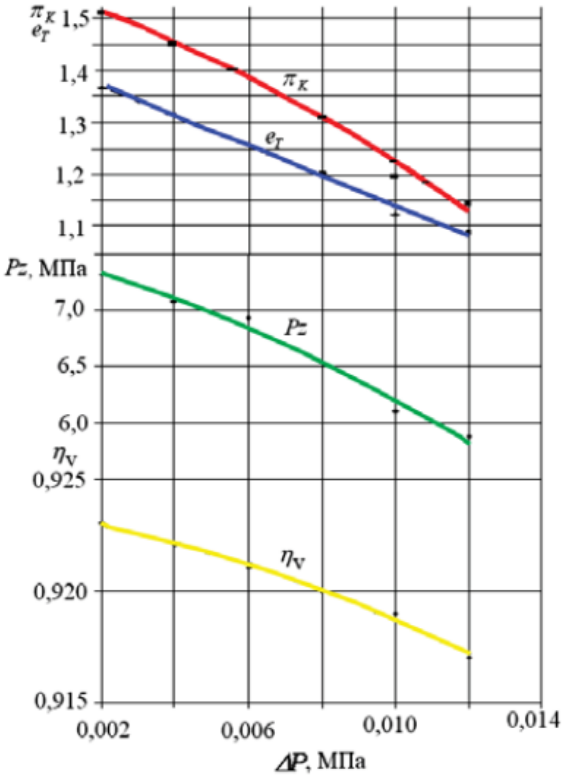


Рис.1 Залежності ступеня зниження тиску в турбіні турбокомпресора e_t, ступені підвищення тиску в компресорі π_K, коефіцієнта наповнення η_V, максимального тиску Pz від зміни опору випускного тракту.

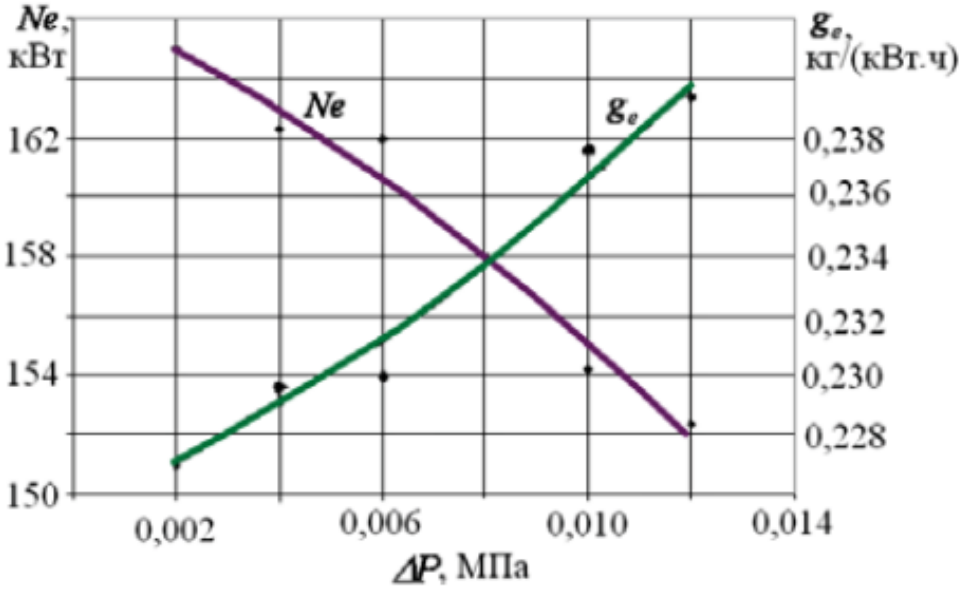


Рис.2. Залежності ефективної потужності *Ne* і ефективної питомої витрати палива g_e від зміни опору на випуску.

У результаті проведених досліджень виявлене, що підвищення опору на випуску дизеля впливає на експлуатаційні параметри: зменшення eT і πk приводять до зниження коефіцієнта надлишку повітря, суттєво збільшується температура TZ, що підвищує тепло напруженість двигуна, при цьому зменшуються потужність і КПД.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Лебедев О. Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов : Учебник для вузов / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашников. — М. : Транспорт, 1990. — 219 с.
2. Беляев И. Г. Эксплуатация судовых утилизационных установок / И. Г. Беляев. — М. : Транспорт, 1987. — 175 с.
3. Конюков В. Л. Оптимизационные исследования утилизационного котла малого промыслового судна / В. Л. Конюков, Е. В. Богатырева // Рыбное хазяйство Украины. – 2011. – №5 (76). – С. 33-36.
4. Гаврилов В. С. Техническая эксплуатация судових дизельных установок : Учебное пособие для вузов / В. С. Гаврилов, С. В. Камкин, В. П. Шмелев. — М. : Транспорт, 1985. — 288 с..
5. Д.А. Портнов. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Москва – 1963. 634 с.

УДК 629.12–8:621.438

Єришев Н.О., кер.доц. Аболєшкін С.Є.
Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення ефективності роботи підшипників ковзання суднових середьообертових дизелів

Система мащення суднових дизелів є одним з основних елементів СЕУ, що забезпечують працездатність кривошипно-шатунного механізму. Основним функціональним призначенням системи мащення є забезпечення необхідного режиму роботи підшипників ковзання в широкому діапазоні навантажень дизеля при різному технічному стані його елементів.

Технічний стан підшипників ковзання визначає експлуатаційні витрати на обслуговування дизеля й судна, тривалість і обсяг технічного обслуговування і ремонту. Тому розробка більш досконалого, надійного й ефективного методу мащення дизеля є актуальною.

Дотепер у вузлах тертя ГД переважало граничне, напівсухе, напіврідинне тертя, при якому неминуче зношування робочих поверхонь, особливо при динамічному характері навантажень ГД.

Переведення навантажених вузлів тертя елементів ГД на рідинне мащення веде до різкого зниження тертя і, як наслідок, до зменшення зношування, тобто до збільшення терміну служби. У даний час в основних навантажених вузлах тертя ГД на рідинне змащення переведено упорні підшипники ковзання, інші вузли працюють у режимі напівсухого, напіврідинного тертя.

Несуча здатність вузлів тертя визначається такими факторами: питомий тиск на площу контакту, мінімальна товщина масляної плівки між виступаючими гребінцями шорсткуватих поверхонь тертьових деталей, в'язкість масла, а також залежить від форми вхідних поверхонь, що утворюють мастильний зазор. Навантаження на робочі поверхні тертя мають динамічний характер, що приводить до зменшення масляного шару і, як наслідок, виходу з ладу вузлів тертя. Тому необхідні нові способи підвищення навантажувальної здатності вузлів, зокрема віддалення однієї поверхні від іншої, що збільшує товщину масляної плівки.

Виходячи з класифікації видів мащення, можна сказати, що для вузлів тертя ГД бажано застосовувати рідинне мащення, зокрема, гідродинамічне. Гідродинамічне мащення виникає при існуванні гідродинамічної піднімальної сили, що відриває одну поверхню від іншої, розділяючи їх масляним шаром товщиною h. Виникнення гідродинамічної піднімальної сили можливо при наявності масляного клина між поверхнями, тобто при існуванні кута нахилу в одній з тертьових поверхонь. В окремо взятих паралельних тертьових поверхнях гідродинамічна піднімальна сила практично не виникає. Отже, для одержання гідродинамічної піднімальної сили необхідно на частині тертьових поверхонь створити кут нахилу. У вузлах тертя ГД раніше використовувалися дві схеми розташування тертьових поверхонь:

1) Паралельне розташування (еквідистантне), коли кожна точка однієї поверхні розташовується від найближчої точки іншої поверхні на однаковій відстані. Гідродинамічна піднімальна сила, викликана невеликим падінням тиску між початком і кінцем контактної поверхні, буде дуже малою і не здатною відірвати одну поверхню від іншої. Такі конструктивні схеми відносного розташування поверхонь використовуються в більшості вузлів тертя елементів СЕУ.

2) Похиле розташування, коли поверхня 1 має кут нахилу відносно поверхні 2 (рис. 1).

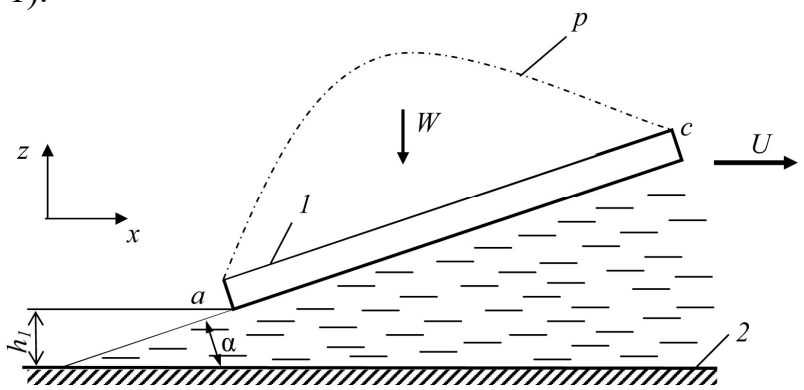


Рис. 1 Схема розташування гладких похилих поверхонь при наявності змащення
U – швидкість пересування поверхні; h_1 – мінімальний масляний зазор; α – кут нахилу поверхні першої деталі до поверхні другої; *p* – тиск; *W* – навантажувальна здатність; *a* – точка виходу масла з мастильного зазору; *c* – точка входу масла в мастильний зазор.

Навантажувальна здатність таких поверхонь при рідинному терті визначається розрахунком і залежить від багатьох факторів, зокрема, від кута нахилу, в'язкості масла, залежності в'язкості від тиску, від координат точок (a, c) і т.д. При перевищенні гідродинамічної розрахункової сили величини навантаження, деталь 1 відривається від деталі 2. Виникає мінімальний масляний зазор h1.

Схема з похилим розташуванням тертьових поверхонь припускає наявність гідродинамічного режиму мащення, має явні переваги перед схемою з паралельним розташуванням. Однак недоліки, властивій цій схемі, не дають можливості повністю реалізувати в основних вузлах тертя СЕУ рідинний режим мащення.

Недоліки схеми з похилими поверхнями (зазорами, що звужуються) усунуто в схемі з похило-еквідистантними поверхнями (ПЕП). Ця схема (рис. 2) є поєднанням похилої поверхні та еквідистантної саме в запропонованій послідовності в напрямку руху масла. У ПЕП розрахункова гідродинамічна піднімальна сила виникає і в похилій, і в еквідистантній поверхнях, що не спостерігається у схемах.

Застосування ПЕП дозволяє вузлу надійно працювати відразу після монтажу, без експлуатаційного приробляння, що може бути від декількох годин до декількох місяців, а іноді може привести до аварійної ситуації. Еквідистантна поверхня є буфером при динамічних навантаженнях.

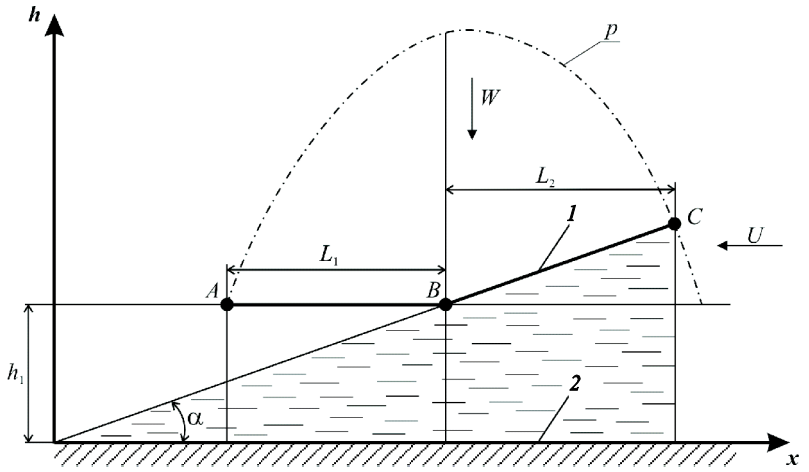


Рис. 2 Схема розташування похило-еквідистантних поверхонь

1, *2* – поверхні першої й другої деталей; L_1, L_2 – довжини еквідистантної та похилої поверхонь відповідно; α - кут між похилою поверхнею першої деталі й поверхнею другої; *U* – швидкість пересування деталі *2* відносно деталі *1*; h_1 – мінімальний масляний зазор; *p* – тиск; *W* – навантажувальна здатність; *h* – поточна товщина мастильного шару; *x* – поточна абсциса

На рис.3 зображена конструктивна схема й епюра тиску підшипників ковзання. На внутрішній поверхні вкладиша пропонується виконати ПЕП поверхні. Технологія виготовлення поверхонь залежить від багатьох факторів: розмірів, товщини , матеріалу вкладиша, устаткування підприємства тощо. Такі поверхні можна виконати пришабровуванням по калібру, протягуванням, розточуванням та іншими методами.

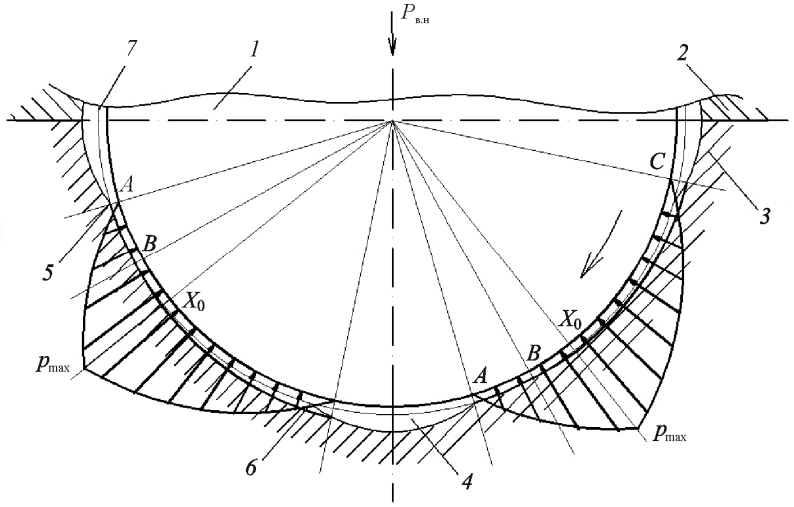


Рис. 3. Конструктивна схема й епюри тиску рамових і мотилевих підшипників колінчатого вала 1 – вал; 2 – вкладиш нижній; 3 – вкладиш верхній; 4 – поверхня холодильника вкладишів; 5 – еквідистантна поверхня вкладиша (*A, B*); 6 – похила поверхня вкладиша (*B, C*); 7 – внутрішня поверхня вкладиша до обробки; $Рв._н$ – зовнішнє навантаження

Виконують дві зони підтримки в нижньому вкладиші й дві зони підтримки у верхньому вкладиші. Розташування зон підтримки центрує цапфу по осі вкладиша. Розташування зон підтримки може бути різним залежно від розмірів вала, величини зовнішнього навантаження, довжини вкладиша.

Створення ПЕП у вузлах тертя ГД призначено для поліпшення працездатності вузла, тобто переведення вузла в режим рідинного тертя.

Втрати на тертя в рухомих ланках двигуна включають роботу сил тертя як основних деталей механізму «руху» (колінчатий вал, шатун, поршень), так і основних рухомих частин механізмів (розподільний вал, зубчасті передачі тощо). У крейцкопфних двигунах переважна частина втрат на тертя доводиться на вкладиші підшипників, паралелі, поршень. Втрати на привод, що входять до складу механічних втрат, у двотактних двигунах становлять 1,5%, насосні втрати теж становлять 1,5%, вентиляційними втратами звичайно зневажають. Таким чином, можна припустити, що застосування ПЕП у вкладишах підшипників, опорних підшипниках валопроводу, головних підшипниках, рамових і мотилевих підшипниках веде до зменшення втрат на тертя у вузлах близько 4%, а отже до збільшення механічного ККД близько 4% відповідно, тому що ККД вузла тертя із застосуванням ПЕП за теоретичними і експериментальними даними становить близько 98%, а механічний ККД існуючих середньообертових двигунів становить приблизно від 92 до 94%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Корнилов Э.В., Голофастов Э.И. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (конструкция, эксплуатация). – Одесса, 2007. – 296 с.
2. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
3. Ломаковская Т.Ю. К вопросу о применении наклонно-эквидистантных поверхностей в узлах трения элементов СЭУ // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2006. – № 2.(407) с 104–108.
4. Ломаковская Т.Ю. Улучшение условий смазки поверхностей с применением нестандартных форм контакта // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 3 (381). – С. 129–135.
5. Мур Д. Основы и применения триботехники. – М.: Мир, 1978. – 487 с.
6. Перекрестов А.П. Способы повышения работоспособности подшипников скольжения / А.П. Перекрестов, В.А. Чанчиков // Вестн. АГТУ. Сер. Морская техника и технология. – 2010. – № 1. – С. 147 -152.

УДК 621.436.004

Жойд Г.С., кер.доц.Аболєшкін С.Є.

Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення ефективності систем змащення суднових дизелів

Безвідмовна робота більшості суднових технічних засобів залежить від якості застосовуваних масел, режимів роботи масляних систем.

Відзначається деструктивний вплив води, вологи, твердих включень і на якісні показники масел. У значній мірі від ефективності роботи масляних систем залежить обсяг і вартість ремонту суднових технічних засобів. Необхідність забезпечення безвідмовної роботи масляних систем і підвищення їхньої експлуатаційної ефективності вимагає рішення важливого завдання,

що полягає в розробці методів і приладів безперервного контролю якості масла й методів його долива.

Анализ смазочных систем СДВС выявил многообразие применяемых в них способов очистки масла.

У той же час саме маслоочисники впливають як на формування функції розподілу часток зношування в моторному маслі мастильної системи дизеля, так і на кінцеве значення концентрації продуктів зношування в ньому.

Значний вплив на працездатність деталей ЦПГ крейцкопфних дизелів виявляють параметри застосовуваного циліндрового масла

Необхідна розробка моделі, по якій можна було б визначити оптимальні параметри циліндрового масла для досягнення найбільшого технико-економічного ефекту.

Виконана статистична ідентифікація технічного стану деталей ЦПГ по змісту продуктів зношування у відпрацьованому циліндром маслі (ВЦМ) дозволяє перейти до розв'язку практичних завдань забезпечення безпечної й ефективної експлуатації суднових дизелів, ґрунтуючись на даних трибомоніторингу.

На рис.1 наведені дані трибомоніторингу для різних крейцкопфных дизелів.

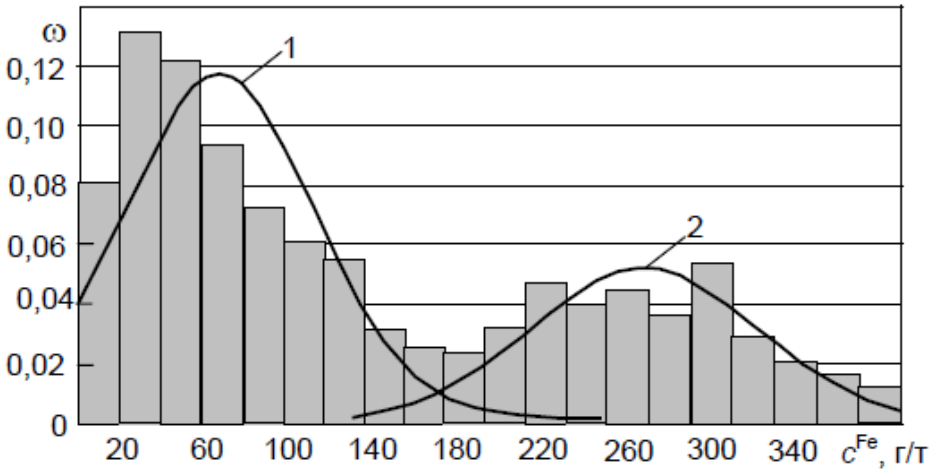


Рис. 1 Гистограма розподілу концентрації *Fe* у пробах ВЦМ крейцкопфних дизелів і їх апроксимація нормальним законом розподілу: 1 – справне ТС; 2 – несправне ТС

Виконані дослідження дозволяють зробити вивід про те, що прогнозування залишкового ресурсу деталей ЦПГ на підставі трибо моніторингу ВЦМ не представляється можливим, тому що протягом усього періоду, що встановився зношування тріад тертя кореляційний взаємозв'язок між змістом продуктів зношування у ВЦМ і наробітком деталей відсутній. Однак при досягненні зазорів у парах тертя, близьких до граничних, кореляційний зв'язок між змістом продуктів зношування у відпрацьованому циліндровому маслі і наробітком деталей різко зростає, що дозволяє однозначно розпізнати технічний стан деталей ЦПГ.

Актуальні питання впливу режимів долива на ефективність експлуатації суднових дизелів. Так, при досягненні маслом певного рівня наробітку до-

датковий доливи не тільки реально не поліпшують фізико-хімічні показники масла, але й сприяють посиленню процесу зношування деталей двигуна.

Компенсація природнього збитку масла (витрата на вигар, протечки і т.д.) із системи змащення дизеля здійснюється при цьому численними залповими доливами свіжого масла. Однак змішання свіжого й працюючого масла може привести до порушення стійкості дисперсної фази забруднень і викликати не тільки зниження терміну служби моторного масла, але й збільшення грязьового навантаження на фільтруючі елементи маслоочистителей, інтенсивне нагаро- і лакоутвір, збільшення швидкості зношування підшипників і деталей ЦПГ.

Аналіз отриманих даних підтверджує результати раніше проведених досліджень про неоднозначний вплив долива на дисперсність продуктів забруднення моторного масла.

Розроблена методика вибору раціонального режиму, що базується на отриманих розрахункових залежностях і моделях. Її основу становить номограма (рис. 2).

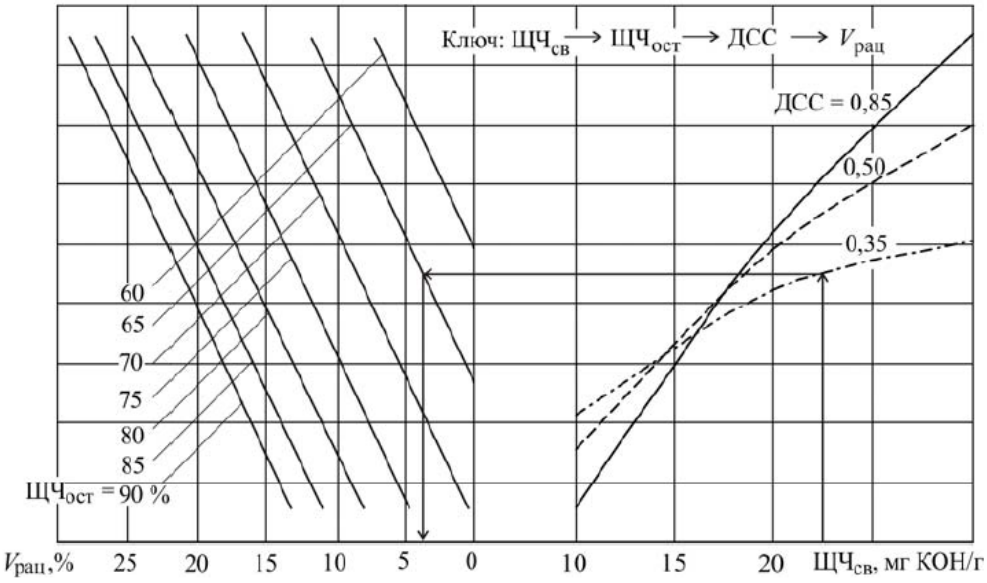


Рис. 2 Номограма визначення раціонального режиму долива

Використовуючи лабораторні методи експрес-аналізу, необхідно оцінити стан моторного масла і за допомогою номограми визначити раціональний обсяг порції, що доливається, свіжого масла, не здатний порушити стійкість дисперсної фази забруднень і викликати негативний вплив на технічний стан дизеля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Надежкин, А.В. Подходы и критерии для обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации судовых крейцкопфных дизелей по параметрам отработанного цилиндрового масла / А.В. Надежкин, В.Н. Даничкин, А.В. Безвербный // Судостроение. – 2011. – № 2. – С. 30–33.

2. Надежкин, А.В. Оптимизация режимов сепарирования моторного масла в судовых дизелях методами вариационного исчисления / Г.П. Кича, А.В. Надежкин, Н.К. Пак // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 1. – С. 112–116.
3. Кича Г.П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях. – Владивосток: Мор. гос. ун-т., 2011. – 372 с.
4. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. – СПб.: Моркнига, 2007. – 135 с.
5. Захаров Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. – М.: Транслит, 2009. – 256 с.

УДК 621.165226

Щербаков К.А., кер.доц. Аболєшкін С.Є.
Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення ефективності утилізації тепла суднової енергетичної установки

В настоящее время біля 50 % теплової енергії, що виділяється при згорянні палива, сьогодні перетворюється на корисну роботу, що забезпечує рух судна. Порядку 50 % відпрацьованого тепла являє додатковий ресурс енергії, який теоретично можна використовувати на судні для виробництва пари й електроенергії, необхідних для обігріву й роботи допоміжного устаткування.

Найбільш ємною й привабливою залишається теплова енергія, що міститься у відпрацьованих газах.

Завдяки простоті й низьким капітальним витратам більшість суднових утилізаційних котельних установок працюють на насиченій парі з тиском не вище 7 бар, що використовується для нагрівання приміщень, підігріву важкого палива в танках запасу й видаткових цистернах, перед паливними й масляними сепараторами та для інших технічних завдань.

Оостаннім часом дизелебудівні фірми створили значну кількість варіантів використання цього тепла не лише на суднові потреби, але й для виробітку механічної енергії.

Схема глибокої утилізації теплоти випускних газів наведена на рис. 1.

При наявності контуру утилізації тепла відсоток корисної енергії двигуна для виробітку електроенергії зростає до 5%, що відповідає зростанню ККД на 10 %.

Утилізаційні турбіни сучасних комбінованих енергетичних установок працюють на низькопотенційному теплі, при температурі пари, що не перевищує 300 С. При низькій температурі пари на вході та невисоких параметрах тиску пари (0,6…1,5 мПа) крива її конденсації проходить досить високо, і значна частина ступенів працює на вологій парі.

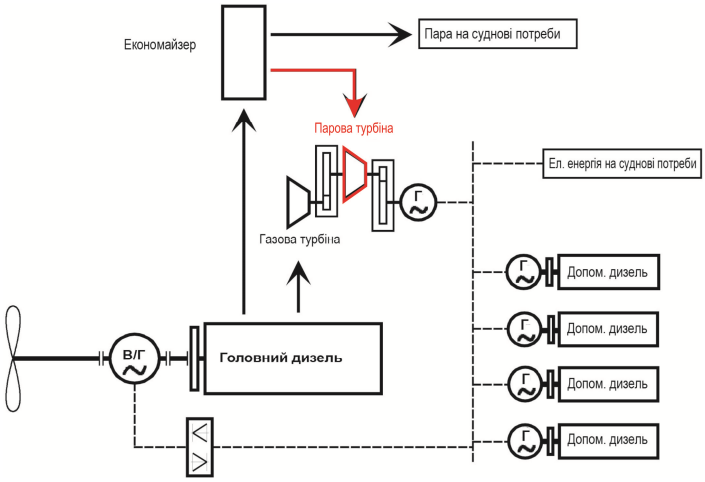


Рис. 1 Схема утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки сучасного контейнеровозу

Дослідження показали, що при роботі на вологій парі економічність турбіни знижується. Це пояснюється наступними причинами:

- збільшенням втрат енергії в решітках;
- втратами енергії на розгін вологи в зазорі у зв'язку з меншою швидкістю вологи, особливо великодисперсної, і тертям між парою і рідкою фазою;
- ударною, гальмівною дією часток рідини, що потрапляють на робочі лопатки;
- додатковими втратами в робочих решітках, що обертаються.

З точки зору ефективності розглянутої в роботі турбіни найкращим режимом є робочий режим при p_0 =1 МПа. Однак слід зважати на те, що при вологості близькою до 12% (яка є критичною) сильно збільшується ерозійне зношування, що знижує надійність турбіни, і скорочує її середній наробіток на відмову, тому в разі потреби забезпечити підвищений ресурс або більш високу надійність турбіни бажано переходити на нижчі параметри пари, з початковим тиском p_0 =0,6…0,7 МПа.

На рис. 2 показано криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну. Горизонтальна лінія, яка проведена на рівні 12% вологості, визначає область недопустимих режимів роботи. Вертикальна лінія, яка проведена на рівні 12% вологості показує найбільш ефективний режим роботи, не зважаючи на те, що остання ступінь працює при вологості близькій до критичної. Прямокутником виділена зона недопустимих режимів роботи турбіни.

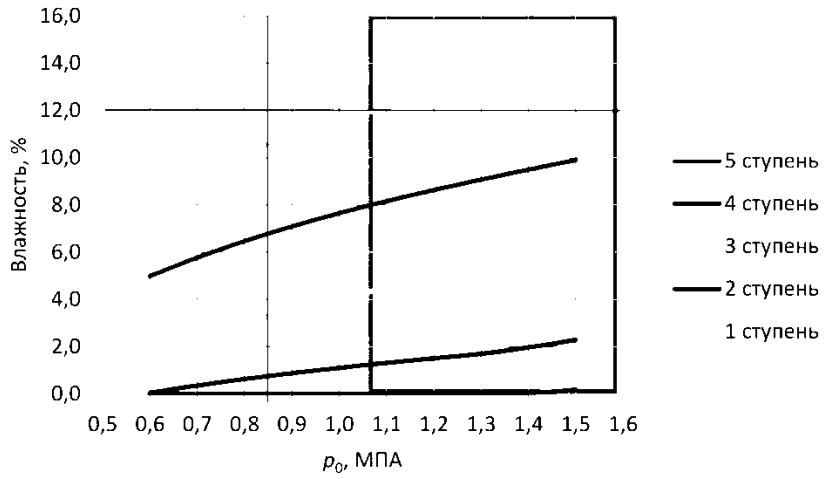


Рис. 2 Криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну

На рис. 3 наведено залежність відносного ККД турбіни від початкового тиску пари. Видно, що максимальний ККД відповідає тиску близько 0,85 МПа.

Таким чином, найбільш прийнятний режим роботи відповідає тиску пари 0,6…0,7 МПа, при якому зниження відносного ККД не перевищує 0,5%. В той же час істотно збільшується довговічність турбіни. Аналогічно попереднім таблиці й рисунку зазначено недопустимі параметри роботи, зеленою заливкою — найбільш сприятливі.

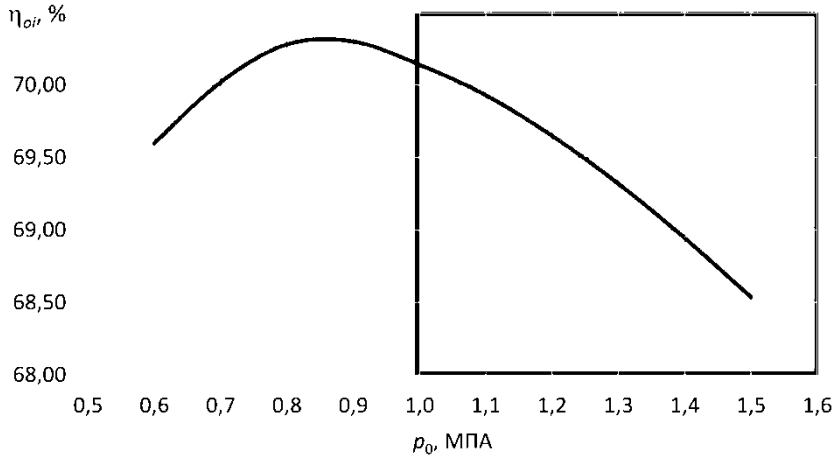


Рис. 3 Залежність внутрішнього відносного ККД турбіни від початкового тиску пари

Результати проведеного аналізу впливу початкового тиску пара в останніх щаблях вологопарових суднових турбін дозволяють уникнути несприятливих (з точки зору кінцевої вологості) режимів роботи і тим самим підвищити їх економічність і ерозійну надійність. Найбільш економічний режим роботи для утилізаційних парових турбін, що використовують низькопотенційне тепло відпрацьованих газів, тобто працюють на вологій парі зі значним ступенем вологості є режим з тиском пари на вході в турбіну близько 0,7 МПа. Збільшення тиску веде до істотного підвищення вологості і зниження ККД через вологість пари. Зниження тиску менше 0,6 МПа істотно

позначається на ККД турбіни, до того ж швидко зменшується наявний теплоперепад, що робить застосування утилізаційної турбіни недоцільним.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Филиппов Г.А., Парова О.А., Пряхин В.В. Исследования и расчет турбин влажного пара. М.: Энергия, 1993. 212 с.
2. Аболєшкін С.Є., Гарагуля Б.А. Оптимізація робочих параметрів суднової утилізаційної парової турбіни // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2019. - № 38. – С. 5-14.
3. Левеннберг В.Д. Судовые малорасходные турбины. Л.: Судостроение. 1986. 183 с.

УДК 621.436

Бажінов В.Р., кер. доц. Черниш І.І.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи систем паливоподачі середньообертових дизелів

Введення. За останній час, завдяки значному удосконаленню технології, електроніки ведучі дизелебудівні фірми добилися значного підвищення рівня форсування двигунів та їх економічності. Ступінь наддуву в двотактних МОД збільшилась до 3,5 – 4,0, що дозволило підняти середній ефективний тиск до 1,7 – 1,9 МПА, а найбільший тиск згоряння до 15 МПА. В чотиритактних двигунах середній ефективний тиск збільшився з 1,5 – до 2,9 МПА, найбільший тиск згоряння досягнув 15 –19 МПА.

Ці досягнення відбулися завдяки дослідно-випробувальним роботам по удосконаленню робочого процесу. Перш за все, були внесені зміни в організацію і управління процесом упорскування палива. Здійснено перехід на акумуляторні системи паливоподачі, впроваджено електронне управління фазами і тривалістю подачі. Найбільший тиск упорскування підвищено до 150 – 190 МПА, що значно покращило сумішоутворення і згоряння палива.

Відмічені зміни внесли корективи в теоретичні основи організації робочого процесу.

Двоступінчате упорскування палива в дизелях

Ряд фірм: Катерпіллар, МАН – Б і В, Вяртсіля, запропонували двоступінчасте упорскування палива, суть якого полягає в подачі невеликої порції палива, перед основною подачею. Це обумовлюється незадовільним займанням важких палив і тривалим періодом затримки займання, в процесі якого паливо накопичується в циліндрі і тільки потім займається. Одночасне займання і згоряння значної маси палива супроводжується швидким згорянням і жорсткою роботою двигуна.

Наявність попереднього упорскування створює умови для більш повного і м’якого згоряння, так як основна подача відбувається в момент, коли в цилі-

ндрі з’явилось полум’я від спаленої попередньо поданої порції палива. Тому займання основної маси палива відбувається практично миттєво і процес згоряння проходить зі значно меншими швидкостями, що знижує жорсткість роботи двигуна.

На рис.1 наведена схема розташування камера згоряння з додатковою і основною форсункою для передчасного і основного упорскування палива, а на рис.2 ПНВТ, який забезпечує подачу палива до передчасної (додаткової) і основної форсунок. Це один з двох засобів двоступінчастого упорскування, який запропонувала фірма Вяртсіля, коли попереднє упорскування відбувається від стандартного ПНВТ, в якому встановлено додатковий нагнітальний клапан з більш слабкою пружиною, який відкривається першим на початку нагнітального ходу плунжера. Від цього клапана паливо подається до допоміжної форсунки попереднього упорскування. При зростанні тиску відкривається основний нагнітальний клапан і паливо поступає на основну форсунку.

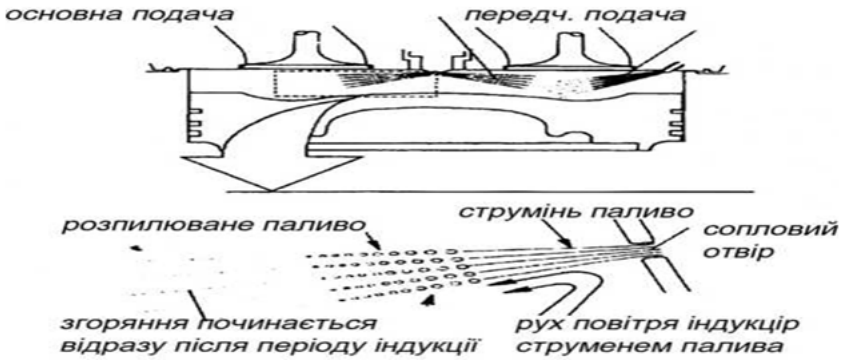


Рис.1 – Камера згоряння з додатковою і основною форсунками для упорскування палива.

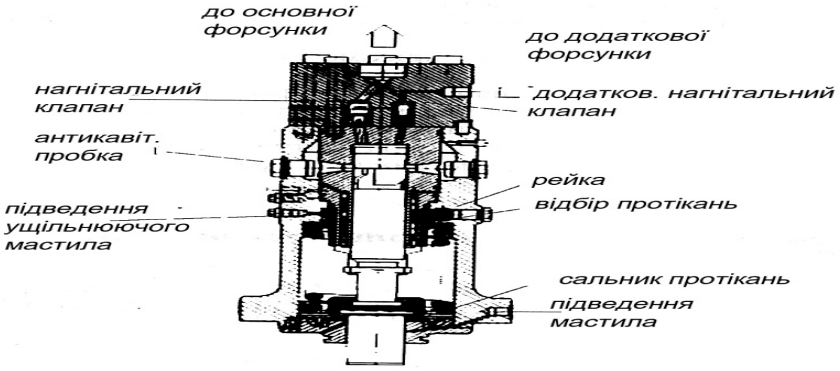


Рис.2 – Паливний насос високого тиску, який забезпечує роботу додаткової і основної форсунок

Фірма Bosch запропонувала двоступінчате упорскування палива – двоплунжерною (двоступінчатою) форсункою, де перша ступінь упорскування відбувається при тиску 20 МПа. Кількість впорскнутого палива при цьому обмежується ходом голки форсунки (0,06мм) та пружністю першої пружини рис.3. Коли тиск зростає до 30МПа, подолається сила опору другої пружини і голка повністю відкриє подачу палива.

Мала кількість палива на початку займання забезпечує плавне наростання тиску в камері стиснення, що сприяє більш м'якому процесу згоряння і меншій жорсткості роботи двигуна.

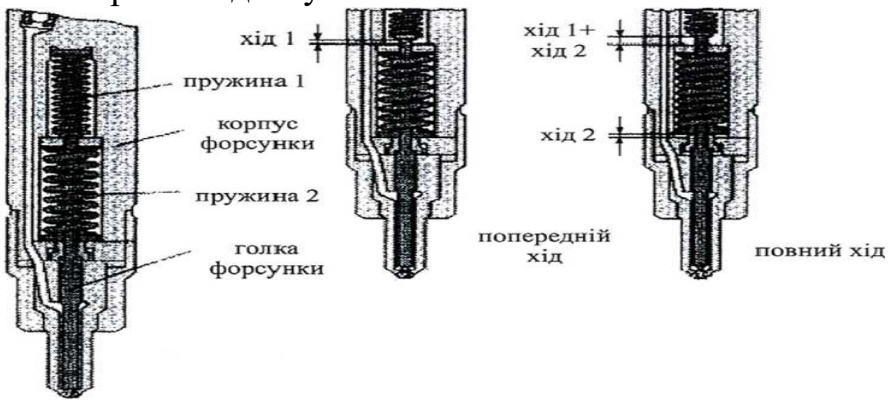


Рис. 3 – Робота двоступінчатої форсунки

Електронне управління подачі палива.

Широке застосування знаходить мікропроцесорна техніка з програмним забезпеченням для управління двигуном і процесами паливоподачі, зокрема форсунки з електронним управлінням наведеної на рис.4.

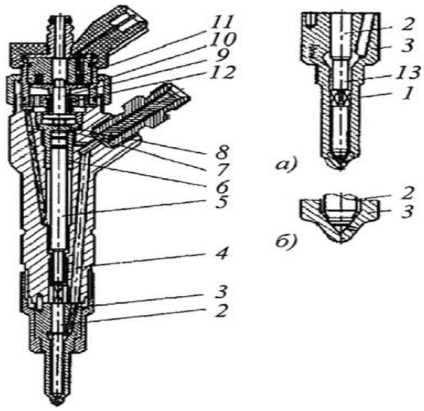


Рис.4 – Форсунка з електронним керуванням
а – розпилювач ; *б* – запірний конус;
1–хрестоподібна направляюча; 2–голка; 3–розпилювач; 4–пружина запирання голки; 5 – мультиплікатор запирання; 6 – втулка мультиплікатора; 7 – жиклер камери гідрозапирання: 8 – шариковий керуючий клапан; 9 – шток: 10 – якір; 11 – котушка електромагніта; 12 – пружина клапана; 13 – вуглецеве покриття

Насос-форсунка з механічним приводом і електронним керуванням

Система електронного управління і насос-форсунка оптимізували фази подачі шляхом впровадженням в їх конструкцію керованого клапану 7, який в свою чергу, управляється мікропроцесором соленоїда 9.

Робота насос-форсунка з механічним приводом і електронним керуванням наведена на (рис.5, А). Плунжер знаходиться у верхньому положенні і через отвір 4 підплунжерний простір заповнюється паливом, яке надходить від паливопідкачуючого насоса під тиском 0,4 МПа. Керований клапан 7 знаходиться внизу, і підплунжерний простір через канал 5 та зазор під клапаном 7 сполучається з атмосферою. Тому незважаючи на рух плунжера вниз, стиснення палива під ним не відбувається – іде перепуск. Коли мікроп-

роцесор подасть електричний струм на соленоїд, його сердечник втягується і підіймає керований клапан до посадки його на сідло. Перепуск палива закінчується, тиск під плунжером в каналі 3 і під голкою 1 розпилювача 2 зростає, і починається упорскування палива в циліндр (рис.5, В).

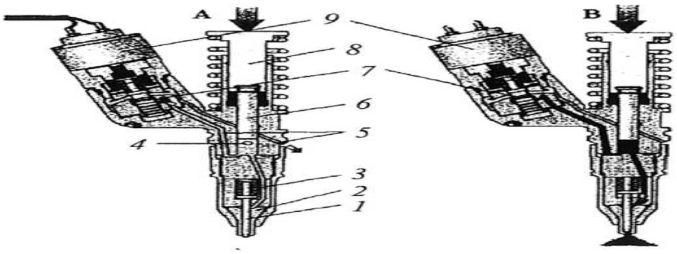


Рис.5 – Насос - форсунка з механічним приводом і електронним керуванням

Закінчення подачі палива відбувається після припинення надходження струму на соленоїд, керований клапан 7 під дією пружини підніметься, і порожнина нагнітання з'єднається з клапаном відсічки 5. Подача палива закінчиться. Наявність мікропроцесора відкриває можливість оптимізувати фази подачі палива на всьому діапазоні навантажень та обертів за допомогою спеціальних програм,що вводяться в мікропроцесор.

Новою є також заміна механічного приводу ПНВТ на гідравлічний. Це дозволило підтримувати тиск упорскування палива постійним і незалежним від частоти обертання двигуна. На рис.6 наведена схема системи гідравлічного приводу насос-форсунок. Її особливість – наявність мастильного колектора високого тиску, з якого мастило під тиском 10–30 МПа подається до насос-форсунки з плунжером-мультиплікатором. Управління подачею мастила здійснюється клапаном з електромагнітним приводом. Плунжер мультиплікатора приводить в рух плунжер насос-форсунки, відношенням площин поперечного перерізу цих плунжерів визначається тиск упорскування палива в циліндр. Завдяки такій схемі тиск упорскування досягає 200 МПа і більше.

Управління фазами подачі палива відбувається блоком електронного управління (БЕУ), на який поступають сигнали від встановлених на двигунах датчиків обертів колінчастого вала і положення мертвих точок, тиску наддуву, тиску упорскування палива, тиску і температури мастила та ін. Тиск наддуву враховується при визначенні порції упорскнутого палива.

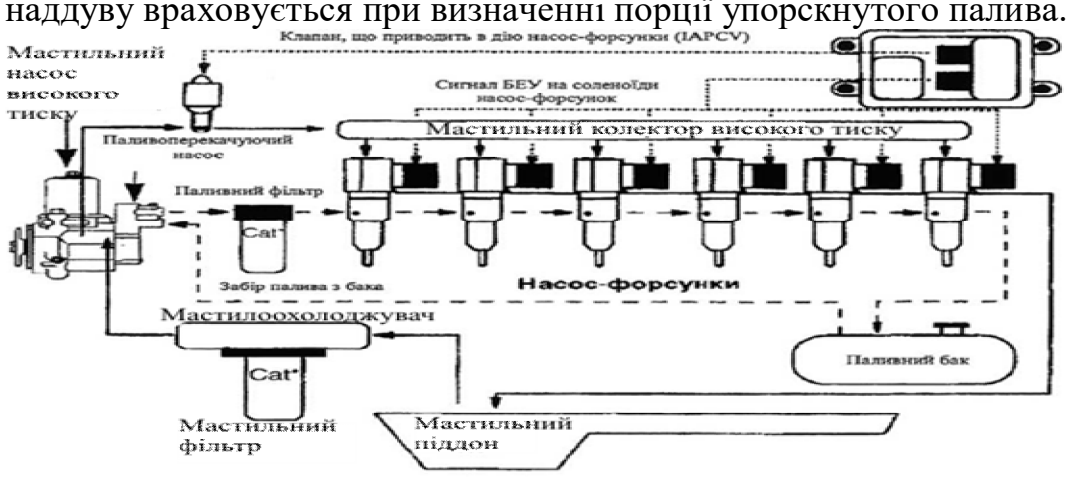


Рис.6 – Схема системи гідравлічного приводу насос-форсунок

Система електронного управління двигунами

Новим напрямком в удосконаленні СДВЗ, яка дозволяє автоматизувати процеси управління та контролю за роботою двигунів, підвищення їх економічності і надійності, досягнення більш чистих випускних газів, є переведення двигунів на електронне управління. Сучасна система електронного управління, крім моніторингу параметрів основних систем двигуна включає процесори з програмним забезпеченням, які здійснюють рішення широкого спектра задач з управління двигуном. Фірма Катерпіллар першою освоїла промисловий випуск дизелів з електронним управлінням.

В області електронного управління двигунами здійснили фірми МАН – Б і В, Вяртсіля на двотактних МОД типу МС-Е, RT-flex і чотиритактних.

Більшість двигунів фірма Катерпіллар виготовляє з електронним управлінням, а собівартість їх залишається відповідною двигунам з механічними системами управління.

Мікропроцесор встановлений на двигуні виконує наступні функції:

– електронного регулятора швидкості, що підтримує швидкісний та навантажувальний режими;
– управління подачею палива у відповідності заданого режиму;
– фіксування і моніторингу основних параметрів двигуна та обслуговуючих його систем;
– спрацювання аварійно-попереджувальної сигналізації при виході параметрів за межі допустимих значень та зниження обертів вала двигуна, або його зупинка при перевищенні допустимих цих значень;
– фіксування в пам’яті процесора всіх порушень в роботі двигуна і в незалежності від строку давності видачі їх на екран підключеного до процесору комп’ютера;
– за допомогою комп’ютера та закладеної в нього програми за відомими кодами здійснювання діагностики двигуна.

Реалізація перерахованих функцій суттєво підвищує рівень контролю і тактичної експлуатації, збільшує ресурс двигуна.

Оптимізація механізмів подачі палива вирішується програмою закладеною в електронний блок і яка отримує сигнали від датчиків частоти обертання, ПН паливного насоса, тиску наддуву, температури палива. У відповідності з величиною перерахованих сигналів програма обчислює оптимальні значення для даного режиму початку та кінця подачі палива та подає струм на соленоїди насос-форсунок.

На рис.7 наведена схема електронної системи управління двигуном фірми Катерпіллар, в якому використовується насос-форсунка з механічним приводом від розподільного валу та з електронним управлінням подачею палива. Положення ВМТ та частота обертання визначаються індуктивним датчиком від спеціальної шестерні, яка встановлена на колінчатому валу з двома мікропроцесорами.

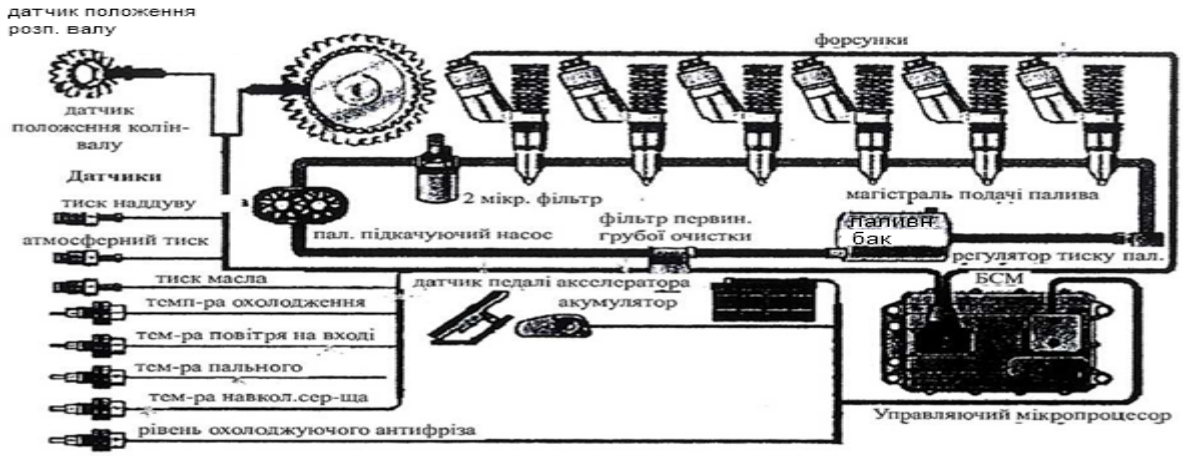


Рис.7 – Схема системи електронного управління фірми Катерпіллар

ВИСНОВОК

Камера згоряння з додатковою і основною форсунками для упорскування палива дає можливість значно знизити жорсткість роботи двигуна.

Електронне управління подачі палива покращує робочій процес, знижує питому витрату палива.

Заміна механічного приводу ПНВТ на гідравлічний дозволяє підтримувати тиск упорскування палива постійним і незалежним від частоти обертання вала двигуна.

Система електронного управління дозволяє автоматизувати процеси управління та контролю за роботою двигунів, підвищити їх економічність, надійність, досягнути більш чистих випускних газів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судових дизелй. Учебник –. М.: Транспорт, 1990. – 338 с.
2. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. Учебное пособие. – СПб. 2003. – 136с.
3. Наливайко В.С., Тимошевський Б.Г., Ткаченко С.Г . Суднові двигуни внутрішнього згоряння . Підручник – Миколаїв: Торубара, 2015. – 331с.
4. І.І.Черниш, С.А. Кор'янський, Є.М. Оженко Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції,експлуатації та автоматизованого управління. Навчальний посібник – Одеса: НУ «Одеська морська академія», 2019. – 216с.

УДК 621.431.7.016-22

Костюков А.С., кер.доц.Черниш І.І.
Національний університет "Одеська морська академія"

Теплонапруженність деталей суднових дизелів

У доповіді йде мова про теплонапруженність ДВЗ(двигун внутрішнього згорання), як фактор, що впливає на ряд технічних показників при його екс-

плуатації, з метою виявити методи зниження теплової напруги для забезпечення ефективного, надійного і безпечного функціонування суднової енергетичної установки в цілому, а також мінімізувати витрати судноплавних компаній на ремонт, відновлення і заміну деталей. Сучасні тенденції в розвитку дизелів характеризуються прагненням до форсування робочого процесу, що забезпечує отримання високих питомих масогабаритних показників, і до досягнення високої економічності та надійності. Створення форсованих дизелів, підвищення потужності й економічності яких досягається головним чином за допомогою наддуву, значно ускладнюється зростанням теплового навантаження найбільш відповідальних деталей циліндропоршневої групи. Це пов'язано з тим, що підвищення тиску наддуву (з відповідним збільшенням подачі палива), викликаючи зростання тиску газів протягом робочого циклу, інтенсифікує тепловідачу від газу до стінок робочого циліндра, внаслідок цього збільшується кількість теплоти, переданої від газу до стінки, і стає важким для відведення цього тепла в систему охолодження. При цьому температура стінок зростає і баланс тепла встановлюється при більш високій температурі. В таблиці 1 можна побачити на скільки змінюється кількість тепла, що залишається з випускними газами, в залежності від конструкції ДВЗ.

Таблиця 1. Тепловий баланс ДВЗ при повному навантаженні

Складові теплового балансу	Кількість теплоти для ДВЗ, %	
	Без наддува	З наддувом
Теплота, еквівалентна ефективній роботі	30-40	40-47
Теплота, яка втрачається в охолоджуючу рідину	20-30	10-20
Теплота, яка втрачається з випускними газами	25-40	30-50
Залишковий член балансу	1-8	1-8

Тепловий стан деталей циліндропоршневої групи є одним з основних факторів, що визначають працездатність дизеля і його експлуатаційну надійність. Міцність деталей циліндропоршневої групи дизеля в великий мірі залежить від рівня температур в стінках цих деталей і температурних градієнтів, які обумовлюють величину термічних напружень. Слід врахувати, що величина термічних напруг, наприклад в поршні, в 2-3 рази більше напруг, що викликаються механічним навантаженням. При високій температурі стінок в маслі відбувається швидке утворення смол, асфальтенів та інших важких сполук, що може викликати заїдання кілець і, як наслідок, задир поршнів. Навіть тонкий шар лакових відкладень на внутрішніх поверхнях поршнів, охолоджуваних маслом, різко погіршує тепловіддачу від поршнів і призводить до перегріву, так як термічний опір лаковоих відкладень приблизно в 100 разів більше, ніж, наприклад, чавуну. Теплові втрати в систему охолодження великим чином впливають на індикаторний КПД дизеля, вони визначають поверхню холодильників, отже, їх масу і розміри, а також потужність вентиляторів і насосів охолоджуючої рідини [1]. Рівень теплової напруженості в значній мірі визначає моторесурс двигуна. Для суднового малооборотного дизеля з діаметром циліндра 500 мм нормальним вважається знос втулок зі швидкістю 0,1-0,2 мм за 1000 годин і ущільнювального порш-

невого кільця - 1 мм за 1000 год. В період активного введення в експлуатацію малооборотпих дизелів з газо-турбінним наддувом спостерігалися випадки інтенсивних зносів, що досягали швидкостей у втулок до 4-6 мм за 1000 годин. У кілець 10 мм за 1000 годин інтенсивний знос (зі швидкістю більшою 0,3 мм за 1000 годин) особливо часто спостерігався у двигунах фірми MAN B&W 50VTBF110 та Sulzer 6RD76. За весь період експлуатації цих двигунів було замінено 2591 втулок після 3-6 тис. годин роботи .Частіше за всього найбільшому зносу піддаються верхні пояси втулок в районі поршневих кілець при положенні поршня у в.м.т., проте відзначалися інтенсивні зноси втулок в районі випусних вікон. Виявити початок інтенсивного зносу майже неможливо, тому для кожного конкретного випадку важко назвати початкову причину зносу. За досвідченим даними Балтійського морського пароплавства, серед умов, в яких надмірне зношування втулок розвиваються з більшою або меншою ймовірністю, можна назвати сорт циліндрового масла, особливо при роботі дизеля на важких сортах палива. Інтенсивні зноси завжди супроводжуються утворенням нагару незалежно від сорту циліндрового мастила ,що використовується. При роботі дизеля на важкому паливі з підвищеним вмістом сірки і мінеральному циліндровому маслі неприпустимо щоб зросли знос втулок і загорання вікон. Лабораторні випробування та досвід експлуатації показали, що для зниження ненормального корозійного зносу необхідно значно збільшити лужне число циліндрового масла. Чим вище лужне число, тим активнішим проти сірчаної кислоти буде масло на всій поверхні втулки. Максимальне лужне число обмежується рівнем розчинності присадок в маслі (або воді). В даний час виготовляються масла з лужним числом 75 мг КОН / г. Лабораторними дослідженнями проведеними фірмою Shell на одноциліндровому дизелі Sulzer з діаметром 480 мм, було встановлено, що при вмісті в залишковому паливі сірки до 4 % мінімальне значення лужного числа, при якому знос не виходить за звичайну норму, становить 60 мг КОН / г. Недостатність лужного числа лише частково може бути компенсована збільшенням витрати масла, при цьому великим чином збільшуються загоряння вихлопних і продувних вікон, а в деяких випадках проточних частин турбін. Норми витрати циліндрового масла до сих пір є предметом дискусій, що обумовлюється суперечливістю таких вимог як зниження експлуатаційних витрат, з одного боку, і зменшення зносу втулок - з другої. У складні розрахунки по визначенню оптимальної витрати циліндрового масла необхідно включити, крім цін на масло, вартість втулок, кілець, а також норми і ціни на моточистки[2]. Існуючі критерії теплової напруги дають можливість судити тільки про умовні середні питомі потоки тепла (що відносяться зазвичай по всій охолоджувальної поверхні циліндра).У дійсності ж поняття теплонапруженність деталей двигунів значно ширше і має характеризувати вплив цілого комплексу показників працездатності гарячих деталей: наприклад, особливостей робочого циклу, конструктивного виконання деталей, систем охолодження, умов експлуатації, величини й інтенсивності місцевих теплових потоків, найбільших допустимих механічних і темпера-

турних напружень[3]. Середній питомий тепловий потік через одиницю поверхні охолодження можна визначити безпосередньо з даних теплового балансу двигуна, отриманих експериментальним шляхом:

$$(q_{охл})_{ср} = \frac{Q_{охл}}{F_{охл}}$$

де $Q_{охл}$ - кількість тепла переданого в охолоджуючу середу;

$F_{охл}$ – повна робоча поверхність циліндра, яка охолоджується $м^2$.

На $Q_{охл}$ значний вплив має відносна величина поверхності циліндра, що охолоджується

$$f_{охл} = \frac{F_{охл}}{V_s}$$

Зі збільшенням основних розмірів циліндра (D і S) $f_{охл}$ зменшується і, отже, знижується відносна величина тепловіддачі в воду. Експериментальні дослідження показують, що величина місцевих питомих теплових потоків значно відрізняється від $f_{охл.}$ Тобто найбільші місцеві питомі потоки у основних гарячих деталей камери згоряння ДВЗ перевищують середні $(q_{охл})_{ср}$ в 1,5-2,7 рази. Наприклад у дизеля 5ДКРН 74/160 (рис. 1).

Температура зовнішньої (вогневої) сторони поверхні днища поршня збільшується від середини до країв, досягаючи на периферії найбільшого значення - приблизно 400 ° С. Неоднаково прогрівається метал стінок і по товщині. Температура внутрішньої поверхні днища не перевищує 150 ° С. Велика різниця в розподілі температурних полів спостерігається у втулки робочого циліндра. Невипадково обриви втулок або поява тріщини на них в районі камери згоряння - порівняно часті явища в загальній кількості аварій суднових дизелів. Дослідження показують, що теплонапруженість деталей ЦПГ дизеля характеризується не тільки значеннями температурних напружень і температури деталей, але і швидкістю зміни температури і температурних градієнтів в стінках. Найбільшим температурним напруженням деталі циліндра піддаються найчастіше на нестаціонарних режимах теплопередачі, особливо при роботі дизеля на перехідних режимах: при пуску, прискореному введенні в режим повного навантаження і різкій зупинці.

На рисунку 2 показано послідовна зміна температури по товщині стінки за час від пуску двотактного дизеля до виходу на стаціонарний режим теплопередачі. Відразу після пуску відбувається інтенсивний теплообмін між газами і стінкою. Однак охолоджуючої середовищі при цьому передається незначна кількість теплоти, що сприяє швидкому нагріванню стінки з боку газів. Надалі інтенсивність росту температурних градієнтів знижується і температурне поле наближається до свого кінцевого стану. Під час охолодження після зупинки дизеля найбільші значення температурних градієнтів і температурних напружень спостерігаються з боку води (або масла) і також в початковий період процесу охолодження. Зростання температурних градієнтів і напруг в охолоджуваних деталях ЦПГ в ці нестаціонарні періоди теплопередачі є однією з основних причин появи тріщин в них під час експлуатації дизеля. Для забезпечення нормальної і надійної роботи деталей ЦПГ ре-

комендується строго дотримуватися інструкцій з обслуговування суднового дизеля під час пуску, введенні в режим повного навантаження і при зупинці, а також інструкції з підтримки режимів охолодження. З метою виключення виникнення надмірних напружень в охолоджуваних деталях, ДВЗ перед пуском прогрівається гарячою охолоджуючою водою, підігрітою або в системі охолодження дизель-генераторів, або в спеціальних парових підігрівачах.

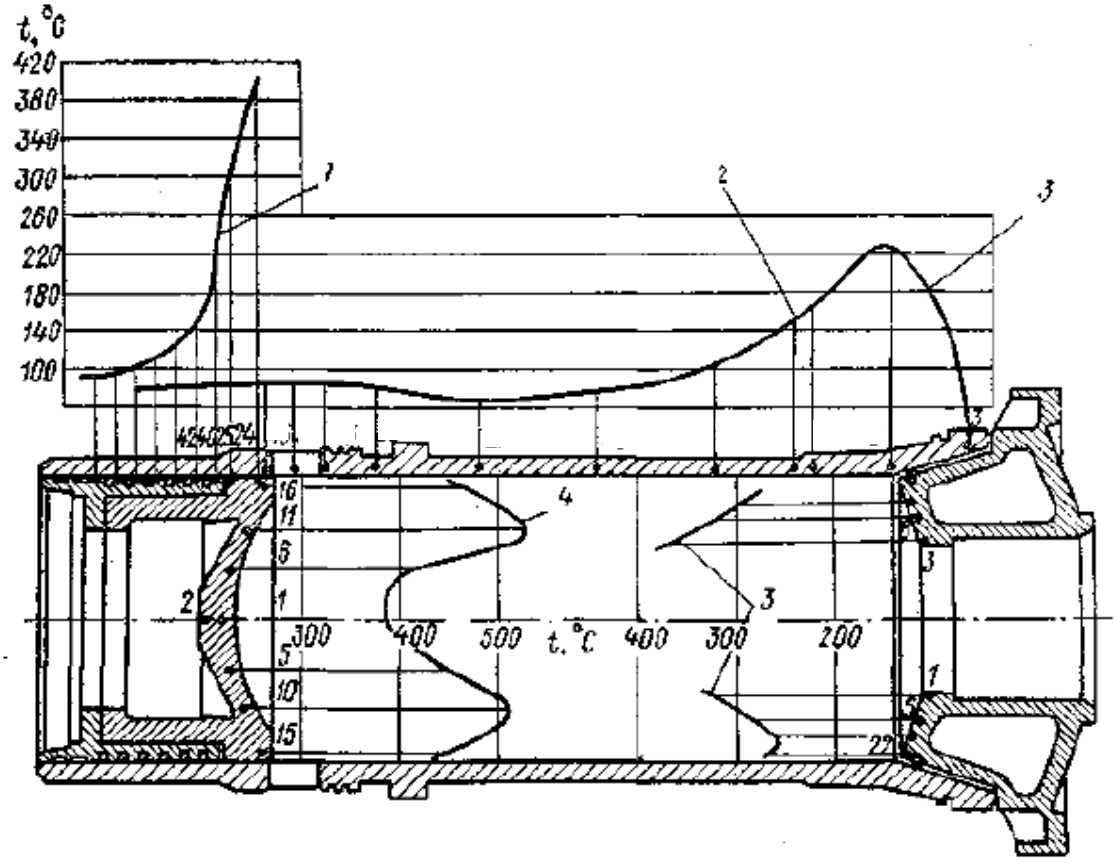


Рис. 1. Криві зміни температури циліндропоршневої групи ДВЗ 5ДКРН 74/160
1 – напрямна поршня ; 2 – втулка циліндра ; 3 – днище кришки ; 4 – днище поршня.

Поступовий прогрів дизеля в процесі введення в режим повного навантаження і поступове зниження навантаження перед зупинкою здійснюють з урахуванням швидкості зміни температурних градієнтів в зонах максимальних температур охолоджуваних деталей. Циклову подачу палива на таких режимах змінюють за спеціальною програмою, рекомендованою заводом-виробником[4].

В охолоджуваних маслом поршнях перегрів внутрішньої (охолоджувальної) поверхні днища призводить до коксування плівки масла, що залишилося і утворення нетеплопровідного шару. Найбільш поширений спосіб оцінки теплонапруженості двигуна - по температурі випускних газів, так як логічно припустити, що чим вище температура продуктів згоряння, тим більше теплова напруженість.

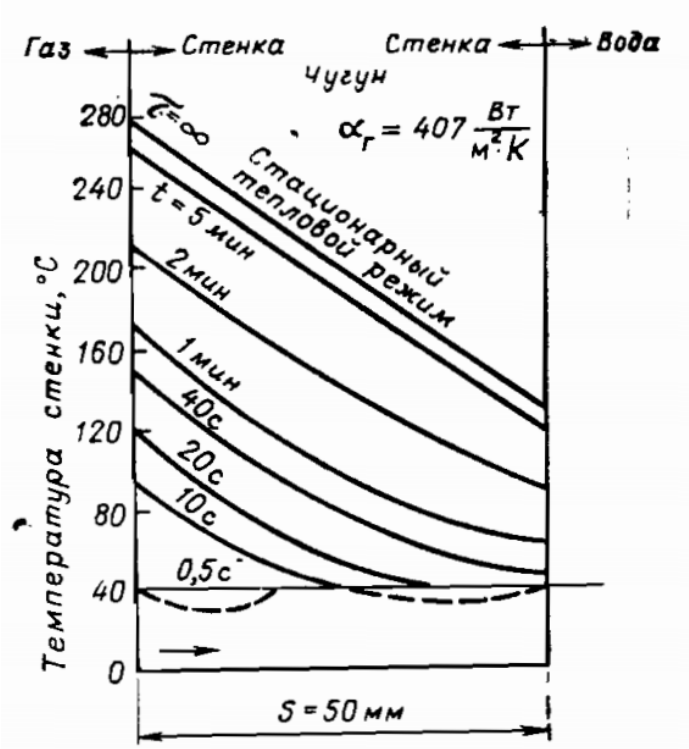


Рис. 2. Зміна температури в стінках циліндру при введені в роботу двотактного ДВЗ

Однак теоретично доведено і експериментально підтверджено, що зі зменшенням частоти обертання двигуна, що працює по зовнішній характеристиці, подібна закономірність порушується. Відбувається перерозподіл теплового балансу, при якому частка теплоти, переданої в стінки, зростає, а теплоти, переданої з газами, - зменшується. У зв'язку з цим при постійній циклової подачі палива температура газів буде падати, а температури стінок можуть залишатися незмінними або навіть зростати, деяка невідповідність між змінами температури газів і теплонапруженості спостерігається на режимах роботи двигуна з підвищеним опором руху судна. Крім того, будучи величиною, що визначає кількість теплоти за циліндром двигуна, температура газів з фізичного сенсу не може характеризувати зміну температури стінок при наявності накипу або нагару на їх поверхнях, закоксованність вікон або незадовільного стану паливної апаратури. Універсальним і єдино правильним показником теплонапруженості слід вважати тільки температури стінок, вимірювані в однакових точках всіх робочих циліндрів двигуна. Проте в даний час подібні виміру, як правило, можливі тільки при спеціальних випробуваннях. В останні роки на деяких автоматизованих дизельних установках створені контрольно-вимірювальні системи, що дозволяють визначати величину температури в окремих точках циліндропоршневої групи за допомогою вбудованих в метал циліндрових втулок термопар. Зниження теплонапруженості двигуна досягають за рахунок збільшення коефіцієнтів надлишку повітря при горінні і продування, зменшення товщини стінок циліндричної втулки, кришки і головки поршня, збільшення інтенсивності охолодження двигуна, поліпшення процесу горіння. Оригінальний спосіб зниження теплонапруженості днищ поршнів двигуна був розроблений і також впроваджений на сучасних ДВЗ. Спосіб полягає у збовтуванні масла в герметично за-

критій порожнині головки, яке відбувається під час роботи двигуна при зворотно-поступальному русі поршня. Охолодження збовтуванням масла є найбільш ефективним, сьогодні його широко застосовують на флоті. Перетини підвідних і відвідних масло каналів або висоту зливних отворів підбирають таким чином, щоб порожнина охолодження була заповнена маслом тільки частково. Нагріте масло замінюється холодним, яке надходить до поршня. Як показали дослідження, ефект збовтування масла, що займає половину обсягу порожнини головки, виявився значним: температура в центрі днища поршня знизилася з 410 до 260 ° С, при цьому імовірність коксування масла на охолоджуваних поверхнях поршня при охолодженні збовтуванням значно зменшується. Багаторічна дослідна експлуатація поршнів цих двигунів із запропонованим способом охолодження підтвердила його доцільність. В даний час проблема надійності таких поршнів практично вирішена. Застосування на практиці різних заходів щодо зниження теплонапруженості дозволяє будувати суднові дизелі великої потужності з $p_e = 2{,}5$ МПа і вище при цілком задовільних температурах стінок камери згоряння[5].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. М., «Машиностроение» 1977, - 216 с.
2. Давыдов Г. А., Овсянников М. К. Температурные напряжения в деталях судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1969. – 248с.
3. Ванштейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания Л., «Судостроение», 1977. – 392с.
4. Самсонов В. И., Худов Н. И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. Учебник для высш. учеб. заведений. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1990. – 368с.
5. Миклос А. Г., Чернявская Н. Г., Червяков С. П. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник. – 3-е изд., перераб. и доп. Л.: «Судостроение», 1986. – 360с.

УДК 621.431.7.016-22

Князьков К.О., Черниш І.І.

Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення ефективності використання теплоти в суднових дизелях

Економія енергетичних ресурсів – є одною з головних задач, які стоять перед дизелебудівними фірмами. В суднових енергетичних установках є значні резерви, які дають можливість додатково підвищити їх економічність.

Системи утилізації теплоти відпрацьованих газів і води охолоджуючої головний двигун зайняли ведуче місце серед енергозберігаючих заходів, які здійснюються на суднах морського флоту.

В першу чергу це відноситься до систем утилізації вторичних енергоресурсів. Для кращого порозуміння розподілу теплоти, яка отримується від згоряння палива, необхідно знати, як використовується ця теплота. Для цього розглянемо тепловий баланс.

Зовнішній тепловий баланс

На корисну ефективну роботу двигуна витрачається лише частина теплоти, яка виділяється при згорянні палива. Решту розташованої теплоти складають втрати з охолоджуючим середовищем і відпрацьованими газами. Розподіл теплоти, підведеної з паливом, відповідно основним складовим характеризується зовнішнім тепловим балансом. Окремі складові теплового балансу визначають експериментально на сталих теплових режимах дизеля. В залежності від того, в яких одиницях вимірюється складові, розрізняють абсолютний і відносний теплові баланси. В абсолютному тепловому балансі складові виражають в кіловатах, а в відносному – в процентах від підведеної кількості теплоти.

На рис.1 наведена схема розподілу теплоти, яка підводиться з паливом, по окремим складовим абсолютного зовнішнього теплового балансу; на ефективну роботу , втрату з охолоджуючим середовищем , втрати з відпрацьованими газами . Залишковий член теплового балансу складає невраховані втрати.

Крім основних, на схемі наведені внутрішні складові внутрішнього теплового; теплота еквівалентна теплота еквівалентна повної енергії газів у випускному патрубку $Q_{вп}$ механічним втратам $Q_{мех}$, кінетичної енергії газів $Q_к$, індикаторної роботі Q_i, втрати теплоти на теплообмін зі стінками циліндра $Q_{ст}$, в охолоджуюче середовище з випускного колектора $Q_{кол}$, від неповноти теплоти згорання палива $Q_{нзг}$, від випромінювання $Q_{випр}$, теплоти тертя $Q_{тр}$. Загальний вигляд рівняння зовнішнього теплового балансу, КВт,.

$$Q_п = Q_e + Q_{охл} + Q_г + Q_{нб} \qquad (1.1)$$

де Q_e – теплота еквівалентна ефективній роботі на валу двигуна,

$Q_{охл}$, $Q_г$ – втрати теплоти з охолоджуючим середовищем і з відпрацьованими газами,

$Q_{н.б}$ – залишковий член теплового балансу (нев'язка балансу).

Розташована теплота підведена до двигуна з паливом, кВт

$$Q_п = B_{год} \cdot Q_Н / 3600 \qquad (1.2)$$

де $B_{год}$ – годинна витрата палива, кг

$Q_н$ – нижча теплота горіння палива, кДж / кг

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна $Q_e = 3600\ N_e$, кВт.

Теплота відведена випускними газами кВт

$$Q_{ВГ} = G_г \cdot G_{рг} \cdot T_{ВГ} – G_s \cdot G_{ps} \cdot T_s / 3600 \qquad (1.3)$$

де $G_г$,$G_{ст}$ – годинна витрата випускних газів і повітря в двигуні, кг/год
$G_{рг}$ G_{ps} – ізобарна теплоємність випускних газів
$G_{рг}$ ~ 1,05 кДж / кг G_{ps} ~ 1 кДж / кг

$T_{вт}$ – температура випускних газів, К.
T_s – температура продувного повітря, К.
Теплота, яка відводиться охолоджуючою водою, КВт

$$Q_{охл} = G_в \cdot C_в \cdot (T_{вих} – T_{вх}) / 3600 \qquad (1.4)$$

де $G_в$ – годинна витрата води, кг / год
$C_в$ – теплоємність води (Св ~ 4,2 кДж / кг
$T_{вих}$, $T_{вх}$ –температура охолоджуючої води на виході і вході в двигун, К
Основну частину теплоти $Q_{онп}$ складає теплота відведена водою від наддувного повітря в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП), Квт

$$Q_{онп} = G_в \cdot C_в \cdot (T_{вих} – T_{вх}) / 3600 = G_s \cdot C_{ps} \cdot (T_k – T_s) / 3600 \qquad (1.5)$$

де $G_в$, G_s – витрата води і повітря через ОНП, кг/год
$T_{вих}$, $T_{вх}$ – температура води на виході і вході в ОНП, К
$T_к$, T_s – температура повітря за компресором на вході в ОНП
$C_в$, G_{ps} – теплоємність води і наддувного повітря
кДж/кг

Теплота, що відводиться мастилом КВт

$$Q_м = G_м \cdot C_м \cdot (T_{мвих} – T_{мвх}) / 3600 \qquad (1.6)$$

де $G_м$ – годинна витрата мастила, Кг/год
См – теплоємність мастила, кДж / кг

К (См ~ 1,9 кДж / кг

$T_{мвих}$-$T_{мвх}$– температура мастила на виході і вході в двигун, К
Наведена залежність складових теплового балансу від частоти обертання і навантаження при роботі дизеля на гребний гвинт.

Для порівняння теплових балансів двигунів різних типів, складові теплового балансу висловлюють в відносних одиницях (%), відносячи абсолютні значення до теплоти $Q_т$. Тоді:

$$q_п = q_e + q_{охл} + q_г + q_{нв} \qquad (1.7)$$

$$q_{нб} = q_п – (q_в + q_{охл} + q_г) \qquad (1.8)$$

$$q_e = 100 \cdot Q_e / Q_п = 360 \cdot N_e \cdot 100 / B_г \cdot Q_н = n_e,$$

$$q_{охл} = 100 \cdot Q_{охл} / Q_п,$$

$$q_г = 100 \cdot Q_г / Q_п,$$

$$q_{нб} = 100 – (q_e + q_{охл} + q_г)$$

на номінальному режимі роботи суднових дизелів окремі складові знаходяться в межах:

$$q_e = 0{,}42 \ldots 0{,}56, \quad q_{охл} = 0{,}11 \ldots 0{,}22, \quad q_г = 0{,}25 \ldots 0{,}40, \quad q_{нб} = 0{,}1 \ldots 0{,}8.$$

При форсуванні дизелів з наддувом q_e і $q_г$ підвищуються, а значення $q_{охл}$ знижується.

З наведеного випливає, що з підвищенням навантаження дизеля кількість теплоти q_e, еквівалентній ефективній роботі підвищується. При цьому зменшуються витрати теплоти з охолоджуючою водою $q_{охл}$, але дещо збільшуються витрати з відпрацьованими газами $q_г$.

Крім відомих на рисунку позначені теплота охолодження форсунок $q_{фор}$, наддувного повітря $q_{охол}$, турбокомпресора $q_{тк}$, поршня $q_п$, і теплота що відводиться від дизеля змащувальним мастилом, $q_м$.

Утилізація теплоти (теплових втрат)

Як випливає з наведених дослідних даних, найбільші втрати теплоти припадають на та , які складають до 50%. Саме в них закладені основні резерви підвищення економічності сучасних двигунів і дизельних установок в цілому. Робота зі зменшення витрат на охолодження і витрат з випускними газами проводиться в двох основних напрямках: створення нових конструкцій двигунів, що мають менші значення цих витрат, і розробки різноманітних пристроїв і систем, які дозволяють утилізувати втрачену теплоту вже існуючих двигунів.

Прикладом першого напрямку є розробка так званого адіабатного двигуна. Основна ідея цього технічного рішення є суттєве зменшення (чи навіть повне вилучення) тепловитрат в охолоджувальну рідину (), що досягається шляхом теплоізоляції камери згоряння. При цьому, природно, відбувається перебудова теплового балансу – дещо зросте , помітно збільшиться . Останню теплоту можна порівняно легко утилізувати, оскільки це високопотенційна теплота, наприклад, в двох газових турбінах.

В якості теплоізоляційного покриття, як правило, використовуються керамічні матеріали. Це викликано тим, що за твердістю, зносостійкістю, стійкістю проти корозії вони значно перевищують метали. Поряд з цим необхідно відмітити, що використання цих матеріалів пов’язано із значними труднощами.. Вони викликані, перш за все, крихкістю кераміки, трудністю виготовлення із неї деталей складної форми, що вимагають механічної обробки, трудністю забезпечення надійного з’єднання керамічних деталей з металевими, схильністю цих матеріалів до раптового руйнування, яке інколи може мати катастрофічний характер.

Але, незважаючи на це, інтерес до адіабатних двигунів в даний час дуже великий. В області створення надійних конструкцій адіабатних двигунів наполегливо працюють як вітчизняні, так і закордонні інженери та вчені. При цьому дослідження ведуться в широкому плані – від створення надійних

ефективних керамічних матеріалів до розробок методів газового мащення, твердих змащувальних матеріалів для деталей ЦПГ.

Другий напрямок – застосування системи утилізації теплоти ВГ і охолоджуючої води ГД, які займають провідне місце серед енергозберігаючих заходів на суднах морського флоту.

Теплота охолоджуючої води використовується на господарсько-побутові потреби і роботу вакуумних опріснювальних установок.

Теплоту ВГ використовують для роботи ГТН і в УК. На суднах старої конструкції з дизелями низьких ККД 35 – 38% і відпрацьованих газів 300 – 380ºС за турбіною у двотактних двигунів і 380 – 500ºС у чотиритактних – теплоту в УК використовували в утилізаційних парових турбогенераторах УТГ, що дозволяло замінити роботу дизель генераторів на ходу судна і відповідно підвищувало економічність суднової енергетичної установки на 8 – 12%.

В енергетичних установках з довгоходовими двотактними двигунами, що мають низьку температуру випускних газів за турбіною $t_{гзт}$ = 210 – 230ºС, навіть при великих потужностях отримати в УК перегрітий пар в кількості і з параметрами необхідними для роботи УТГ в широкому діапазоні експлуатаційних навантажень ГД, надто складно. В таких установках застосовують СГУТ, в яких використовують теплоту випускних газів, наддувного повітря і охолоджуючої води. При тиску надувного повітря $P_к$> 0,3 МПа температура повітря за компресором складає $t_{зк}$ ~ 190 – 220ºС і використовується для попереднього підігріву води (живильної) в УК до 90 – 150ºС. В УК температура пари становить 200 – 220ºС. Ця теплота надходить на підігрівання палива, мастила в сепараторах, витратних, відстійних цистернах, танках подвійного дна та інших господарсько-побутових споживачах. Широке застосування отримує утилізація теплоти прісної води і випускних газів допоміжних дизелів, що забезпечує тепловою енергією різні споживачі на стоянці судна. Система глибокої утилізації теплоти (СГУТ) отримали на суднах широке поширення. Однак через їх складності в експлуатації і дороговизни у виготовленні деякі з них не використовуються. Фірма МАН – Б і В запропонувала систему утилізації теплоти надувного повітря наведеної на рис.3. Заслуговує увагу турбокомбінована система ТКС утилізації теплоти відпрацьованих газів головного двигуна. Схема системи наведена на рис.4.

Принцип її роботи полягає в наступному. На режимі роботи головного двигуна в межах 30 – 100% номінальної потужності з випускного колектора гази через автоматичний клапан подаються до силової газової турбіни.

Потужність турбіни через муфту, редуктор передається колінчатому валу головного двигуна. Система може бути рекомендована до застосування як самостійно, так і в сполученні з валогенератором (система «турбокомпаунд»). ВГ з випускного колектора поступають через автоматизований клапан до турбіни. При зниженні навантаження головного двигуна менше 30% від номінального, автоматизований клапан закриває доступ газу до силової тур-

біни і ВГ направляються у випускну трубу. Закінчується відбір газу на силову турбіну, що збільшує потужність ГТН, тиск наддувного повітря.

ВИСНОВОК

Утилізація теплоти відпрацьованих газів з застосуванням газових турбін, які віддають потужність через редуктор на колінчастий вал ГД підвищують його потужність до 4%, а економію палива до 3 – 4%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судових дизелй. Учебник –. М.: Транспорт, 1990. – 338 с.
2. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. Учебное пособие. – СПб. 2003. – 136с.
3. Маслов В.В. Утилизация теплоты судових дизелей. Учебник. – Москва «Транспорт», 1990. – 144с.
4. Самсонов В. И., Худов Н. И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов: учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Транспорт, 1990. – 368 с.

УДК 621.436

Пясковський О.В., кер. доц. Заблоцький Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Покращення економічних показників та екологічних характеристик суднового дизеля

Підготовка палива до використання в суднових дизелях проводиться комплексно, починаючи з прийому палива на судно і кінчаючи його подачею в двигун.

Метою роботи було визначення впливу використання паливних присадок на економічні та експлуатаційні показники роботи суднового дизеля.

Одним із способів обробки палива є зміна його фізико-хімічного складу, яку можна розділити на:

1) очищення від домішок;

2) хімічну обробку.

До першої групи відносяться відстоювання, сепарація і фільтрація; а до другої – використання паливних присадок.

Присадки до суднових палив нині набули досить широкого поширення на суднах, проте результат їх застосування не завжди отримує однозначну оцінку. Це пов'язано з різними причинами, які передусім залежать від характеристик суднового дизеля і елементів його паливної системи, а також від забезпечення правильності технології використання присадок.

В залежності від призначення присадок можливо різноманітні позиції їх введення в паливну систему дизеля (рис. 1).

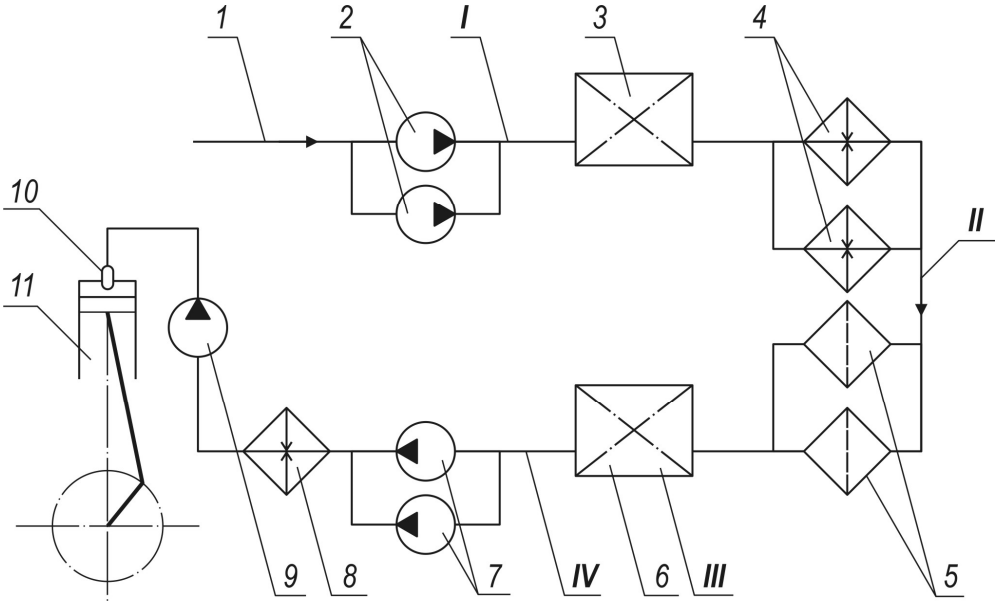


Рис. 1. Можливі точки введення присадок у паливну систему дизеля:
1 – магістраль подачі бункера; 2 – насоси, які перекачують паливо;
3 – відстійний танк; 4 – паливні підігрівачі; 5 – паливні сепаратори;
6 – витратний танк; 7 – паливні насоси низького тиску; 8 – паливний підігрівач; 9 – паливний насос високого тиску; 10 – форсунка; 11 – дизель

Застосування паливних присадок особливо актуально для допоміжних двигунів, які є приводами електричних генераторів. Дані типи двигунів характеризує підвищена (в порівнянні з головними двигунами) частота обертання колінчастого вала, а також безперервна робота в складі суднової електростанції (як на ходових, так і на стоянкових режимах експлуатації судна). Перше (підвищена частота) скорочує час впорскування палива, друге (робота під час стоянок в акваторії морських портів) накладає додаткові вимоги щодо забезпечення екологічних показників роботи двигунів [1].

Дослідження в умовах морського судна дедвейтом 15315 тонн були проведені в паливній системі дизеля 6L23/30H фірми MAN B&W з наступними основними характеристиками:

• тип – вертикальний з водяним охолодженням, 4-х тактний, з газотурбінним наддувом;

• діаметр циліндра – 230 мм;

• хід поршня – 300 мм;

• частота обертання – 900 хв$^{-1}$ (об/хв);

• кількість циліндрів – 6;

• номінальна потужність – 1050 кВт.

На рис. 2 показані залежності питомої ефективної витрати палива b_e від відносної потужності дизеля $N_e/N_{еном}$ для дизеля, що працює на "чистому" паливі, і дизелі, що працює на паливі з присадкою. У обох випадках отримані криві співпадають з теоретичними, проте слід зазначити рівність витрат палива на режимах номінальної і економічної потужності при роботі дизеля на паливі з присадкою.

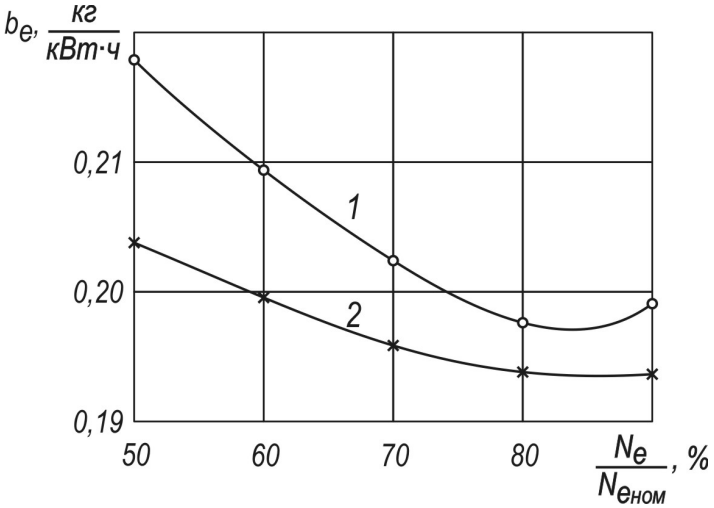


Рис. 2. Залежності питомої ефективної витрати палива b_e від відносної потужності $N_e/N_{eном}$ для дизеля, що працює на "чистому" паливі (1), і дизелі, що працює на паливі з присадкою (2)

Крім того, використання паливних присадок в цілому істотно знижує питому ефективну витрату палива, особливо на режимах малих навантажень (у діапазоні 50...60-ти %-вої потужності) – найбільш характерних для роботи дизель-генераторів [2].

Приведені результати свідчать про якісніше сумішоутворення і згорання, а також повніше використання теплотворної здатності палива з присадкою.

Експериментально отримані результати, що підтверджують зниження питомої ефективної витрати палива при використання присадок до палива, свідчать про інтенсифікацію процесу сумішоутворення і згоряння. При цьому відзначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різне значення зниження питомої ефективної витрати палива. На наш погляд це пояснюється тим, що частина вільних радикалів присадки залишається незадіяними в розриві внутрішньо молекулярних зв'язків палива і активації його горючих складових.

Викладене свідчить, що використання присадок до палива суттєво покращує економічні, і експлуатаційні параметри роботи дизеля. Так при використанні паливних присадок можливо досягти зниження питомої ефективної витрати палива від 2 до 6 %.

У разі застосування присадок до палива суттєво поліпшуються екологічні показники роботи дизеля. Встановлено, що застосування присадок сприяє зниженню на 1,4...4,3% концентрації NO_x у випускних газах. Крім того, при використанні паливних присадок на 15,6...22,9% знижується концентрація SO_x у випускних газах. Наведені факти особливо важливі в розрізі виконання вимог Annex IV MARPOL 73/78 і актуальні саме для чотиритактних дизелів, які тривалий час працюють в прибережних акваторіях і акваторіях морських портів.

Наведені на рис. 3 і 4 результати свідчать про поліпшення екологічних параметрів роботи дизеля, при цьому найбільше зниження рівня шкідливих

викидів між «експериментальним» і «контрольним» дизелями спостерігається в діапазоні навантажень 65...80% – найбільш характерних для експлуатації допоміжних двигунів морських суден [2].

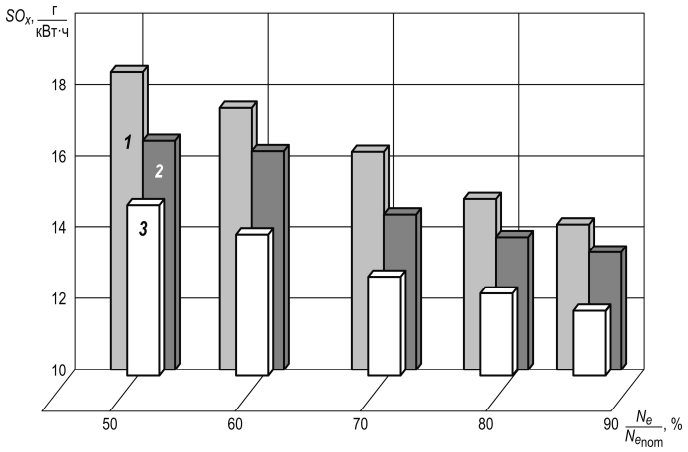


Рис. 3 Зміна концентрації SO_x в випускних газах суднового дизеля від його відносної потужності N_e/N_{enom}:
1 – «контрольний» дизель; 2 – «експериментальний» дизель (паливо з концентрацією присадки 1:3500); 3 – «експериментальний» дизель (паливо з концентрацією присадки 1:5000)

Крім того, слід зазначити поліпшення технічного стану дизеля і його паливної апаратури при використанні паливних присадок. Так, при моточищенні дизелів було визначено, що елементи ЦПГ дизеля, що працює з паливною присадкою, мають менший нагар на поверхнях нагріву (зокрема на голівці поршня, кришці циліндра і випускному клапані, а також більш рухливі поршневі кільця) чим у дизеля, що працює на "чистому" паливі. Крім того, форсунки дизеля, що використовує паливну присадку, практично не мали нагари навколо соплових отворів, а їх розпилювачі знаходилися в менш зношеному стані. Це ще раз свідчить про інтенсифікацію процесів сумішоутворення і згорання при використанні палива з присадкою.

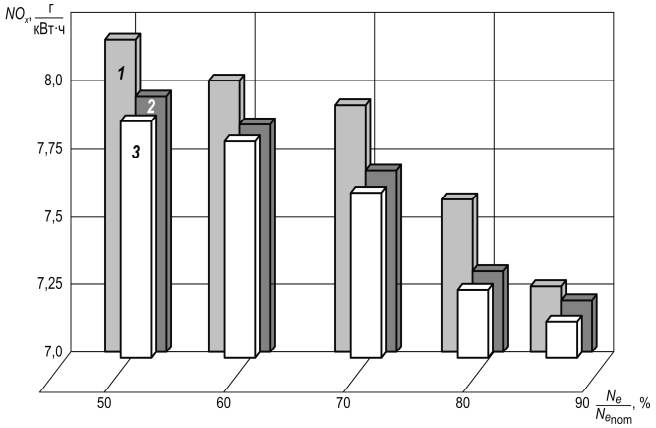


Рис. 4. Зміна концентрації NO_x в випускних газах суднового дизеля 6N21L від його відносної потужності N_e/N_{enom}:
1 – «контрольний» дизель; 2 – «експериментальний» дизель (паливо з концентрацією присадки 1:3500); 3 – «експериментальний» дизель (паливо з концентрацією присадки 1:5000)

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. Zabloysky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zabloysky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol 9(20). – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

2. Zabloysky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zabloysky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol 9(46). – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516

УДК 621.57

Галян І.С., кер. доц. Козьминих М.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках

ВСТУП

Холодильна установка – це невід'ємна частина морського транспорту. Холодильні машини використовуються для транспортування вантажів, кондиціонування повітря, збереження провізійних запасів судна. Одним з найбільш актуальних у галузі транспортних холодильних установок є питання застосування холодоагентів, що відповідають сучасним екологічним вимогам.

Досліджуючи концентрацію озону в земній атмосфері, вчені звернули увагу на значне зниження на початку 80 -х рр.. загального змісту стратосферного озону (ЗЗО).

Наступний крок до захисту озонового шару Землі був зроблений в жовтні 1987 р. в Монреалі, де 36 країн підписали Протокол по речовинах, що руйнують озоновий шар. Україна приєдналася до Монреальського протоколу в 1988 році. Ця міжнародна угода передбачала заморожування виробництва п'яти найбільш використовуваних холодоагентів на базі галогенизованих вуглеводів (ХФУ) на рівні з 1986 до 1993 р. Їх виробництво мало скоротитися на 20 %, а до 1998 р. - на 30 %. До червня 1995 Монреальський протокол підписали близько 150 країн, а на ювілейній монреальскій зустрічі у вересні 1997 р. таких країн було вже 163

У листопаді 1992 року в Копенгагені були прийняті нові поправки, відповідно до яких з'явилася вимога про поетапне виведення з виробництва метилброміду і гідрохлорфторвуглеводів (ГХФВ).

Сьогодні найбільш розповсюдженним холодильним агентом, який підлягає подальшій заміні є холодоагент R134a. У зв'язку з цим постає гостра

необхідність дослідження нових холодоагентів, їх властивостей та їх впливу на експлуатаційні показники холодильних установок (ХУ).

Альтернативні холодоагенти групи гідрофторвуглеводів (ГФВ) мають різний хімічний склад, фізичні властивості та термодинамічні особливості. Тому для дослідження можливості заміни холодоагенту або його використання у новому обладнанні необхідно з'ясувати як впливає на експлуатаційні показники ХУ застосування конкретного холодоагенту.

2. АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ.

Для аналіза експлуатаційних показників були прийнати режими работи суднової холодильної установки при температурах випарювання від -30°С до + 5°С, що охоплює найбільш можливі експлуатаційні режими. Показники холодильної установки були разраховані для холодоагентів R22, R134A, R410A, R407C. Для дослідження зміни експлуатаційних показників ХУ, обираємо наступні найбільш характерні термодинамічні властивості та експлуатаційні показники:

-тиски конденсації та випарювання рк,рвип;
-дійсна масова подача компресора G0 ;
-адіабатна(теоретична) ,індикаторна, ефективна потужності та потужність на валу електродвигуна Na, Ni , Ne, Nел.д.;
-індикаторний,механічний,ефективний та електричний ККД ηі ,ηм, ηе, ηел.д.;
-теоретичний, ефективний та електричний холодильні коефіцієнти єт, єе, єел . Розглянувши результати розрахунків параметрів холодоагентів у вузлових точках можна побудувати гістограму тисків конденсації та випарювання - рис. 1.

Холодоагент R-410A має значно вищий у порівнянні з іншими холодоагентами тиск конденсації, який дорівнює 1.87 МПа і вищий за тиск конденсації R22 у 1.57 рази. Це є значним недоліком цього холодоагенту, оскільки через занадто високий тиск ми не можемо провести заміну без зміни конструкції ХУ. З гістограми видно,що холодоагент R-134A доцільно застосовувати при більш низьких тисках, а R-410A - при більш високих, тому конструктивно холодильне обладнання на R-410A буде суттєво відрізнятися.

R-407C-має найбільш наближене значення показників до R22,тому цей холодоагент - гарний вибір для ретрофіту.

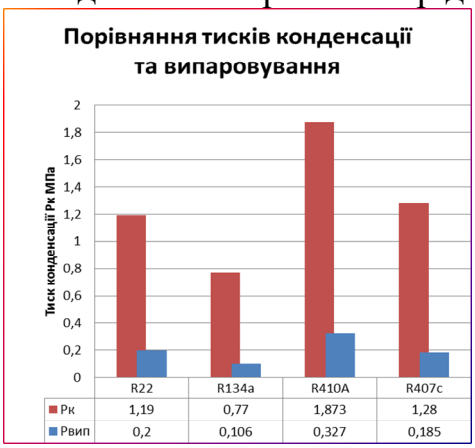


Рис. 1. Тиски конденсації та випарювання



Рис..2 Дійсна масова подача компресора

Проаналізувавши результати розрахунків,побудовано гістограми, які наглядно ілюструють зміну таких показників,як масова подача компресора (рис.2),адіабатна, індикаторна ефективна та електрична потужності (рис.3), ККД(рис 4).

Розраховані значення свідчать про наступні зміни експлуатаційних показників (порівняно з базовим холодоагентом R22) : масова подача компресора на R134A збільшилася на 8,5%, R407C на 2,1%,а на R410A-зменшилася на 4,2%; адіабатна потужність на R134A зменшилася на 5,1% і збільшилася на 3,7% та 5,9% при роботі на R410A та R407C відповідно;потужність на валу електродвигуна для R134A зменшилася на 4,3% ,для R410A збільшилася на 3,1%,для R407c збільшилася на 5.9%.Також маємо незначне зменшення ККД для R134A та збільшення ККД для R410A та R407C.

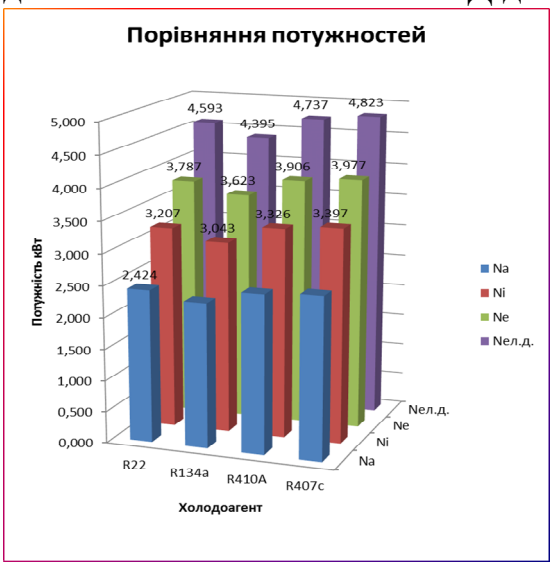


Рис.3 Порівняння потужностей

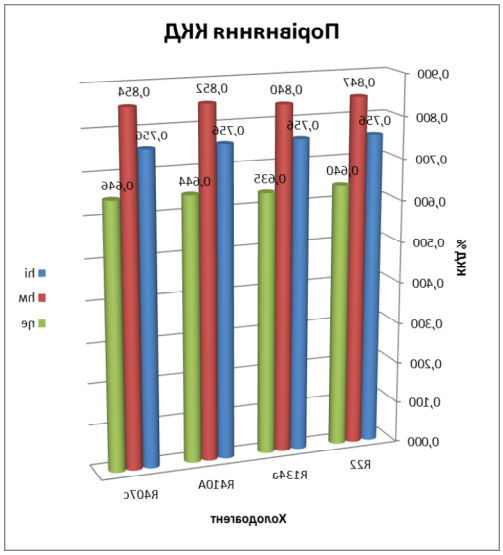


Рис.4 Порівняння ККД

При аналізі беремо до уваги і інші фактори: наскільки далеко від критичної точки реалізований холодильний цикл (це впливає на відношення прихованої теплоти пароутворення до питомої теплоємності рідини при постійному тиску), нахил кривих насичення рідини і пара, за яким визначають результативність перегріву, переохолодження і дроселювання. На нахил кривих істотно впливає мольна теплоємність.

На малюнку 5 показані діаграми T - s для R-22 і його замісників, завдяки яким можно провести якісну оцінку впливу термодинамічних властивостей на холодильний коефіцієнт. Криві насичення показані як безрозмірні величини, що мають однакову ширину двофазного купола (тобто, для насиченої рідини s= 0, для насиченої пари s= 1). З графіку видно, що критична температура для

R-134A вище, ніж для R-22,а для R-410A та R-407Cзначно нижча.

При однакових температурах кипіння і конденсації цикл, що використовує R-134A, знаходиться далі від критичної точки, ніж цикл на R-22, і набагато нижче, ніж цикли на R-410A і R-407C.

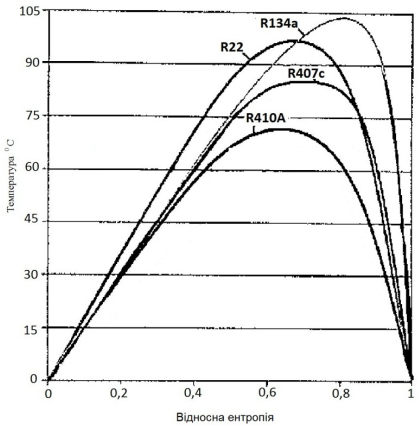


Рис.5 Діаграми холодоагентів R-22, R-134A, R-410A, R-407C



Рис.6 Холодильні коефіцієнти

На незворотність процесів дроселювання і перегріву пари впливає нахил кривих насичення. Втрати від незворотності значно вище поблизу критичної точки, де лінії насичення поступово стають більш пологими, формуючи двофазний купол.

Критична температура R-410A та R-407C нижче, ніж у R-22. З цієї причини, незворотність через перегрів пари і незворотність, викликана дроссельованням, найвища для R-410A, потім для R-407C і найменша для R-134A .

Дослідивши холодильні коефіцієнти,можна зробити висновок,що саме так як холодильна машина, кращі показники буде мати установка на холодоагенті R-134A. Холодильний коефіцієнт на R-134A більший ніж на R-22 за розрахунками при однакових умовах на 4,5%.(Рис.6).

ВИСНОВОК

Проведено порівняльний аналіз енергетичних характеристик при умові використання холодильних агентів R134A, R407C, R410A, R404A в інтервалі температур випарювання -25 ÷ +5 оС, який охоплює практично майже весь діапазон роботи суднових холодильних установок, провізійних камер та рефрижераторних контейнерів, впритул наближаючись до режимів роботи холодильних установок, систем комфортного кондиціювання повітря.

Для оцінки теплової ефективності можливо використовувати дійсний холодильний коефіцієнт та дійсний електричний холодильний коефіцієнти. Для оцінки енергетичних затрат на експлуатацію використовується показник ефективної потужності компресора.

По зазначеним показникам аналіз результатів розрахунків показує наступне:

При температурі t_o=-25оС найбільше значення холодильного коефіцієнту характерне для R410A та R404A, а найбільша потуга КМ характерна для R410A, найменша для R404A

За результатами проведеного аналізу у діапазоні температур випарювання -25 ÷ +5 оС можна зробити таки висновки :

За значеннями холодильних коефіцієнтів спостерігається зростання пропорційно зростанню температур випарювання, що повністю відповідає основним теоретичним положенням. Однак для R134A при підвищенні температури випарювання до величини -15 ℃ швидкість

росту холодильного коефіцієнту відчутно зростає, а для R404A вона вища ніж для R407C та R410A

За значеннями ефективної потужності компресора :

-для R134a – в інтервалі температур випарювання -25 ÷ -20 ℃ наблюдається зниження, потім деякий зріст, а при перевищенні відмітки -15 ℃ стабільно повільне зниження;

-для R404A можна вважати ефективну потужність в даному діапазоні температур відносно постійною, так як її зміна не перевищує 4 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бабакин Б.С., Стефанчук В.И. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. - М.:”Колос”, 2000.
2. Белозеров Г.А., Медникова Н.М., Кусляйкин Г.А., Немчинова Н.И. Рекомендации по применению хладоносителей на предприятиях АПК. - М.: Россельхозакадемия, 2007.
3. Bitzerinternational. Обзор хладагентов. Издание 13.Internet address .www.ykaxolod.com.ua
4. Правила технічної експлуатації суднових технічних засобів. РД 31.21.30-83.-М.:В/О «Мортехінформреклама»,1984.-388с.
5. Харлампиди Д.Х., Братута Э.Г., Шерстюк А.В., Крупова Е.Г. Эколого-энергетические аспекты перевода действующих холодильных машин и тепловых насосов на современные хладагенты. – Харьков, 2012.

УДК 621.57

Грамма С.В., кер. доц. Козьминих М.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Порівняльний аналіз компресорів

АНОТАЦІЯ. Показано: а) схема каскадної установки конденсації газів при ізотермічному способі перевезення; конструкція вкладної вантажної цистерни; б) Порівняльний аналіз компресорів; поршневий компресор 2ГМ4; MSG (Multi-Stage Geared) - Багатоступеневі відцентрові компресори з вбудованим редуктором; скраплення пропану поршневим компресором; Цикл скраплення пропану відцентровим компресором

Ключові слова: каскадні установки скраплення газу, пропан, порівняльний аналіз, поршневий та відцентрові компресори.

ABSTRACT. Shown a) scheme of cascade installation of gas condensation in the isothermal mode of transportation; the design of an enclosed cargo tank; b)

Comparative analysis of compressors; piston compressor 2GM4; MSG (Multi-Stage Geared) - Multi-stage centrifugal compressors with integrated gearbox; liquefaction of propane with a piston compressor; propane liquefaction cycle with a centrifugal compressor

Keywords: cascade gas liquefaction plants, propane, comparative analysis, piston and centrifugal compressors.

Вступ

Нині в експлуатації суднових компаній знаходяться судна, що в основному мають необмежений район плавання. Ця обставина накладає на суднові холодильні установки особливі вимоги, оскільки під час переходу судна з одного району плавання в інший змінюється температурний режим як повітряного довкілля, так і забортної води. При цьому відбувається зміна теплового навантаження на усі механізми і облаштування судна, у тому числі і на холодильну установку, що вимагає впровадження такого устаткування і засобів його автоматизації, які здатні враховувати велику кількість зовнішніх і внутрішніх чинників, що роблять істотний вплив на функціонування об'єктів автоматизації.

Рівень автоматизації суднових холодильних установок значно збільшився, що дозволило створити повністю автоматизовані системи управління і відмовитися від постійної вахтової служби. Впровадження сучасних засобів автоматизації дозволило підвищити загальну ефективність і надійність експлуатації холодильної установки шляхом оптимізації режимів її роботи, організації контролю технічного стану устаткування.

Суднова холодильна техніка безперервно удосконалюється: впроваджуються нові, прогресивніші типи холодильних установок з поліпшеною конструкцією механізмів і устаткування.

При згоранні газу, в атмосферу Землі викидається менше забруднюючих речовин і парникових газів, чим при згоранні мазуту або вугілля.

Як відомо, найбільші запаси скрапленого газу знаходяться на Близькому Сході і в Росії. В той же час такі великі споживачі газу, як США, Японія і Корея, відокремлені морями і океанами від місць його здобичі. Тому, починаючи з другої половини XX-го століття, безперервно розвивається морське перевезення скрапленого газу. Нині в міжнародній торгівлі більше 75 % скрапленого газу транспортується по трубопроводах, а решта дуже значної кількості перевозиться морським шляхом на великі відстані за допомогою газовозів .

Мета роботи

Метою статті є вибір оптимальних конструкційних і експлуатаційних характеристик для зниження енерговитрат.

Об'єктом дослідження в даній статті є процеси вторинного скраплення газу у каскадних установках та компресори поршневого та відцентрових типів.

Огляд літературних джерел, аналіз відомих рішень, виклад основного матеріалу

Установки вторинного зрідження, що працюють за комбінованою або каскадної схемою скраплення, найбільш складні і дороги. Каскадна схема реконденсації газу складається з нижньої гілки каскаду, в якій здійснюється повний цикл низького тиску (стиснення випарувавшого у вантажному танку газу компресором, його конденсація в конденсаторі і дроселювання у вантажний танк), і верхньої гілки каскаду, в якій також здійснюється повний замкнутий цикл високого тиску. При цьому конденсатор нижньої гілки каскаду є випарником верхньої гілки каскаду. Найпростіша схема каскадної установки вторинного зрідження газів представлена на рис. 1.

У нижній гілці каскаду випарований у вантажному танку 4 газ засмоктується компресором 5, стискається в ньому і подається в конденсатор-випарник 6. Тут він конденсується, віддаючи тепло холодильному агенту верхньої гілки каскаду. Далі сконденсований газ через регулюючий вентиль 10 до тиску перевезення і повертається назад в вантажний танк 4.

У верхній гілці каскаду рідкий холодильний агент з відділювача рідини 7 насосом 8 подається в конденсатор-випарник 6, де частково випаровується, і надходить назад у віддільник рідини 7. У ньому відбувається поділ фаз і виділившийся пар холодильного агента відсмоктується компресором 1, стискається до тиску конденсації і подається в конденсатор 2. Тут пар конденсується, віддаючи тепло конденсації забортній воді, і надходить у ресивер 3. З ресивера рідкий холодильний агент дросселюється у дросельному клапані 10 і зливається у віддільник рідини.

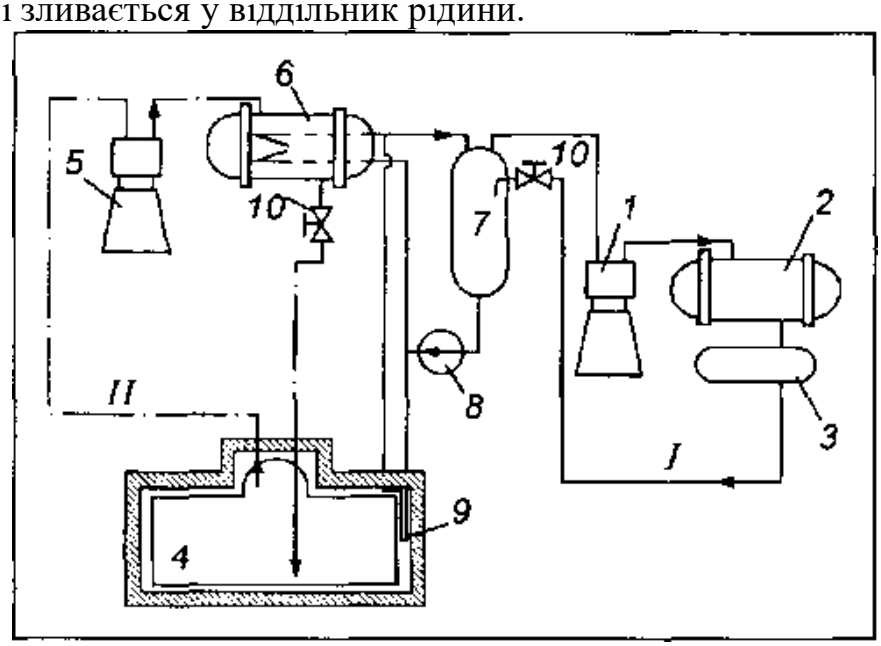


Рис. 1. Схема каскадної установки конденсації газів при ізотермічному способі перевезення: 1 - компресор верхньої гілки каскасда; 2 - конденсатор; 3 - ресивер; 4 - вантажний танк; 5 - компресор нижньої гілки каскаду; 6 - конденсатор-випарник; 7 - відділювач рідини; 8 - насос; 9 - охолоджувач інертного газу; 10 регулюючий вентиль.

На рис. 1 показана конструкція вкладної вантажної цистерни, де між цистерною і ізоляцією циркулює інертний газ (зазвичай азот), який охолоджується спеціальним змійовиком, св'язаним з конденсатором-випарником.

При ізотермічному перевезенні етану і етилену (температура конденсації відповідно -88,5 ... -104°С) у каскадній установці використаються двоступеневі компресори. Наприклад, на експериментальному багатоцільовому газовозі «Pythagore» каскадна схема включає двоступеневий закритий пропановий цикл і двоступеневий відкритий етиленовий цикл.

Поршневий компресор 2ГМ4-19 / 1,5-13 є одним з найбільш поширеними в країнах СНД, серед встановлених компресорів з продуктивністю до 100 м3 / хв, призначені для стиснення нафтового газу, виконані на опозитних базах. Технологія «Сумського компресорного заводу», застосована при розробці поршневої компресорної установки 2ГМ4-19 / 1,5-13, використовується для стиснення газу протягом довгого часу, в силу відносної простоти її технічної реалізації та ремонту надалі. Основною перевагою поршневої компресорної установки 2ГМ4-19 / 1,5-13 є її помітна дешевизна у порівнянні з компресорами інших типів, відносна простота виробництва, висока ремонтопридатність.

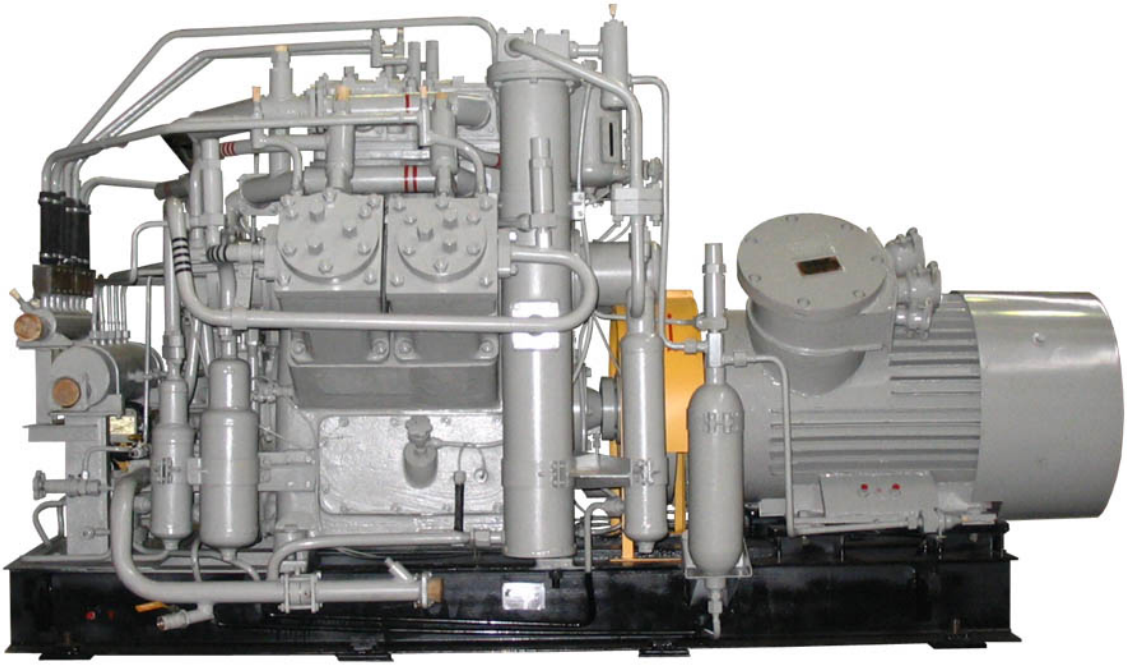


Рис. 2 Поршневий компресор 2ГМ4-19 / 1,5-13

MSG (Multi-Stage Geared) - Багатоступеневі відцентрові компресори з вбудованим редуктором.

Широкий діапазон характеристик продуктивності і потужності дозволяє підібрати оптимальний агрегат для конкретних умов, що особливо важливо для вирішення завдань збирання, переробки та підвищення тиску технологічних газів.

Компресори серії MSG дозволяють забезпечити продуктивність до 255000 л / хв і тиск до 80 бар.

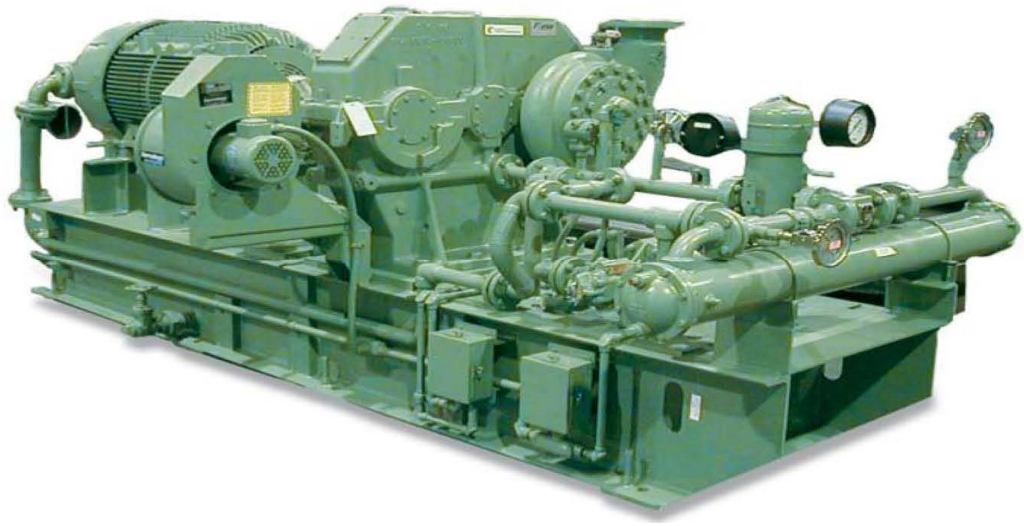


Рис. 3 Багатоступеневі відцентрові компресори з вбудованим редуктором.

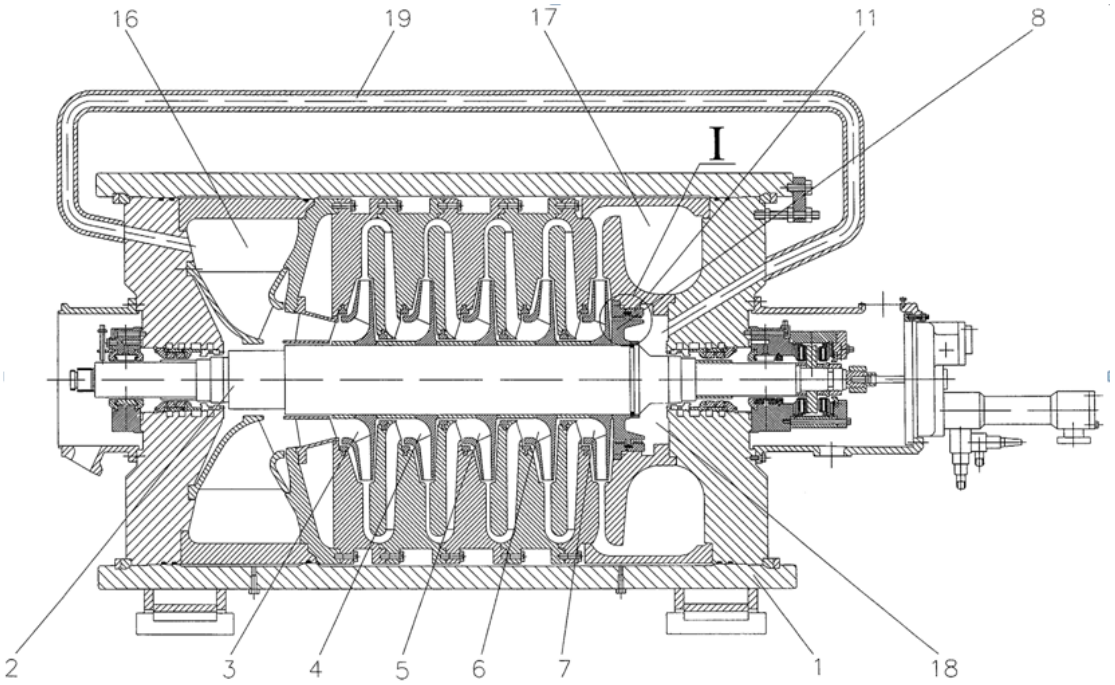


Рис. 4 Конструкція компресора

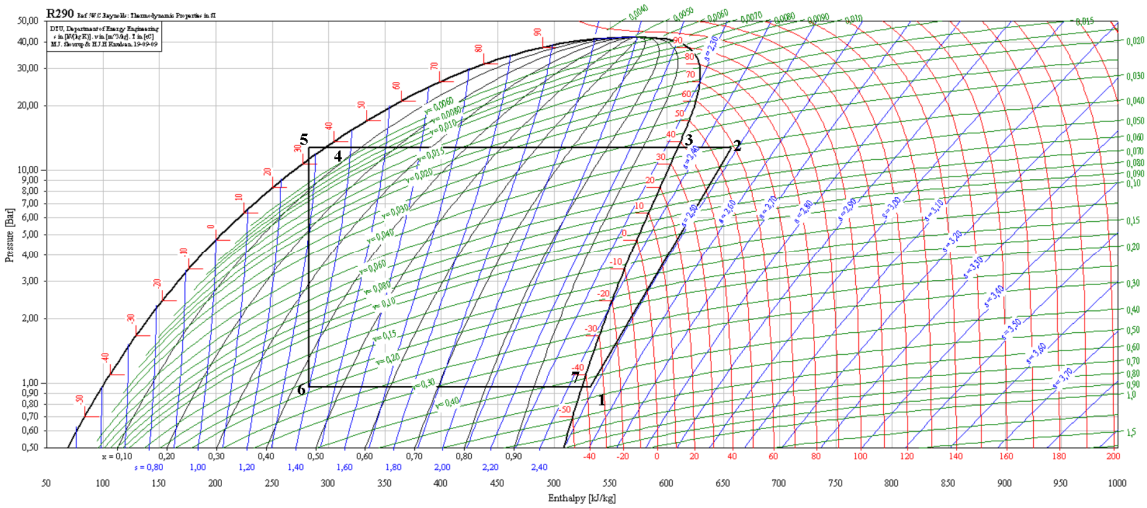


Рис. 5 Цикл скраплення пропану поршневим компресором

$$l = h_2 - h_1 = 670 - 530 = 140 \left(\frac{кДж}{кг}\right)$$

$$q = h_2 - h_6 = 670 - 280 = 390 \left(\frac{кДж}{кг}\right)$$

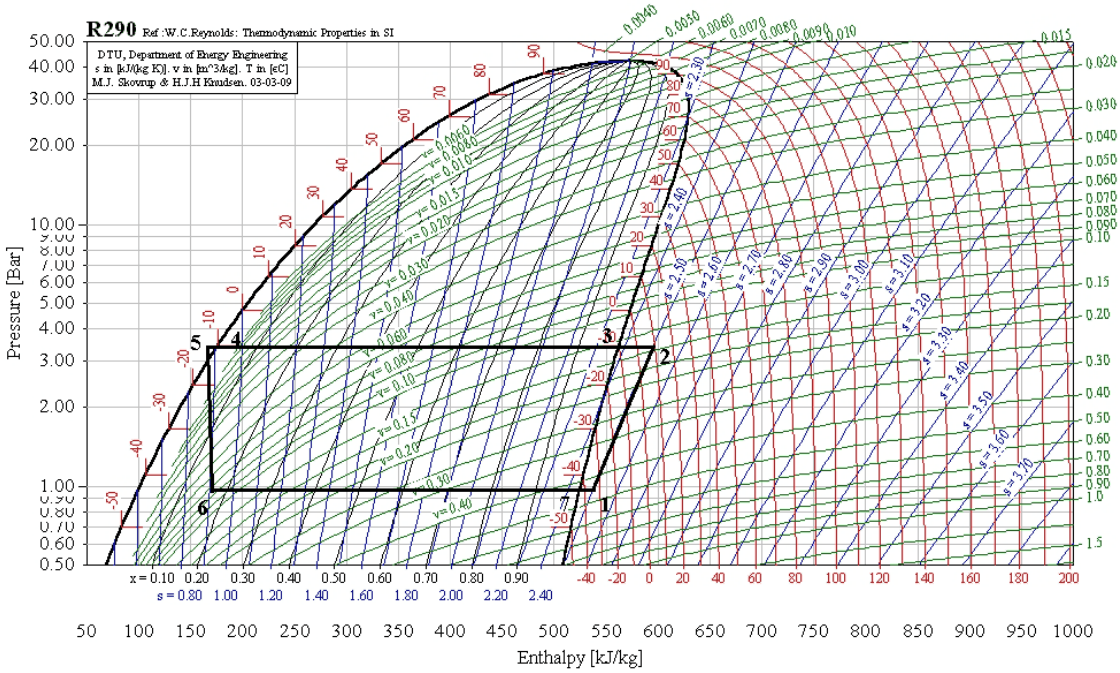


Рис. 6 Цикл скраплення пропану відцентровим компресором

$$l = h_2 - h_1 = 600 - 530 = 70 \left(\frac{кДж}{кг}\right)$$

$$q = h_2 - h_6 = 600 - 170 = 430 \left(\frac{кДж}{кг}\right)$$

Обговорення результатів

Зробивши порівняльний аналіз компрессорів різних типів ми можемо зробити наступні висновки, що відцентровий компрессор споживає у 2 рази менше енергії при рівних рівнях холодопродуктивності, що робить компрессори даного типу досить актуальними. Але на судах більш розповсюдженими залишаються компрессори поршневого типу. Основною перевагою є їх помітна дешевизна у порівнянні з компресорами інших типів, відносна простота виробництва, висока ремонтопридатність.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. С.П. Баскаков Курс лекций по программе «специализированная подготовка персонала газовозов», г. Санкт-Петербург 2000г.
2. Н.А. Козьминых, О.Н. Занько, В.А. Голиков, В.Т. Писклов «Холодильные установки газовозов и их эксплуатация»: учеб. Пособие,-М.:В/О «Мортехинформреклама»,1988.-32с.

3. Козьминых Н.А. Программа, методические указания и контрольные вопросы по дисциплине СХУ и СКВ для студентов заочников.- М.:В/О“Мортехинформреклама”,1992.-20с.

УДК 697.9+004.94

Левенцов Р.Е., кер.доц. Козьминих М. А..
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз методів моделювання систем кондиціонування суднових приміщень

АНОТАЦІЯ. Показано, що: а) системи кондиціонування повітря (СКП) приміщень в судах різного типу функціонують в складних експлуатаційних умовах; б) оптимізація енергоспоживання, раціоналізація процесів управлыня, проектування і експлуатації суднових СКП неможливі без вирішення завдань моделювання окремих її елементів (калориферів, теплообмінних апаратів та інших). Проведено аналіз літературних джерел, присвячених методам і принципам моделювання окремих елементів і СКП. Встановлено, що найбільш ефективним методом імітаційного моделювання СКП є структурний метод в об'єктно-орієнтованому середовищі, з використанням передаточних функцій із зосередженими або розподіленими параметрами, при необхідності - дробових ступенів.

Ключові слова: кондиціонування повітря, імітаційна модель, передавальна функція, структурна схема.

ABSTRACT. Shown a) that rooms’ air condition system (ACS) in different ship types function in hard service conditions such as substantial changes in ambient temperature, humidity, dustiness, pressure; b) that ships’ ACS are various in technical realization such as comfortable and technical, centralized, self-contained, combined, one-, two- and duct-free ACS; c) that optimization of the energy consumption mode, rationalization of control process, automation, design and service ships’ ACS impossible without decision specific tasks of modeling its separate components (calorifiers, heat-exchange apparatus, compressors, air ducts and others). The analysis of well known literature sources which dedicated methods and modeling principals of separate elements and ACS in common and modeling of ship’s ACS and industrial cold-storage plants has done. It was determined that the most effective method of object-oriented modeling of ship rooms ACS is the structure method in object-orientated fields (Matlab, LabVIEW, VisSim and others), with use of the transfer-functions (TF) with focused or distributed parameters if necessary assisted by fractional degree TF inclusive of the transport delay, use of non-linear links and approximation spreadsheets.

Keywords: air condition, imitation model, transfer function, structure chart.

Вступ

При експлуатації морських і річкових суден суттєво змінюється температура повітря в його поміщеннях. Також повітря насичується різними пара-

ми, пилом, газами, вологою, змінюється і його тиск. Тому, для забезпечення комфортних умов життєдіяльності екіпажу та пасажирів, в службових та житлових приміщеннях суден стабілізують якісний склад і характеристики повітря. Подачу свіжого і видалення з приміщень забрудненого повітря на суднах здійснюють системи припливної, припливно-витяжної та природньої вентиляції. Але температуру і вологість повітря на суднах найкращим чином стабілізують різні системи кондиціонування, часто спільно з роботою систем вентиляції. Такі системи достатньо різноманітні і складні.

Суднові системи кондиціонування повітря (СКП) [1, 2] поділяють на комфортні і технічні, залежно від способів обробки повітря - на централізовані, автономні і комбіновані, а організують СКП як одно-, дво- і безканальні. Комфортні системи кондиціонування стабілізують на заданому рівні параметри повітря в каютах і громадських приміщеннях судна. Технічні системи кондиціонування стабілізують параметри повітря у вантажних відсіках і службових приміщеннях. Кордонами комфортних зон в приміщеннях судна є повітря з відносною вологістю $\varphi \in (40 \ldots 60)\%$ при температурі $t \in (19 \ldots 23)$ ° С для зимових, і 23 ... 27°С - для літніх умов плавання.

Централізовані СКП обробляють повітря в головній кліматичній установці. З цієї установки повітря розподіляється за допомогою вентиляторів в різні приміщення. Автономні СКП обробляють повітря безпосередньо в приміщенні з кондиціонером, а комбіновані системи попередньо обробляють повітря в головній кліматичній установці з остаточним доведенням в додаткових повітрерозподілювачах.

У одноканальних суднових СКП повітря повністю готується і надходить по каналу в кондиціонуєме приміщення. У двоканальних СКП холодне і гаряче повітря переміщують по двом роздільним повітрепроводом, але перед подачею в приміщення його змішують. У приміщеннях з автономними кондиціонерами застосовують безканальні СКП.

Технічна реалізація суднових СКП часто непроста [1, 2], часто оригінальна через різноманітність типів і цільового призначення суден і потребує вирішення завдань раціонального вибору елементів і структури СКП, оптимізації режимів роботи, автоматизації процесів управління, діагностики та інших. Зрозуміло, що такі складні і різноманітні завдання вкрай важко, а часто і неможливо, вирішити без попереднього математичного моделювання, що дозволяє відібрати найкращі технічні рішення. Саме тому рішення задач моделювання процесів в суднових СКП і її окремих елементах не втрачають актуальності і в даний час**.**

Мета роботи

Метою статті є виявлення раціональних напрямків, засобів і середовищ досліджень динамічних режимів в суднових кондиціонованих приміщеннях на основі таких методів математичного моделювання, які дозволяють мінімізувати енергетичні, техніко-експлуатаційні, інформаційні ресурси при технічній реалізації та експлуатації суднових СКП.

Об'єктом дослідження в даній статті є процеси кондиціонування повітря в суднових приміщеннях, а предметом - аналіз відомих методів і принципів математичного моделювання суднових систем кондиціонування повітря.

Огляд літературних джерел, аналіз відомих рішень, виклад основного матеріалу

В даний час існує досить багато, добре апробованих і науково-обгрунтованих, робіт і досліджень процесів, присвячених проходять в суднових СКП, в кондиціонованих приміщеннях, в обслуговуючих холодильних установках процесам. Відомі математичні моделі [3, 4] СКП найчастіше описуються і представляються математичними моделями взаємопов'язаних статичних і динамічних блоків, що містять, в свою чергу моделі (субблоки) окремих елементів системи. У свою чергу, такі математичні моделі багато з дослідників представляють у вигляді структурних схем з відповідними передавальними функціями (ПФ) різного виду [5-7].

Практично всі математичні моделі (ММ) статичних режимів СКП часто представляються елементами із зосередженими параметрами - коефіцієнтами (лінійними і нелінійними), алгебраїчними функціями, апроксимуючими таблицями, різними аналітичними виразами. Такі елементи можна розділити на ММ, призначені для розрахунку процесів в системі кондиціонування і на моделі енерго-споживання. Моделі енергоспоживання служать для оцінки енергетичних витрат (витрат) в будь-якому режимі роботи СКП і підрозділяються за формою подання витрат: а) ентальпійні моделі і б) ексергетичні моделі. Якщо використовувати об'єктно-орієнтовані середовища програмування (наприклад, Matlab, LabVIEW) то, для верифікованої ММ можна істотно полегшити розрахунки енергоспоживанняня в будь-яких режимах роботи СКП - застосовувати, так звані, в) структурні імітаційні моделі.

Часто моделі динаміки окремих елементів СКП розглядають ПФ з зосередженими параметрами. Відомі моделі елементів СКП, описувані ПФ розподіленими параметрами, або описувані ПФ з дробовими ступенями, часто зводять до моделей на основі ПФ з зосередженими параметрами. Це цілком допустимо при якісній оцінці процесів кондиціонування або при високій складності ММ - для застосування в цілях управління, вирішенні задач автоматизації, при великих витратах розрахункових ресурсів і в багатьох інших випадках.

Елементи СКП в статичних режимах (приміщення, повітроводи, змішувальні повітряні і водяні клапани, теплообмінні апарати) зазвичай представляються алгебраїчними рівняннями теплового і матеріального балансів. Безліч подібних рішень представлено, наприклад, в ставших вже класичними, роботах Попиріна Л. С., Банхіді Л., Константинова Л. І., Мельниченко Л. Г., Римкевіч А. А., Халамейзера М. Б., Соколова Є.Я., Бродянского В. М., Сотникова А.Г. і багатьох інших відомих вчених.

У ряді робіт Халамейзера М. Б., калорифери СКП описуються кількома математичними залежностями, причому для вузького діапазону зміни вхідних параметрів об'єкта - оскільки діапазон температур підігріву кондиціонером повітря відносно невисокий. Розширення діапазону розрахункових "вхід-вихід" параметрів досягається корекцією коефіцієнтів теплопередачі, що забезпечує погрішність розрахунків до 5-8%.

Математичні моделі камер зрошення СКП часто отримують на основі прикладів і результатів досліджень, наведених в роботах Степанова А. В., Долгозвяга В. А., Креслін А. Я., Фалбі П., Арбиб М. та інших. Такі універсальні моделі камер зрошення дозволяють з точністю до 10%, в широкому діапазоні статистичних навантажень, розраховувати вихідні характеристики і основні параметри.

Різні моделі енергоспоживання СКП описані в працях Римкевіч А. А, Креслін А. Я., Халамейзера М. Б. та інших. Ці моделі СКП використовують рівняння кордонів різних зон на i-d діаграмі вологого повітря. Кожній зоні відповідає особливий режим обробки повітря і свої особливі рівняння для визначення витрат холоду, тепла, води, повітря, різних коефіцієнтів перевитрати при різних тепловологісних навантаженнях в приміщенні. У названих роботах розглянуті різні режими роботи СКП, коли споживається: а) тільки тепло або тільки холод, б) тепло і холод, в) коли використовується для обробки повітря нульовий розхід тепла і холоду. Особливість наведених ентальпійно-математичних моделей - оцінка режиму роботи СКП по співвідношенню на i-d діаграмі вологого повітря теплових і вологовиділення в кондиціонуємому приміщенні, температурі і вологовмісті зовнішнього і внутрішнього повітря. На i-d діаграмі вологого повітря, що використовується в таких моделях, складно розмежувати окремі зони, що призводить до суб'єктивних оцінок, часто неоднозначних результатів моделювання, вимагає виділення великої кількості (іноді - до 35) різних розрахункових зон.

Слід підкреслити, що ММ динаміки окремих елементів СКП в даний час дослідженя достатньо глибоко і представлені [6-8] в працях Orosa JA, Novak PR, Mendes N., Щелкунова С. А., Константинова Л. І., Мельниченко Л. Г. та ряді інших робіт авторитетних вчених. Дослідники часто призводять достатньо "надійні" рівняння ексергії для калориферів, камер зрошення, призводять різного виду ексергетичні моделі СКП. Такі моделі, в цілому, дозволяють оцінити ефективність процесів теплообміну, але, наприклад, не враховують ексергію проходящого теплоносія, що визначає помітну частину кінцевих енергетичних витрат. Зазвичай ексергетична модель камер зрошення [6-8] не містить членів рівняння, враховуючих різні теплові режими роботи холодильної установки, що призводить до неправильної оцінки кінцевих енергетичних витрат на обробку повітря. При побудові рівнянь окремих елементів СКП, а також і ММ всій СКП, ексергію води і повітря визначають використовуючи складні інтегро-диференціальні рівняння, застосовуючи таблиці і номограми (Бер Г. П., Вукаловіч М. П. та інших). Моделі повітропроводів, враховуючі теплообмін з навколишнім середовищем, наведені в працях

Хейфеца Д. І., Успенської Л. Б., Клячко Л. С., Мац Я. М. та інших дослідників. Представлені ними математичні моделі мають розподілені параметри і часто зводяться до моделей із зосередженими параметрами, що дозволяє їх описувати рівнянням виду:

$$y(T_1 \cdot p + 1) = k \cdot x(T_2 \cdot p + 1), \qquad (1)$$

де у і х, координати, відповідно, виходу і входу елемента, що розглядається СКП; Т1 і Т2 - постійні часу; k - статичний коефіцієнт передачі; р - оператор диференціювання ($d_{\text{␣}}/d\tau$).

У ряді робіт відзначається розпределеність параметрів кондиціонуємого приміщення. Координати реперної точки приміщення можна визначати за методикою Беспалова І. Н., де показано, що параметри зосередженної ММ кондиціонуємого приміщення залежать від відстані між вибраним пунктом вимірювання і припливним повітреводом. Саме цей факт різко ускладнює вибір крапки репера, але дозволяє застосовувати для моделювання кондиціонуємого приміщення рівняння із зосередженими параметарами, наприклад, виду аперіодичної ланки першого порядку:

$$y(T_1 \cdot p + 1) = k \cdot x. \qquad (2)$$

При досить невеликих відстанях між вибраним пунктом вимірювання і припливним повітреводом, яке має місце в СКП суднових приміщень, вплив повітревода істотно і призводить до необхідності застосування моделі ланки "припливний повітропровід - приміщення", описуваного рівнянням (1), більш точно відображає динаміку процесу.

Динаміка калориферів СКП з достатньою точністю описується рівнянням (2). Але так як калорифери є елементом повітрепровода, то це призводить до необхідності опису ряду каналів калорифера рівнянням (1). Камери зрошення і різні теплообмінні апарати досліджувані в роботах Четверухина Б. М., Чумака І. Г., Лар'яновський С. Ю., Давидова Р. Н., Коханський А. І., Притули В. В., Мазура В. В., Жи-віци В. І. та інших вчених. З достатньою для якісного аналізу точністю, динаміку калориферів також можна описати рівнянням (1). Однак особливістю зазначеного подання є те, що воно при реальній роботі камер не враховує залежність зміни постійної часу Т1 від поточних параметрів процесу тепломассообміну: при адіабатному процесі значення Т1 зростає, а при політропному Т1змінюється пропорційно змінам Т2. Використовуючи, наприклад, засоби Simulink / Matlab, нескладно реалізувати ПФ з "керованими" постійними часу.

У відомих ММ динаміки елементів СКП транспортним запізненням зазвичай нехтують через його незначущфсть, в порівнянні з постійними часу елементів всієї системи. Однак, при потребі, транспортне запізнення рекомендується представляти розкладанням в ряд Паде, наприклад, наступними наближеннями.

Першого порядку:

$$exp(-p\tau) = (1 - p\tau/2)/(1 + p\tau/2).$$

Другого порядку:

$$exp(-p\tau) = (1 - p\tau/2 + p^2\tau^2/12)/(1 + p\tau/2 + p^2\tau^2/12).$$

Третього порядку:

$$exp(-p\tau) = (1 - p\tau/2 + p^2\tau^2/10 + p^3\tau^3/120)/(1 + p\tau/2 + p^2\tau^2/10 + p^3\tau^3/120).$$

Математичні моделі елементів, які забезпечують холодильні установоки для статичних режимів, описані та узагальнені в роботах Вейнберга Б. С., Участкіна П. В., Четверухина Б. М., Щелкунова С. А., Константінова Л. І., Мельниченко Л. Г. та інших.

Тут автори рекомендують для якісних розрахунків представляти математичні моделі всіх елементів холодильної установки алгебраїчними рівняннями з нелінійними коефіцієнтами.

На основі ексергетичного підходу моделі енергоспоживання холодильних установок для статичних режимів їх роботи описані в роботах Сотникова О. Г., Пугачова Ю. Г., Пеклова А. А. та інших. Техніко-економічні показники різних типів холодильник установок узагальнені в роботах по моделюванню [6] Оносовскім В. В. Їм запропоновані моделі з нелінійними алгебраїчними рівняннями, що дозволяють оптимізацію конструктивних параметрів і техніко-економічних показників різних типів холодиль-них установок і СКП.

Моделі динаміки основних елементів холодильник установок представлені досить повно в працях Грімітліна М. І., Давидова Р. Н., Чумака І. Г., Коханський А. І. [5] та інших [9-11]. Але опис елементів і процесів диференціальними рівняннями високого порядку з трансцендентними членами серйозно ускладнює їх практичне застосування.

У книзі 2016 року авторів Ye Yao і Yuebin Yu "Modeling and Control in Air-conditioning Systems" наведені найсучасніші методи моделювання різних СКП. Автори активно застосовують метод простору станів при описі і розробці динамічних моделей всіх компонентів центральної системи кондиціювання повітря. Математичні моделі, в основному нелінійні, засновані на фундаментальних принципах збереження енергії і маси і використовують класичні методи дослідження, розроблені та апробовані теорією автоматичного управління. Перехід до простору станів проводиться в формі лінеаризації, використовуючи прийоми теорії графів і структурно-матричного аналізу. Автори представляють різні стратегії управління, засновані на створених моделях СКП, наводять практичні приклади із використанням користуванням керуючих мікро-ЄВМ і мікроконтролерів.

Одними з найбільш складних вузлів моделі суднової СКП, незалежно від конструктивного виконання СКП, є моделі суднових приміщень, що дозволяють проводити оптимізаційні дослідження різного характеру, оцінювати енергоспоживання в різних експлуатаційних умовах.

Такі приміщення характеризуються тепловою інерцією, проте, незважаючи на те, що в роботах Участкіна П. В., Цвєткова Ю. Н. приміщення розглядаються як об'єкти з зосередженими параметрами, вплив теплоакумулюючих здібностей стін, огорож, устаткування зазвичай не враховується. Саме тому моделювання приміщення за допомогою одного-двох аперіодичних ланок не може вважатися достовірним. У роботах Лисева В. І.

враховуються динаміка зміни температури в приміщенні з урахуванням рішення рівняння теплопровідності, проте технічна реалізація результатів ускладнена через громіздкість аналітичних виразів і їх неоднозначності. У роботах Щелкунова С. А. використана теорія теплової стійкості для побудови моделі приміщень, але тільки для деяких окремих випадків.

Обговорення результатів

На основі аналізу відомих джерел, присвячених вирішенню завдань моделювання СКП і різного виду елементів холодильних установок, можна виділити суттєві переваги програмної реалізації в об'єктно-орієнтованих середовищах імітаційного моделювання суднових кондиціонуємих приміщеннях. Також слід вважати, що розроблена структурна схема елемента СКП або системи кондиціонування може бути з легкістю вбудована, наприклад, в імітаційну модель всієї судової системи охолодження і кондиціонування. Така інтеграція дозволить нескладними методами врахувати різні обурення, нелінійності, здійснювати моніторинг і діагностику [12], вводити будь-які алгоритми управління, дозволить модернізувати існуючу або спроектувати нову систему автоматизованого управління [13], здійснювати різноманітні оптимізаційні розрахунки, оцінити рівні енергоспоживання [14] .

Висновки

В даний час практично відсутні математичні моделі суднових СКП і суднових кондиціонуємих приміщень, придатні для якісної оцінки процесів кондиціонування повітря, в тому числі оцінки процесів енергоспоживання, відносно простими засобами.

Аналіз відомих досліджень і рішень показує, що найбільш перспективний і зручний представлення математичних моделей суднових СКП і суднових приміщень, що кондиціонують здійснюється за допомогою структурних схем містять передавальні функції із зосередженими та / або розподіленими параметрами, причому частина передавальних функцій може містити дробові ступені.

Програмна реалізація структурних схем, наприклад, суднових приміщень, що кондиціонуються, може здійснюватися в таких відомих системах моделювання, як Matlab, VisSim, LabVIEW і їм подібних об'єктно-проектно-орієнтованих середовищах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Загоруйко, В. А. Судовая холодильная техника / В. А. Загоруйко, А. А. Голиков. – Київ: Наукова думка, 2000. – 608 с.

2. Лалаев, Г. Г. Судовые холодильные установки и системы кондиционирования / Г. Г. Лалаев. – М.: Транспорт, 1981. – 248 с.

3. Homod, R. Z. Review on the HVAC system modeling types and the shortcomings of their application / R. Z. Homod // Journal of Energy, vol. 2013, Article ID 768632, 10 p., 2013.
http://dx.doi.org/10.1155/2013/768632.

4. Novak, P. R. Simulation and analysis of a secondary HVAC system using MATLAB/SIMULINK platform / P. R. Novak, N. Mendes, G. H. C. Oliveira // In

Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, p.p. 387-392, November, 2004.
– doi: 10.1115/IMECE2004-59570.
5. Чумак, И. Г. Динамические режимы работы холодильных установок и аппаратов /И. Г. Чумак, А. И. Коханский. – М. : Машиностроение,1978. – 191 с.
6. Оносовский, В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок: учеб. пособ / В. В. Оносовский. – Л.: Изд. Ленингр. университета, 1990,208 с.
7. Wang, X. Modelling and experiment analysis of variable refrigerant flow air-conditioning systems / X. Wang, J. Xia, X. Zhang, S. Shiochi, C. Peng, Y. Jiang // In Proceedings of the IBPSA Conference on Building Simulation, p.p. 361-368, 2009.
http://www.ibpsa.org/proceedings/bs2009/bs09_0361_368.pdf.
8. Orosa, J. A. A new modelling methodology to control HVAC systems / J. A. Orosa // Expert Systems with Applications, vol. 38, № 4, p.p. 4505-4513, 2011.
http://dx.doi.org/10.1016/j.eswa.2010.09.124
9. Ghiaus, C. Calculation of optimal thermal load of intermittently heated buildings / C. Ghiaus, I. Hazyuk. // Energy and Buildings, vol. 42, № 8, p.p. 1248-1258, 2010.
http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.02.017.
10. Wang, J. Analytical design of decoupling control for variable-air-volume air-conditioning system / J. Wang, C. Zhang, Y. Jing // In Proceedings of the IEEE Conference on Digital Object Identifier, p.p. 630-635, 2008.
– doi: 10.1109/ICCIS.2008.4670836.
11. Mendes, N. A new mathematical method to solve highly coupled equations of heat and mass transfer in porous media / N. Mendes, P. C. Philippi, R. Lamberts // International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, № 3, p.p. 509-518, 2001.
http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00172-7.
12. Концепция системы компьютерного мониторинга и технической диагностики рефрижераторной холодильной установки судна / Ю. А. Очеретяный, В. И. Живица, В. Н. Белый и др. // Судовые энергетические установки, 2011. – № 28. – С. 5-11.
http://www.nbuv.gov.ua/old_jrn/natural/seu/2011_28/28_04.pdf.
13. Онищенко, О. А. Двуканальная система управления малыми холодильными установками / О. А. Онищенко // Электротехнические и компьютерные системы, 2012. – № 5. – С. 37-42.
http://etks.opu.ua/?fetch=articles&with=info&id=21814.
14. Онищенко, О. А. Оценка энергетических затрат на выработку холода бытовым холодильным прибором / О. А. Онищенко // Вісник КДПУ ім. Міхайла Остроградського, 2007. – №3. – С. 44-48.
http://www.kdu.edu.ua/statti/2007-3(44)/106.pdf.

Bibliography (transliterated)

1. Zagoruyko, V. A. Sudovaya holodilnaya tehnika / V. A. Zagoruyko, A. A. Golikov. – Kiyiv: Naukova dumka, 2000. – 608 s.

2. Lalaev, G. G. Sudovyie holodilnyie ustanovki i sistemyi konditsionirovaniya / G. G. Lalaev. – M.: Transport, 1981. – 248 s.

3. Homod, R. Z. Review on the HVAC system modeling types and the shortcomings of their application / R. Z. Homod // Journal of Energy, vol. 2013, Article ID 768632, 10 p., 2013.

http://dx.doi.org/10.1155/2013/768632.

4. Novak, P. R. Simulation and analysis of a secondary HVAC system using MATLAB/SIMULINK platform / P. R. Novak, N. Mendes, G. H. C. Oliveira // In Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, p.p. 387-392, November, 2004.

– doi: 10.1115/IMECE2004-59570.

5. Chumak, I. G. Dinamicheskie rezhimyi rabotyi holodilnyih ustanovok i apparatov / I. G. Chumak, A. I. Kohanskiy. – M. : Mashinostroenie, 1978. – 191 s.

6. Onosovskiy, V. V. Modelirovanie i optimizatsiya holodilnyih ustanovok: ucheb. posob / V. V. Onosovskiy. – L.: Izd. Leningr. universiteta, 1990, 208 s.

7. Wang, X. Modelling and experiment analysis of variable refrigerant flow air-conditioning systems / X. Wang, J. Xia, X. Zhang, S. Shiochi, C. Peng, Y. Jiang // In Proceedings of the IBPSA Conference on Building Simulation, p.p. 361-368, 2009.

http://www.ibpsa.org/proceedings/bs2009/bs09_0361_368.pdf.

8. Orosa, J. A. A new modelling methodology to control HVAC systems / J. A. Orosa // Expert Systems with Applications, vol. 38, № 4, p.p. 4505-4513, 2011.

http://dx.doi.org/10.1016/j.eswa.2010.09.124

9. Ghiaus, C. Calculation of optimal thermal load of intermittently heated buildings / C. Ghiaus, I. Hazyuk. // Energy and Buildings, vol. 42, № 8, p.p. 1248-1258, 2010.

http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.02.017.

10. Wang, J. Analytical design of decoupling control for variable-air-volume air-conditioning system / J. Wang, C. Zhang, Y. Jing // In Proceedings of the IEEE Conference on Digital Object Identifier, p.p. 630-635, 2008.

– doi: 10.1109/ICCIS.2008.4670836.

11. Mendes, N. A new mathematical method to solve highly coupled equations of heat and mass transfer in porous media / N. Mendes, P. C. Philippi, R. Lamberts // International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, № 3, p.p. 509-518, 2001.

http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00172-7.

12. Kontseptsiya sistemyi kompyuternogo monitoringa i tehnicheskoy diagnostiki refrizheratornoy holodilnoy ustanovki sudna / Yu. A. Ocheretyanyiy, V. I. Zhivitsa, V. N. Belyiy i dr. // Sudovyie energeticheskie ustanovki, 2011. – № 28. – S. 5-11.

http://www.nbuv.gov.ua/old_jrn/natural/seu/2011_28/28_04.pdf.
13. Onischenko, O. A. Dvukanalnaya sistema upravleniya malyimi holodilnyimi ustanovkami / O. A. Onischenko // Elektrotehnicheskie i kompyuternyie sistemyi, 2012. – № 5. – S. 37-42.
http://etks.opu.ua/?fetch=articles&with=info&id=21814.
14. Onischenko, O. A. Otsenka energeticheskih zatrat na vyirabotku holoda byitovyim holodilnyim priborom / O. A. Onischenko // VIsnik KDPU im. Mikhayla Ostrogradskogo, 2007. – №3. – S. 44-48.
http://www.kdu.edu.ua/statti/2007-3(44)/106.pdf.

УДК 629.123.62-93

Луценко С.С., кер. доц. Козьміних М. А..
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення енергоефективності теплообмінних апаратів суднових холодильних установок

В статті розкрито: а) проблема ефективності судових холодильних установок (СХУ) як споживача електроенергії, запропоновані методи поліпшення ефективності СХУ; б) проведений аналіз факторів, які впливають на енергоефеткивність СХУ, та факторів, які впливають на процеси СХУ; в) проведені дослідження щодо швидкостей повітря у СХУ, як вони впливають на економічні та продуктивні показники роботи установки, виявлені оптимальні значення швидкостей повітря.

Ключові слова: суднова холодильна установка, ефективність, аналітичний аналіз, параметр управління.

Abstract. The article reveals: a) the problem of the efficiency of ship refrigeration units (SRU) as a consumer of electricity, proposed methods for improving the efficiency of the SRU; b) the analysis of the factors influencing the energy efficiency of the SRU and the factors influencing the processes of the SRU are conducted; c) conducted studies on air velocities in the SRU, how they affect the economic and productive performance of the installation, the optimum values of air velocities has been found.

Key words: ship's refrigeration unit, efficiency, analytical analysis, control parameter.

Вступ. Вибір напряму досліджень обумовлений на важливості проблем зниження енергозатрат під час експлуатації суднових холодильних установок.

В якості об'єкту визначеного для детального розгляду обрано питання технічної експлуатації зі зниженням енерговитрат.

Ефективність та економічність експлуатації суднових холодильних установок залежить від режимів роботи теплообмінних апаратів, які являються

найбільш металоємними елементами цих систем. Інтенсифікація процеса теплопередачі дозволить понизити їх металоємкість, енергозатрати, поліпшити економічні та габаритні характеристики.

Огляд літературних джерел, аналіз відомих рішень, виклад основного матеріалу. Коефіцієнт теплопередачі повній зовнішній поверхні повітроохолоджувача k представимо формулою:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_н \xi_н E_н}\right)\left[\left(\frac{1}{\alpha_a}\right) + \left(\frac{\delta_з}{\lambda_з}\right)\right]\beta} \qquad (1)$$

Де $\alpha_н$ – коефіцієнт теплопередачі від повітря до зовнішній обребреній поверхні, Вт/(м^2 * К); $\xi_н$- коефіцієнт волого випадання ; $E_н$ – коефіцієнт ефективності ребристої поверхні; α_a - коефіцієнт тепловіддача від внутрішньої стінки труби до хладагенту, Вт/(м^2 * К); $\delta_з$- товщина забруднень, м; $\lambda_з$ – коефіцієнт теплопровідності забруднень, Вт/(м^2 * К); β - міра обребрення.

Значення β, $\lambda_з$,$\delta_з$,$E_н$,$\xi_н$ визначаються конструктивними особливостями теплообмінного апарату та станом зовнішнього середовища. Інтенсифікація процесу темплообміну можлива шляхом збільшення α_a та $\alpha_н$. В умовах експлуатації контроль зміни α_a важкий через відсутність відповідної вимірювальної апаратури.

Значно простіше вирішується завдання збільшення $\alpha_н$, який визначається залежно від конструктивних характеристик теплообмінного апарату, швидкості та теплофізичних характеристик зовнішнього середовища.

Як параметр управління вибираємо швидкість зовнішнього середовища. Представимо $\alpha_н$ як функцію від дискретно вибраній швидкості зовнішнього середовища.

$$\alpha_н = f(V_1, V_2, \dots, V_i, \dots, V_n), \qquad (2)$$

Де V_1,V_2,V_i,V_n–різні значення швидкості зовнішнього середовища, м/с.

При фіксованій швидкості $\alpha_н$ залежить від геометричних характеристик прохідного перетину теплообмінного апарату.

На підставі експериментальних або розрахункових залежностей $\alpha_н = f(L/d_э)$, де $(L/d_э)$ – відношення довжини каналу до еквівалентного діаметру живого перетину, що є геометричною характеристикою теплообмінного апарату, можна побудувати характеристику $\alpha_н = f(V)$ для заданого значення $L/d_э$. Таким чином отримано сімейство кривих $\alpha_н = f(V)$ для різних конструктивних типів теплообмінних апаратів.

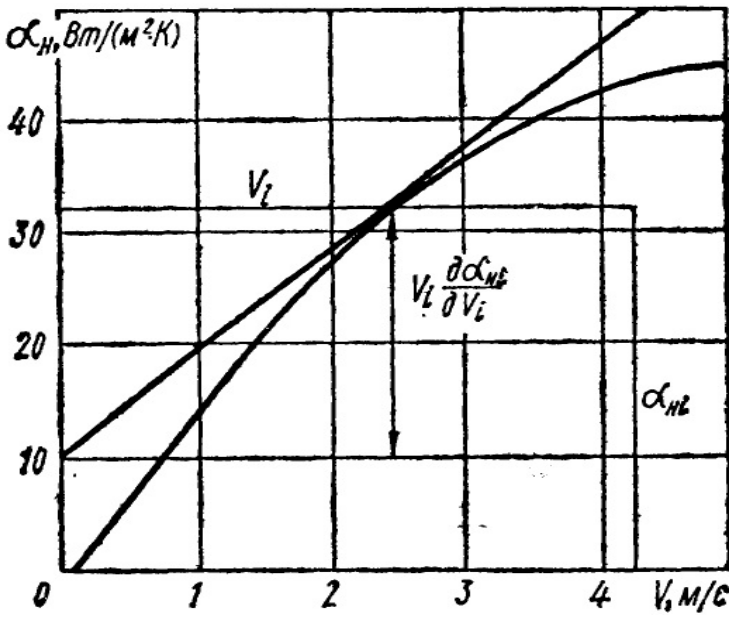


Рис. 1 Графічний метод визначення показників θ_i.

Функція багатьох змінних (2) матиме екстремум при виконанні наступної умови:

$$d\,\alpha_н = 0 \quad (3)$$

та максимум

$$d^2\alpha_н < 0 \quad (4)$$

Повну похідну функцію можна записати в наступному вигляді:

$$d\alpha_н = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\partial \alpha_{нi}}{\partial V_i} dV_i = 0 \quad (5)$$

По фізичному сенсу приріст V не може дорівнювати нулю, отже для знаходження екстремуму необхідне виконання умов $\frac{\alpha_{н1}}{\partial V_1} = 0$, $\frac{\alpha_{н2}}{\partial V_2} = 0$, …, $\frac{\alpha_{нi}}{\partial V_i} = 0$,

При різних геометричних характеристиках прохідного перетину теплообмінного апарату точки перетину характеристик $\alpha_н = f(V)$, екстремуми не збігатимуться. Для виконання умови (3) необхідно и достатньо отримати рівняння

$$\theta_1 = \theta_2 = \theta_i \ldots = \theta_n, \quad (6)$$

Де

$$\theta_i = \alpha_{нi} + V_i \frac{\partial \alpha_{нi}}{\partial V_i} \quad (7)$$

(Тут i – варіант геометрії прохідного перетину).

Формула (7) отримана за допомогою класичного варіаційного числення при знаходженні екстремуму функції багатьох змінних. Величину θ_i визначи тиграфічно (Рис 1) для будь-якої точки функції $\alpha_{нi} = f(V_i)$ або розрахунковим методом.

Функціями $\alpha_{нi} = f(V_i)$ для різних геометричних характеристик, неважко побудувати функції $\theta_i = f(V_i)$ та знайти умови, що задовільняють рівність (6), вибрати швидкість при заданній геометрії прохідного перетину теплообмінного апарату. При цьому враховуються умови (3).

Для виконання оптимальної умови набуття максимального значення $\alpha_н$, достатньою буде умова (4). Так як умова (4) є залежністю в квадратичній формі, для того, щоб вона була визначеним і негативним, необхідно використовувати нерівності Сильвестра, які задовольняють лише за умови від'ємності похідної показника θ_i за швидкістю V_i:

$$\frac{\partial \theta_i}{\partial V_i} < 0 \qquad (8)$$

Виконання цієї умови легко встановити по графіках $\theta_i = f(V_i)$.

При проектуванні систем суднових холодильних установок типи обребрення і геометричну компановку поверхні повітря охолоджувачів, що охолоджує. У Теплобмінних аппаратах цього типу можливе вживання суцільних пластинчастих і круглих ребер. Аналіз, наявний в літературі, свідчить про те, що меншим значенням відношення L/$d_э$ відповідають великі значення $\alpha_н$. У зв'язку з цим, як приклад вживання пропонованого методу, обмежимося розглядом випадків L/$d_э = 5$ та L/$d_э = 10$, для пластинчастих ребер и L/$d_э = 7$ - для круглих.

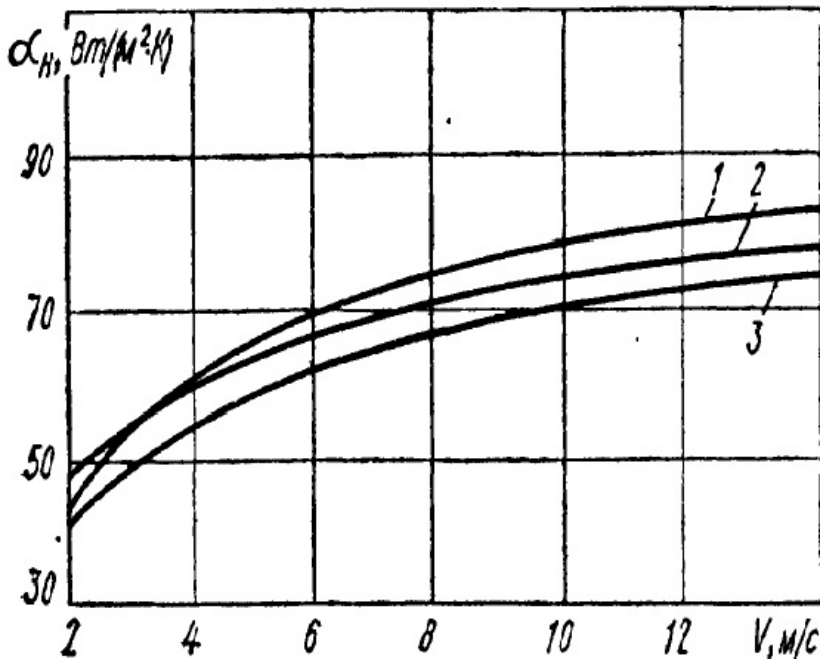


Рис. 2 Графіки залежності коефіцієнта тепловіддачі від повітря до зовнішньої обребреної поверхні від швидкості повітря:

1 – круглі ребра, L/$d_э$=7; 2, 3 – Суцільні пластинчасті ребра, L/$d_э$ рівновідповідно 10 та 5.

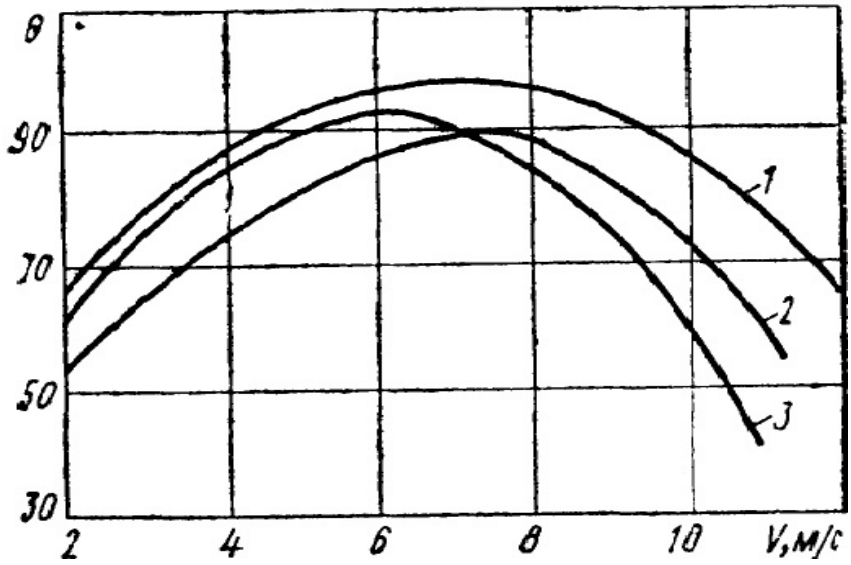


Рис. 3 Графіки залежності показника θ від швидкості повітря:
1 – круглі ребра, L/$d_э$=7; 2, 3 – Суцільні пластинчасті ребра, L/$d_э$ рівновідповідно 5 та 10.

Графічні залежності $\alpha_{ni} = f(V_i)$ для даних типів поверхностей представлені на Рис. 2. Побудувавши графіки θ=f (V) для кожного з даних варіантів (Рис. 3.) можемо зробити вивід про те, що виконання рівності (6) і умови (8) можливо в наступних випадках : θ<90; для пластинчатого обребрення при , L/$d_э$=5 V<7 м/с, при L/$d_э$=10 V<7,5, для круглих ребер при L/$d_э$=7 V<9,7 м/с.

Висновки. Оптимальні економічні швидкості повітря, коефіцієнти теплопередачі і потужності електродвигунів вентиляторів визначаються точкою дотику. Так для коридорного розташування труб $w_{в\ опт}$= 2,3 м/с, $k_{опт}$ = 31 Вт/м^2· К, $N_{в.опт}$ = 1,6 кВт, для шахового $w_{в\ опт}$= 8 м/с, $k_{опт}$ = 33 Вт/м^2·К, $N_{в.опт}$ = 3,7 кВт. Установка вентиляторів більшої потужності приведе до деякого зростання k, проте витрати на охолоджування повітря значно зростуть. Наприклад, для коридорного пучка при збільшенні швидкості повітря на 1 м/с в порівнянні з оптимальним необхідна потужність електродвигуна на 0,6 кВт більша, що дасть збільшення всього на 5 Вт/(м^{2}К), тобто збільшення тепловідведення на 16% зажадає збільшення споживаної потужності на 37,5%, при $w_в$<$w_{в.опт}$ кількість теплоти, що відводиться, зменшуватиметься швидше, ніж споживана потужність. З урахуванням того, що на сучасному транспортному судні працюють постійно декілька повітроохолоджувачів в рефрижераторних контейнерах та провізійних камерах з потужністю електродвигунів вентиляторів близько 1 кВт, а при високих температурах зовнішнього повітря включаються в роботу вентилятори повітроохолоджувачів системи кондиціонування повітря потужністю 20-25 кВт, загальна економія при забезпеченні оптимального режиму роботи повітроохолоджувачів складе до 20% або 6 кВт щогодини, а при експлуатаційному періоді судна 300 сут. річна економія по одному судну складе 26400 кВт.

Викладена методика може бути рекомендована для визначення опти-

мального режиму роботи повітроохолоджувачів і підбору вентиляторів, що забезпечують роботу повітроохолоджувачів у процесі проектування, при модернізації систем холодильних установок, а також для контролю ефективності роботи в процесі експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Загоруйко, В. А. Судовая холодильная техника / В. А. Загоруйко, А. А. Голиков. – Київ: Наукова думка, 2000. – 608 с.

2. Онищенко О. А. Оценка энергетических затрат на выработку холода бытовым холодильным прибором / О. А. Онищенко // Вісник КДПУ ім. Міхайла Остроградського, 2007. – №3. – С. 44-48.

3. Гордієнко А.В. Исследование интенсификации теплообмена в горизонтально-трубных аппаратах.- Холодил. Техника и технологии : Респ. Межвед. Науч.-техн. Сб., 1976, вып. 22, с. 20-24.

4. Mendes, N. A new mathematical method to solve highly coupled equations of heat and mass transfer in porous media / N. Mendes, P. C. Philippi, R. Lamberts // International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, № 3, p.p. 509-518, 2001.

5. Отраслевой стандарт на фреоновые воздухоохладители для судовых систем кондиционирования / А.Д. Кузнецов, Л.Д. Кротт, З.И. Лободенко, В.Н. Базаров. – Холодил. Техника, 1976, №2, с 29-33.

6. Морозюк Т.В. Теория холодильных машини тепловых насосов. Одесса, - «Негоциант», - 2006, - с. 712

7. Концепция системы компьютерного мониторинга и технической диагностики рефрижераторной холодильной установки судна / Ю. А. Очеретяный, В. И. Живица, В. Н. Белый и др. // Судовые энергетические установки, 2011. – № 28. – С. 5-11.

УДК 621.564

Шелест А.Н., кер. доц. КозьмІних М. А..
Національний університет «Одеська морська академія»

Застосування сучасних хладонів в суднових холодильних установках з урахуванням питань екологічної безпеки.

До початку 1930-х років основними холодоагентами, що застосовувалися в холодильних системах, були аміак, діоксид сірки, метилхлорид і діоксид вуглецю. Кожне з вказаних робочих тіл володіло як позитивними властивостями, так і істотними технологічними і екологічними недоліками. Проте в кінці 1920-х років Томас Мідгрей відкрив нове фторуглероднє сімейство речовин, яке володіло практично оптимальними для холодильних агентів властивостями. З цим відкриттям холодильна промисловість отримала можливість приступити до масового випуску різноманітної холодильної техніки.

До початку 1970-х років світовий ринок хлорфторвуглецiв (ХФУ) прийняв величезні розміри. Тому, природно, виникло питання про кінцеву долю цих сполук, що потрапляють у великій кількості в атмосферу. Проведені в цей час дослідження показали, що деякі ХФУ надзвичайно довговічні через свою хімічну стабільність. Вони можуть існувати в атмосфері не руйнуючись протягом тривалого часу. Проте під дією випромінювання відбувається їх поступове розкладання з виділенням атомів хлору, які вступають у взаємодію з озоном, зменшуючи тим самим його кількість в стратосфері. Зменшення концентрації озону в стратосфері є глобальною екологічною небезпекою для існування біологічної форми життя на Землі.

Вперше в міжнародному масштабі проблема регулювання виробництва і вжитку озоноруйнуючих ХФУ булла піднята Віденською Конвенцією по захисту озонового шару в 1985 р. Подальшим важливим кроком у вирішенні цієї проблеми з'явилося підписання всіма індустріальними країнами Протоколу Монреаля в 1987 р., згідно з яким по рівню впливу на озоновий шар Землі галоїдопроїзводні вуглеводні були розділені на три групи:

1. ХФУ (CFC) - хлорфторвуглеці, які володіють високим потенціалом руйнування озонового шару (Ozon Depleting Potention - ODP). Иноді використовують термин - потенціал виснаження озону. Холодильні агенти цієї групи R11, R12, R13, R500, R502, R503 мають ODP > 0,05. Озоноруйнуюча спроможність R11 була прийнята за одиницю– $ODP_{R11} = I$.

2. ГХФУ(HCFC) - гидрохлорфторвуглеці, в молекулах яких присутній водень. Для цих речовин є характерно менший час існування в атмосфері по зрівнянню з ХФУ и, як наслідок, вони менше впливають на руйнування озонового шару (ОРР<0.05). Деякі багатокомпонентні робочі тіла, які пропонують в якості альтернативи ХФУ містять в своєму складі ГХФУ, наприклад, R 22.

3.ГФУ (HPC) – гидрофторвуглеці. Ці речовини не містять хлору, а складаються з атомів вуглецю, водію і фтору. Вони не руйнують озоновий шар (ООР = О) і мають короткий період життя в атмосфері. ГФУ вважаються довгостроковими альтернативними замінниками ХФУ і ГХФУ в холодильних системах. Прикладами таких холодоагентів є R 134a, R 125, R 152a і ін. У листопаді 1992 р. в Копенгагені на черговій зустрічі країн –учасниць Монреальського Протоколу булла прийнята жорсткіша редакція цього документа. Більш того, на нараді підкреслювалося, що альтернативні (з точки зору впливу на озоновий шар Землі холодильні агенти повинні володіти незначним впливом і на парниковий ефект, а само холодильне устаткування має бути більш енергетично ефективним, ніж що існує. Тим самим проблема переведення холодильного устаткування на альтернативні холодильні агенти придбала принципово нові відтінки. Щоб продовжити експлуатацію існуючих суднових холодильних установок, що працюють на CFC холодильних агентах, з мінімальними витратами необхідне пере заправити їх альтернативними холодильнимі агентами, що дозволить переобладнати ці установки з

мінімальними доопрацюваннями і продовжити експлуатацію існуючих суднових холодильних установок з мінімальними витратами.

На відміну від CFC (R12, R22, R502...), нові холодоагенти HFC не містять хлору. Вони мають нульовий потенціал руйнування озону. Вони розглядаються як остаточні і повинні будуть використовуватися як в установках, що знов розробляються, так і в тих, що діють. На сьогодні йдеться, головним чином, про наступні області використання:

–R134a повинен остаточно замінити R12 в області високих і середніх температур;

–R404a, R507a повинен остаточно замінити R22, R502 в області середніх і низьких температур;

–R407c і R410a стають лідерами в області систем кондиціонування повітря.

Використання холодоагентів HFC породжує окремі проблеми при збірці установок і їх обслуговуванні. Більшість цих проблем існують з холодоагентами, але самою природою HFC вони посилилися. Перш за все ці проблеми зв'язані з використанням масел для холодильних систем..

Масло в холодильних системах займає спеціальне місце в технології здобуття низьких температур. Очікувана довговічність компресорів холодильних машин і установок безпосередньо пов'язана з високою якістю використовуваних масел. Взаємодія з різними речовинами, з якими знаходяться в контакті масла для холодильних машин, і особливо екстремально високі і екстремально низькі температури в різних елементах холодильної установки обумовлюють дуже специфічні вимоги, що пред'являються для масел холодильних систем.

Основна функція компресорного мастила полягає в зниженні сил тертя між елементами, що рухаються в механізмах холодильної установки, ущільненні хлипаків і, в деяких випадках, ущільненні контактних кілець. Крім того, масло повинне відводити тепло тертя від гарячих вузлів компресора і сприяти ущільненню камер стискування і хлипаків. Дуже важливо щоб холодильне масло, що досягає холодних секцій контуру у вигляді масляної пари або масляного туману або в результаті розбризкування, за будь-яких умов експлуатації поверталося в компресор за допомогою додаткових облаштувань −масловіддільника або з потоком холодагенту. Використовувані до теперішнього часу масла з холодильними агентами CFC (R12, R502...) і HCFC (R22...) абсолютно несумісні з альтернативними HFC холодагентами. При змішуванні мінерального масла з синтетичним відбувається реакція в результаті якої утворюється гель, що закупорює канали для подання масла в пари тертя. Тому, компресори, які призначені для роботи з новими холодагентами HFC, заправляються маслом, сумісним з холодильним агентом, що заправляється. Сумісність альтернативних холодильних агентів з маслами приведена в таблиці.

ТАБЛИЦЯ СУМІСНОСТІ ХЛАДОНІ ТА МАСТИЛ

	Масло	Ф	Mobil	TOTAL PLANETELF	SUNISO	Bitzer
R12	Мінеральне	Ф 12-16	MobilGargoyleArcticOil 155, 300		Sunisо 3GS, 4GS	
R22	Мінеральне, Синтетичне	Ф 12-24	Mobil Gargoyle Arctic Oil 155, 300, Mobil Gargoyle Arctic SHC 400, Mobil Gargoyle Arctic SHC 200, Mobil EAL Arctic 32,46,68,100	LUNARIA SK	Sunisо 3GS, 4GS	Biltzer B 5.2, Biltzer B100
R23	Синтетичне		Mobil EAL Arctic 32, 46,68,100	PLANETELF ACD 68M	Sunisо SL 32, 46,68,100	Biltzer BSE 32
R134a	Синтетичне		Mobil Arctic Assembly Oil 32, Mobil EAL Arctic 32,46, 68,100	PLANETELF ACD 32, 46,68,100, PLANETELF PAG	Sunisо SL 32, 46,68,100	Biltzer BSE 32
R404a	Синтетичне		Mobil EAL Arctic 32,46, 68,100	PLANETELF ACD 32,46, 68,100	Sunisо SL 32, 46,68,100	Biltzer BSE 32
R406a	Синтетичне	Ф 12-16	MobilGargoyleArcticOil 155,300		Sunisо 3GS, 4GS	
R407c	Синтетичне		Mobil EAL Arctic 32,46, 68,100	PLANETELF ACD 32,46, 68,100	Sunisо SL 32, 46,68,100	Biltzer BSE 32
R410a	Синтетичне		Mobil EAL Arctic 32,46, 68,100	PLANETELF ACD 32,46, 68,100	Sunisо SL 32, 46,68,100	Biltzer BSE 32
R507	Синтетичне		Mobil EAL Arctic 22CC, 32, 46,68,100	PLANETELF ACD 32,46, 68,100	Sunisо SL 32, 46,68,100	Biltzer BSE 32
R600a	Мінеральне	Ф 12-16	MobilGargoyleArcticOil 155, 300		Sunisо 3GS, 4GS	

Класифікація масел для холодильних установок:

1. Мінеральні олії: нафтенові і парафінові.

2. Синтетичні олії: алкилбензольні (А); полиалкилгликольні (ПАГ); полиолэфирні (ПОЕ); полиальфаолефинові (ПАО) та ін.

3.Напівсинтетичні масла:суміші алкилбензольної і мінеральної олії (А/М).

Найбільш використовувані типи масла :

- мінеральні - є змішуваними (повністю розчинними) з R12, застосовуються з холодагентами груп ХФУ, ГХФУ - R13, R22, R500, R502 і так далі;

- алкилбензольні масла (А)– використовуються в холодильній промисловості більше 25 років, термічно стабільні, добре змішуються з холодильними агентами груп ХФУ, ГХФУ.

- полиолефірні олії (ПОЕ) рекомендуються для установок з холодагентами групи ГФУ - R134, R407C, R410A, R404A;

- полиалкилгликольні олії (ПАГ) широко використовуються в мобільних установках з холодагентом R134A.

Переваги синтетичних масел в порівнянні з мінеральними:

- краще змащувальні якості;

- вище термічна стабільність і стійкість в суміші з холодильними агентами;

- нижче температура застигання;

- менше агресивність по відношенню до конструкційних матеріалів.

Недоліки: - відносно висока вартість;

- значна гігроскопічна і виборча агресивність по відношенню до окремих матеріалів.

Полиолэфири – хімічні речовини, отримані зі спирту і органічних кислот. Ефірні олії надзвичайно гігроскопічні. Наприклад, вони дуже швидко насичуються вологою. Для зволоження масла досить потримати відкритою каністру впродовж 15 ÷ 20 хвилин. Тому, кількість води, яка потрапляє в контур одночасно з олією, може виявитися дуже великою. Оскільки суміш ефір + HFC + вода може утворювати украй агресивну і небезпечну фторводородну кислоту, що у свою чергу пред'являє особливі вимоги до герметичності холодильних систем і дотримання максимальної обережності по частині обезводнення при усіх роботах, пов'язаних з розкриттям холодильного контура.

Кращим методом видалення вологи з холодильних систем, у разі попадання її в холодильний контур, являється вакуумування усієї системи не нижче 5 мм рт.ст. з періодичним наповненням холодильного контура газоподібним азотом (не менше 3 разів) і підігріванням системи до 30 ÷ 40 ºС. Операції по вакуумуванню повинні робитися особливо ретельно, а використовувані фільтри-осушувачі повинні мати максимально можливу продуктивність (переважно, з антикислотною функцією), щоб понизити до мінімуму небезпеку виходу з ладу компресора.

Ефірні масла не допускають змішування. Деякі ефірні масла містять антиокислювальні, противспінювачі та протизносні добавки, які покращують характеристики масел. Проте природа цих добавок у різних виробників неоднакова, що може привести до несумісності масел між собою. Крім того, при змішуванні масел результуюча в'язкість суміші стає не прогнозованою, що може нанести збиток процесу змащування компресора. Таким чином,

слід уникати змішування двох різноособистих ефірних масел, небезпека чого з'являється, головним чином, при доливці масла в холодильну систему ї, навіть якщо ця небезпека незначна.

Проте головна проблема полягає в тому, що ефірні масла дуже швидко перестають змішуватися з HFC у присутності масла іншого сімейства, що утруднить повернення масла в компресор з охолоджувальних приладів. Фільтр-осушувач має бути спеціальної моделі HFC з набагато дрібнішими осередками і, бажано, щоб він виконував ще функцію антикислотних фільтрів.

Використання холодагентів категорії HFC (R134a, R404A, R507A, R410A...) в новостворюваних установках вимагає дотримання чисельних обережностей і породжує деякі проблеми. Заміна CFC на HFC в існуючій установці є складною операцією, викликаною необхідністю видалення з контуру діючого масла і заміни на синтетичне, призначене для конкретного холодильного агента (для чого знадобиться дещо дуже ретельних промивань контуру), встановити комплектуючі, призначені для роботи на HFC. Можливо необхідно буде замінити ТРВ, фільтр-осушувач, оглядове скло, а іноді навіть поміняти компресор.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.

1. Бабакин Б.С., Стефанчук Е.Е., Ковтунов В.И. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. М. «Колос», 2009.
2. Бриганти А. Руководство по техническому обслуживанию холодильных установок и установок для кондиционирования воздуха. – М. Евро климат. 2004. С 218-221.
3. Котзаогланиан П. Пособие для ремонтника. Справочное руководство по монтажу, эксплуатации, обслуживанию и ремонту современного оборудования холодильных установок и систем кондиционирования. Перевод с французского В.Б. Сапожникова. – М,: Эдем, 2007. 846 с.
4. Цветков О.Б.Холодильные агенты.СПб.,СПБГУНиПТ,2004,216 с.

УДК 629.123

Куртій О.Є., Козьміних М.А., Дулдієр О.П.
Національний університет «Одеська морська академія»

Моніторинг енергоефективності судових комбінованих котлових установок

Енергоефективність судна регулюється відповідно з Резолюцією ИМО МЕРС.203(62) Додатком VI МАРПОЛ.

Підвищення енергоефективності сучасних суден в умовах експлуатації досягається за рахунок моніторингу суднового обладнання по прийнятому стандарту.

Цей стандарт може враховує різні засоби виміру енергоефективності суднових технічних засобів, в яких передбачено можливі напрямки удосконалення методів и технологій підвищення енергоефективності СЕУ і концепції використання яких на поточній стадії ще остаточно не визначено.

Одним из елементів СЕУ є комбіновані котлові установки [1], які впливають на емісію вуглекислого газу CO_2 и продуктів неповного горіння в ГД. Як наслідок, в задачах, які пов'язані з енергоефективністю суднових комбінованих котлових установок, необхідно удосконалення як самих УК, так технічних засобів забезпечення контролю.

Енергоефективность комбінованих котлових установок визначається можливими робочими діапазонами їх режимів.

На режимах безперервної роботи необхідно встановлювати показники енергоефективності в типових інтервалах зміни навантажень і корисної потужності.

На режимах периодичної дії встановлюють показники окремих процесів і стану, які охоплюють такі режими. При цьому в якості технічного нормативу встанавлюють гранично допустимі значення енергоефективності не для всіх, а для найбільш ймовірних умов експлуатації або умов, які найбільш повно характеризують експлуатаційні властивості суднової котлової установки. В якості таких умов можуть бути один або декілька режимів експлуатації.

Для судових котлів таким показником є значення ККД [2] в залежності від корисної теплової потужності.

По цьому значенню встановлюють технічні нормативи по витраті палива і енергії з вказівками допустимих границь зміни нормативних значень за період нормальної експлуатації котлів.

Як відомо, зниження ККД в процесі нормальної експлуатації протягом міжремонтного періоду бажано не больш 3% проектного значення.

Відомі слідуючі форми оцінки технічних показників енергоефективності по витраті палива або теплової енергії [3] в вигляді:

- числових значень показників ККД;
- таблиць числових значень режимних параметрів;
- графічних залежностей значень показників;
- функціональних або інших залежностей, які виражені аналітичними або іншими формулами.

При цьому показники задають абсолютними або питомими значеннями втрат енергії.

В якості характерних параметрів використовують:

- повноту використання палива (енергоносія);
- повноту енергетичного потенціалу (вихідні параметри палива);
- розмірні характеристики перетворення енергії.

В загальному випадку в залежності від ступення інтеграції відрізняють такі поточні методи визначення показників суднових установок:

- розрахунково-аналітичний,
- дослідно-експериментальний,

- статистичний,
- приладний,
- змішані.

Розрахунково-аналитичний метод основано на методиці визначення значень показників при проектуванні.

Досліно-експериментальний метод основано на даних спеціально теплотехнічних випробувань котла і проведенням спеціальних вимірів характеристик.

Статистичний метод основано на обробці статистичних даних по показникам заданої лінійки котлів, які вибрані в якості прототипу.

Приладний метод основано на проведені спеціальних випробувань і вимірів фактичних значень показників.

Всі вищеперераховані методи є основою для підвищення енергоефективності експлуатації суднових комбінованих котлів.

Для підвищення енергоефективності УК збільшується глибина утилізації тепла, за рахунок застосування топкових пристроїв.

Найбільшого поширення набули циліндричні УК, які виконуються в єдиному конструкторському виконанні с топковим пристроєм, що призводить до деяких змін умов їх експлуатації.

Особливістю таких котлів є нерівномірність теплового навантаження на поверхні нагрівання, що призводить до значної теплової напруги в об’ємі УК.

Ці обставини призводять до необхідності дослідження впливу топкових пристроїв на експлуатацію УК з паливними камерами.

Досвід експлуатації топкових пристроїв дозволяє зробити висновок, що найбільш перспективним напрямом застосування в УК топкових пристроїв з ротаційними форсунками. Для прикладу розглянемо ротаційну форсунку “SAACKE”.

Суднова моноблочна форсунка SAACKE (рис. 1) працює за принципом ротаційного розпилення [1] палива.

забезпечує широкий діапазон управління і оптимальне спалювання з низьким викидом продуктів неповного згорання на будь-яких режимах роботи.

Номінальний тиск палива до форсунки наближено 0,25-0,35 МПа, що дозволяє перекачувати паливо з незначними затратами енергії і паливна система може бути виконана для низького робочого тиску.

Паливо розпилюється за допомогою первинного повітря з порівняно великим тиском. За допомогою обертової чашки, паливо до розпилення утворює на поверхні чашки тонкий шар. Ступенево - згладжений розподіл палива на внутрішній поверхні обертової чашки сприяє утворенню дуже рівного шару палива на краю чашки, що сильно допомагає якісному розпилу дрібними краплями однакової величини. Номінальний, діапазон регулювання форсунки приблизно 7:1. Первинне повітря становить приблизно 15% від теоретично необхідної кількості повітря для спалювання при максимальній продуктивності. Подача палива відбувається циркуляційної системою. Кіль-

кість подачі палива до форсунки регулюється клапаном, розміщеним в камері на самій форсунці.

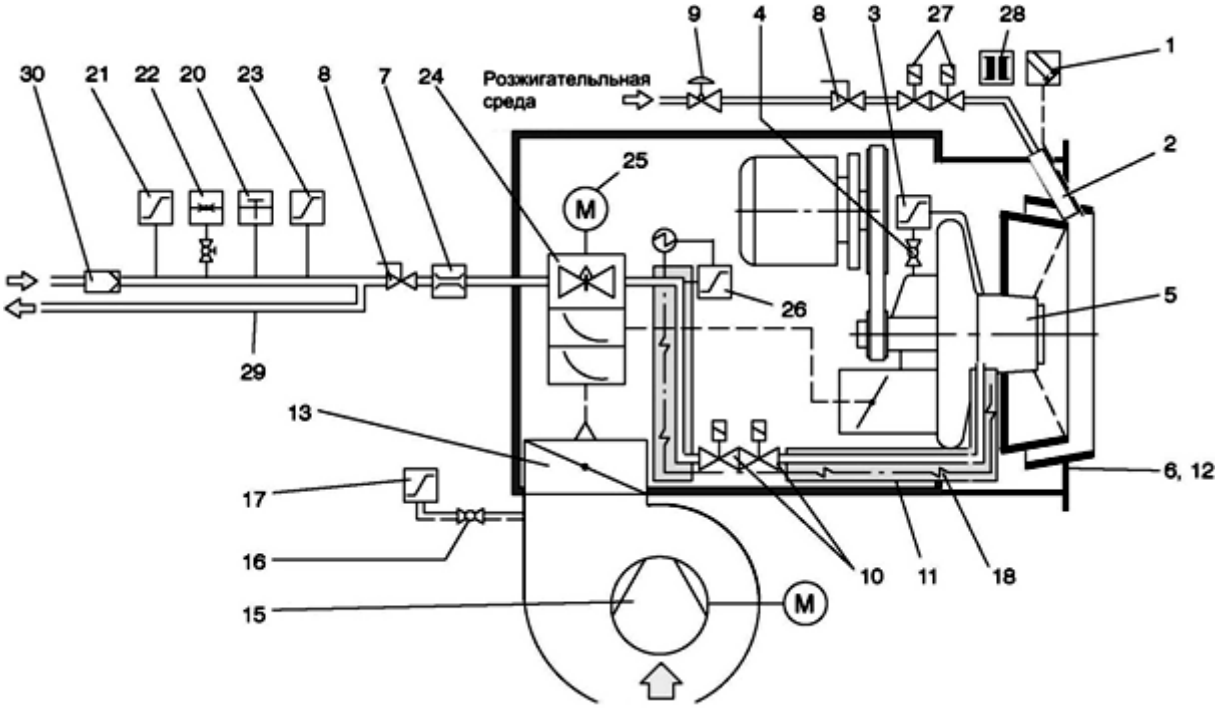


Рис. 1. Принципова схема топкового пристрою: 1- фотоелемент, 2-запальний пристрій; 3 -датчик тиску первинного повітря, 4 - клапан для перевірки диференціального тиску, 5 - стакан форсунки, 6 - зовнішнє кільце регістру, 7 – витратомір, 8 - ручний запірний клапан, 9 - датчик тиску газу, 10 - електромагнітні клапана, 11 – ізоляція, 12 - блокування відкриття форсунки, 13 - витратомір повітря, 14 – заслінка, 15 – повітродувка, 16 - клапан для перевірки тиску, 17 - датчик тиску повітря, 18 - електричний обігрівач, 19 – електродвигун, 20 - вимірювальні прилади температури, 21 - датчик температури, 22 - датчик тиску з відсічним клапаном, 23 - датчик тиску, 24 - пристрій управління з ротаційним клапаном і кулачковим важелем, 25 – сервопривід, 26 - контролер температури, 27 - електромагнітні клапана для розпалювальної суміші, 28 - трансформатор розпалювання, 29 - трубопровід рециркуляції, 30 – піддон.

Особливість подачі первинного, вторинного і третинного повітря

До розпилюючої чашки паливо має в'язкістю до 12 °Е. Нормальні дані в'язкості для важкого палива приблизно 6-7 °Е. Форсунка також може працювати на більш рідкому паливі, так як має обертову чашку із змінною оболонкою.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Корнилов Э.В., Афанащенко В.М., Бойко П.В. Вспомогательные и утилизационные котлы морских судов. Конструкция и эксплуатация: Учебное пособие. – Одесса: Феникс, 2004. 172 с. ISNB 966-8289-69-2.

2. Дулдиер А.П. Определение полноты сгорания топлива в топочном устройстве. // Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції

„Динаміка наукових досліджень 2003”.- Том 37. Енергетика. Дніпропетровськ, Наука і освіта, 2003. с.17-18
3. Павлов В.А., Штейнер И.Н. Условия оптимизации процессов сжигания жидкого топлива и газа в энергетических и промышленных уста-новках.- Л.: Энергоатомиздат. Лёнингр. отд-ние, 1984.-120 с.

УДК 629.12+621.69

Лотвін Д.В, кер., доц. Денісов В.Г.
Національний університет “Одеська морська академія”

Аналіз можливостей удосконалення систем вторинного скраплення вантажу суден метановозів

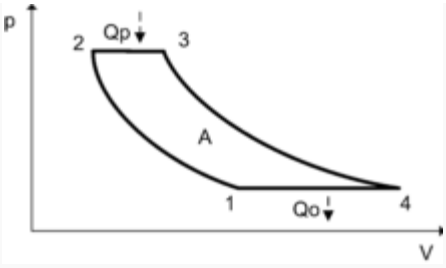
У даній роботі коротко розглянуто способи транспортування газу, і надано аналіз суднових установок для скраплення газу на прикладі судна для перевезення зрідженого газу типу LNG.

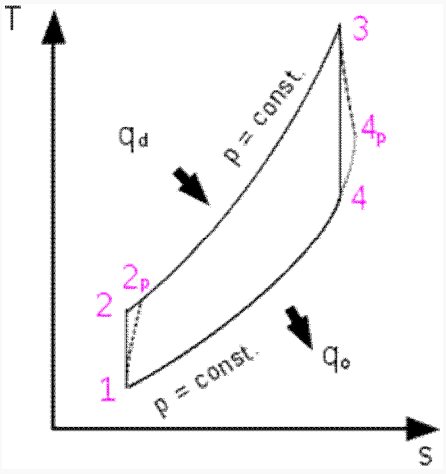
Кількість і вартість газу що випаровується за період транспортування морем досить значні. У зв'язку з цим найбільш раціональний і ефективний метод утилізації парів вантажу - повторне скраплення. Аналіз діючих і запланованих для будівництва в 2015-2016 рр. суден для перевезення СНГ та СПГ підтверджує, що установка повторного скраплення газів (УПСГ) повинна обов'язково входити до складу сучасного газовоза. Однак ці установки маловивчені в експлуатації, та немає досить даних про їх надійність.

УПСГ є елементом складної технічної системи енергетичного комплексу. Наслідком відмови цього елемента буде неконтрольоване підвищення тиску в вантажних танках, що викличе спрацьовування запобіжних клапанів і втрату частини вантажу, а в деяких випадках - руйнування танка.

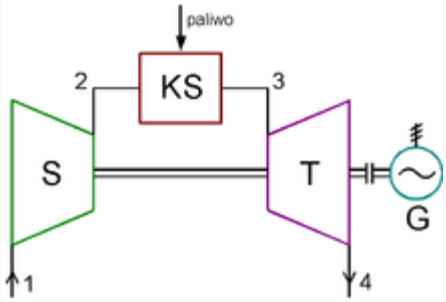
Зараз проблеми надійності та експлуатації УПСГ набули великого значення для морських судів, оскільки від їх показників залежить безпека і ефективність транспортування газу морем. У зв'язку зі стрімким розвитком даного флоту важливо підтримувати безпеку УПСГ на належному рівні, передбачити і попереджати її можливі відмови і їх наслідки, що дозволить підвищити надійність системи повторного скрпалення.

Цикл Брайтона/Джоуля — термодинамічний цикл , що описує робочі процеси газотурбінного, турбореактивного й прямоточне повітряно-реактивного двигунів внутрішнього згорання , а також газотурбінних двигунів зовнішнього згорання з замкнутим контуром однофазного робочого тіла P — V діаграма циклу Брайтона





I — S (T — S) діаграма циклу Брайтона
Ідеального (1—2—3—4—1)
Реального (1—2_p—3—4_p—1)



Ідеальний цикл Брайтона складається з процесів
1—2 Ізоентропічне стискання.
2—3 Ізобарвний підвід теплоти.
3—4 Ізоентропічне розширення .
4—1 Ізобарвний відвід теплоти.

З обліком реальних адіабатичних процесів розширення і стискання від ізоентропічних, будується цикл Брайтона (1—2_p—3—4_p—1 на T-S діаграмі)

У судновий установці повторного зрідження, що працює по циклу Брайтона (рис. 3.1), випаруэться з вантажних танків природний газ відсмоктується компресором 5 нижнього каскаду і проводиться через рекуперативний теплообмінник 6, водяний охолоджувач 4. Проходячи конденсатор 3, газ дросселируется і накопичується в сепараторі-ресивері 9, звідки рідка фракція вантажу за допомогою насоса 8 надходить у вантажний танк 7. Пароподібна фракція вантажу, проходячи рекуперативний теплообмінник 6, направляється або на установку скраплення інертного газу, або в котел, що працює на рідкому і газоподібному сортах палива.

Контур верхнього азотного каскаду з конденсатором 3 може бути розглянутий як установка повторного зрідження, що діє за схемою непрямого повного скраплення. Підтискає є багатоступінчастий азотний турбокомпресор I верхнього каскаду, дотискати - турбокомпресор 15, що працює спільно з турбодетанатором 10, охолоджувачем 13 і рекуперативним теплообмінником. Підтискає турбокомпресор 1 працює спільно з охолоджувачем 2, що використовують морську воду. Пристрій регулювання холодильної потужності верхнього каскаду складається з буферної ємності 12, автоматичного регулятора тиску 14 у вантажному танку 7 і автоматично керованих клапанів. Буферна ємність з клапанами з'єднує дві магістралі: одну, що йде від компресора 15 і охолоджувача 13, і іншу, що йде від конденсатора 3 до теплообмінника 11.Азотний турбокомпресор верхнього каскаду забезпечується байпасом 5.

Установки повторного зрідження природного газу можуть функціонувати за модифікованим циклу Брайтона. В цьому випадку в схему установки включається контур верхнього азотного каскаду відділення та часткового зрідження азоту. Концентрація азоту в зрідженому природному газі не перевищує 0,7% Установки повторного зрідження, що працюють відповідно до модифікованим циклом Брайтона, можуть мати різне виконання - відокремлюють зріджений азот і Невідокремлювані азота від зрідженого газу. Азот надходить з установки повторного зрідження разом з парами природного газу. У замкнутому контурі (рис. 3.1) газоподібного азоту передбачається його двоступенева стиснення з наступним охолодженням морською водою в охолоджувачах 2 і 3. Стиснення здійснюється компресорами 1 та 4 .Після того як азот пройде через теплообмінник 6, газ розширюється в турбіні 5, де і охолоджується .

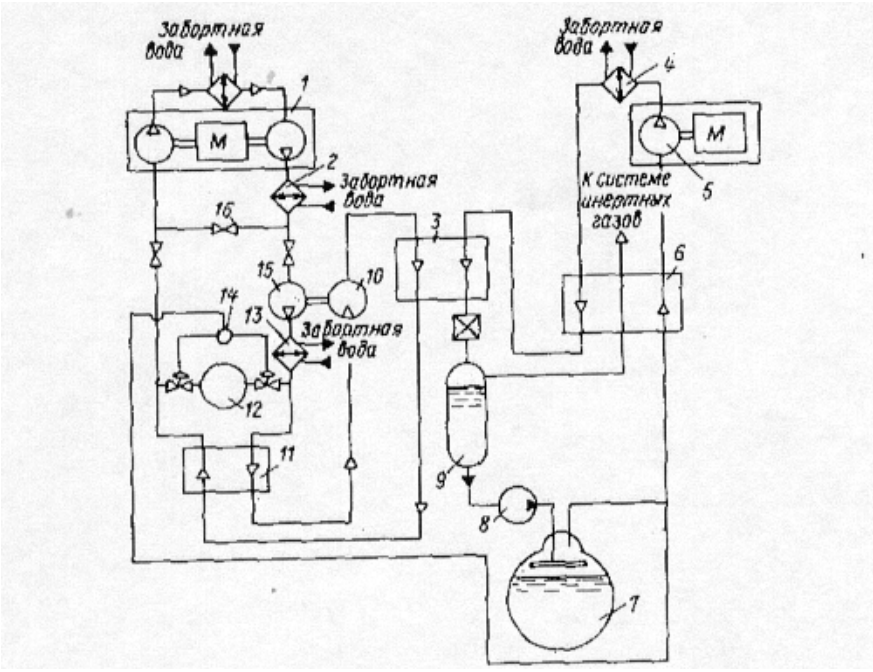


Рис. 1. Схема установки повторного скраплення, ща працює по циклу Брайтона

Механічна енергія, що утворюється при обертанні розширювальної турбіни 5, використовується для обертання компресора 4 що визначає досить високу економічність установки повторного зрідження розглянутого типу. У конденсаторі 7 попередньо стиснений компресором 9 природний газ, охолоджуваний в охолоджувачі № 1 в теплообміннику 8, віддає теплоту конденсації рідкого азоту. Азот ж підігрівається в теплообменніке 8 перед його подачею в компресор 1. Якщо потрібно отделіть рідкий азот, то ці функції виконує сепаратор 4.

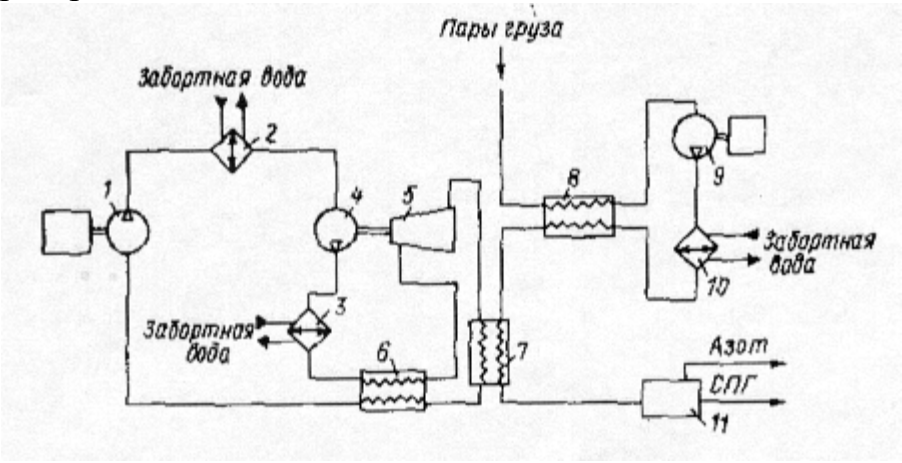


Рис.2. Схема, установки повторного зрідження природного газу, що працює за модифікованим циклу Брайтона

Часто повторно СПГ подається у вантажні танки спільно зі скрапленим азотом. Азот необхідно відокремити від зрідженого газу, то він частково конденсується і використовується для задоволення суднових потреб, таких як інертизації трюмних приміщень і межбарьерних просторів, продування вантажних трубопроводів. Газова фракція не сконденсувавшигося азоту випускається в атмосферу. Спеціальні пристрої переохолодження дозволяють уникнути негативного впливу імпульсного ефекту при поверненні скрапленого газу та азоту в вантажні танки.

Установки повторного зрідження, що працюють за модіфіцірованному циклу Брайтона, можуть бути використані для скраплення і нафтових газів. Пропускна здатність установки на метановоеах місткістю 125 тис. $М^3$ - приблизно 5 г / год, вміст азоту в сжіженном природному газі - до 1,2%, температура на вході в установку -125 ° С, потужність установки - 5,8 МВт, Такі установки повністю автоматизовані, мають порівняно невелика витрата потужності, використовують дешевий і розповсюджений холодоагент.

Якщо необхідні суднові запаси рідини азоту поповнені, то установки повторного зрідження можуть виділений азот викидати в атмосферу. При цьому конденсується тільки необхідне колічество азоту, а надлишок знову випаровується, поглинаючи тепло, У згаданому вище прикладі постачання метановозами місткістю 125 тис. $М^3$ мощность установки повторного зрідження при рівноцінному виділення парів того ж складу знижується до 4,75 МВт.

Установки вторинного зрідження природного газу можуть бути використані при захолажуванні вантажних танків перед прийомом скрапленого вантажу. При цьому передбачається, наприклад , що в порту вивантаження танки будуть звільнятися від газоподібного метану. Пространство вантажних танків при цьому заповнюється зрідженим азотом. При нагріванні вантажних танків метановозами до температури -133С включається холодильна машина, що працює на азоті, і зазначена температура підтримується протягом всього наступного баластного переходу. Серед переваг такого варіанту захолажування вантажних танків вбачає безпеку судна , а також можливість використання в якості приводу холодільного турбокомпресорного агрегату відпрацьованого авіаційного газотурбінного двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. AS Hamworthy Gas Systems BG LNG Reliquefaction // Technical Specification. - 2009 г..
2. AS Hamworthy Gas Systems Control system functional design specification // Technical Specification. - 2009 г..
3. Chang Kwang Pil, Marvin Rausand, Jørn Vatn Reliability assessment of reliquefaction systems on LNG carriers [Книга]. - [б.м.] : Science Direct, Reliability Engineering and System Safety, 2008.
4. Manfred Küver Chris Clucas, Nils Fuhrmann GASTECH [Конференция] // EVALUATION OF PROPULSION OPTIONS FOR LNG CARRIERS. - 2002.
5. R.F. Barron Cryogenics systems [Книга]. - [б.м.] : Oxford University Press, 1985.
6. В.А. Острейковский Теория надежности [Книга]. - Москва : Высшая школа, 2003.
7. Зайцев В.В. Коробанов Ю.Н. Суда – газвовозы [Книга]. - Ленинград : Судостроение, 1990.
8. Половко А.М. Гуров С.В. Основы теории надежности [Книга]. - Санкт-Петербург : "БХВ-Петербург", 2006.

УДК 621.124

Шепа Д. М., Денісов В. Г.

Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення надійності експлуатації суднового сепаратора

Постановка проблеми в загальному вигляді. В умовах зростання цін на паливно-енергетичні ресурси проблема їх раціонального використання стоїть перед всім торговим флотом. Один із шляхів її вирішення на річковому та морському флоті полягає у підвищенні економічності суднової енергетичної установки (СЕУ). На річковому та морському флоті здійснюється широка програма робіт з вирішення цієї проблеми. Серед них особлива увага

приділяється вдосконаленню технічної експлуатації суден в аспекті підвищення економічності їх СЕУ.

Річковий та морський транспорт притримується тенденціям. Такими тенденціями є: ресурсозбереження; підвищення надійності, безпеки та екологічної чистоти; підвищення продуктивності за рахунок зростання вантажопідйомності, місткості, збільшення швидкості перевезень, комп'ютеризації, механізації та автоматизації, а також зниження власної маси транспортних засобів; підвищення «гнучкості» і мобільності за рахунок максимальної уніфікації та стандартизації вантажних одиниць (модулів), забезпечення їх технологічної сумісності [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У паливних системах суднових дизелів для очищення палива використовують відстій, фільтрацію і сепарацію.

Процес відстою полягає в осадженні на дно ємкості під впливом гравітаційних сил води і механічних домішок, що містяться в паливі. Швидкість осадження шкідливих складових залежить від їх густині і розміру, а також від в'язкості палива. Чим менше різниця в густині між шкідливими включеннями і паливом і чим більше його в'язкість, тим менше швидкість осадження частинок. З цієї причини відстій дизельного палива, що має меншу густина, протікає ефективніше, ніж відстій важкого. Ефективність відстою важких палив підвищується при підігріві відстійних цистерн.

Процес фільтрації полягає в очищенні палива від механічних домішок при проходженні його, через елемент, що фільтрує. В даний час в системах підготовки важкого палива застосовують фільтри, що відокремлюють механічні домішки і воду. Простота, надійність і автоматизоване управління роботою цих фільтрів є їх перевагами в порівнянні з складними, дорогими, такими, що вимагають кваліфікованого обслуговування відцентровими сепараторами. На багатьох морських судах спеціальні фільтраційні установки повністю замінили сепараторів [2].

Сепарація найбільш ефективний засіб очищення палива від води і механічних домішок. Сепарація дозволяє видалити з палива всі металеві частинки розміром більше 1 мкм і неметалічні частинки розміром 2…3 мкм, знизити зміст води 0,2 %, а також значно зменшити зольність палива. Система сепарації призначена для очищення палива від води і механічних домішок і для заповнення очищеним паливом витратних цистерн. Перед сепарацією паливо частково очищається від води і механічних домішок у відстійній цистерні. Сепарації набуває особливо важливе значення при використанні в дизелях важких палив. Підвищення якості палива шляхом сепарації дозволяє зменшити зношування деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) і паливної апаратури, зменшити утворення нагарів в циліндрах і підвищити економічність дизеля [3].

Постановка завдання. Метою дослідження підвищення є визначення технологічної схеми сепарації важкого палива з одночасним підвищенням надійності роботи суднового сепаратора.

Виклад основного матеріалу дослідження. Однією з сучасних систем сепарації палива є система обробки палива PureDry, яка не лише забезпечує процес сепарації палива, що далі прямується до дизелю, впорскується та згорає, а і виконує повторну сепарацію відпрацьованого палива з метою можливості повернення його частини в паливну систему. Система PureDry дозволяє судновласникам отримати значні доходи від використання сепаратора, що дозволяє відновляти паливо з відходів, для повторного використання в дизельних двигунах або котлів. У той же час, це ефективно усуває проблеми, пов'язані з нафтовмісними відходами. Принцип PureDry виявився надійним і ефективним. Способом безперервного відновлення палива в дизельному двигуні. Він також забезпечує ефективну попередню обробку лляльних вод містяться у відходах палива. Система PureDry працює при витраті до 500 літрів на годину і відокремлює відпрацьоване паливо в:

- мазут, що містить менше 1% води;
- вода, що містить менше ніж 100 частин на мільйон мастила;
- супер-сухої речовини, які будуть кинуті на берег як сухі відходи. Зазвичай це становить 5…15 кг/24 години.

Схема системи сепарації палива надана на рис. 1.

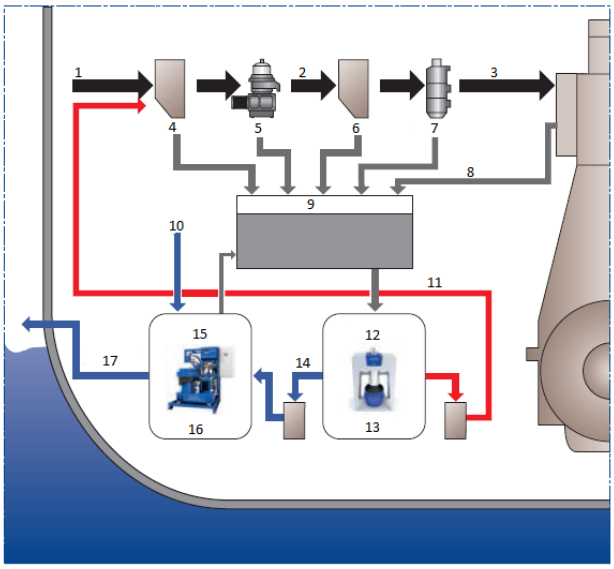


Рис. 1. Система Альфа Лаваль PureDry

1 – паливо з бункерного танка; 2 – система обробки палива; 3 – паливо в дизельний двигун; 4 – відстійник; 5 – сепаратор; 6 – видаткова цистерна; 7 – паливний фільтр; 8 – витоки двигуна; 9 – бак з відходами палива; 10 – водостік льяльних вод; 11 – відновлене паливо; 12 – відновлення відпрацьованого палива; 13 – PureDry; 14 – вода; 15 – сепарування льяльних вод; 16 – сепаратор льяльних вод; 17 – відведення води за борт

Переваги систем:

• зниження до 2% в паливному законопроекті відновлення палива;

• відновлене паливо може бути переведено в бункерний танк;

• зниження вуглецевого сліду діоксиду;

• утилізація відходів палива являє собою цінний внесок у скорочення викидів CO_2, для судноплавних компаній з навколишнім середовищем;

• зниження обсягів нафтовмісних відходів 99%;

• система видаляє максимальну кількість води з відпрацьованого палива, і направляє його в систему лляльних вод, тим самим усуваючи нефтесодержащие відходи;

• економія витрат на бункерування нафтових відходів;

• система сприяє значній економії в цілому;

• вартість складання відпрацьованого палива і твердих частинок;

• зниження обсягів танків для відпрацьованого палива та стічних вод.

Підвищення надійності роботи системи забезпечується встановленням схеми контролю і моніторингу експлуатаційних характеристик сепаратора палива. Структурні блок схеми системи надані на рис. 2 [4].

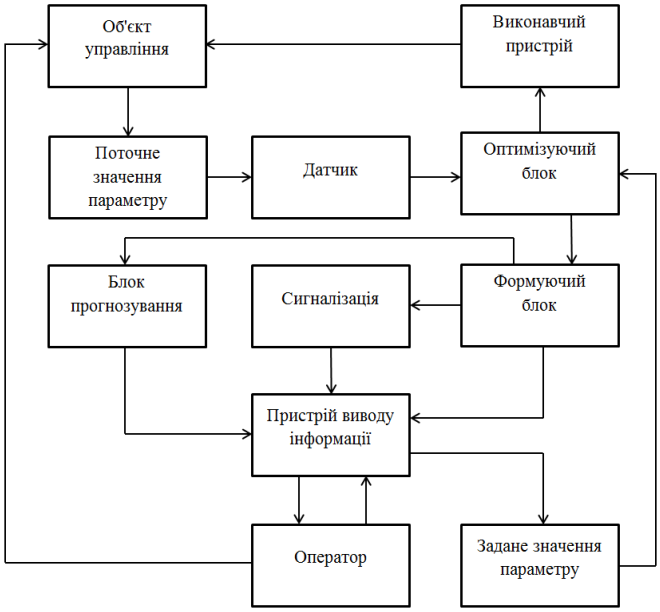


Рис. 2. Структурна схема контролю і моніторингу експлуатаційних характеристик сепаратора палива

Поточне значення параметру фіксує датчик, який посилає дискретний сигнал в оптимізуючий блок. Датчик — засіб вимірювань, призначений для вироблення сигналу вимірювальної інформації у формі, зручній для передачі, подальшого перетворення, обробки і (або) зберігання, але не піддається безпосереднього сприйняття спостерігачем. Датчики, виконані на основі електронної техніки, називаються електронними датчиками. Окремо взятий датчик може бути призначений для вимірювання (контролю) і перетворення однієї фізичної величини або одночасно декількох фізичних величин [5].

Висновки і перспективи подальших досліджень. В результаті проведених досліджень зробимо наступні висновки.

1. Для безаварійної і ефективної роботи суднових дизелів при використанні важких сортів палива необхідна особлива увага до його очищення.

2. Для зменшення витрат, що пов’язані з перевезенням та подальшою здачею на берегові станції залишків нафтопродуктів ціле подібно використовувати подвійну сепарацію палива.

3. Для підвищення ефективності процесу сепарації палива в сучасних сепараційних установках використовуються модульні блоки мікропроцесорного управління, які:

- забезпечують безпечну та надійну роботу сепаратора;
- полегшують експлуатацію сепаратора;
- подовжують термін експлуатації системи сепарації;
- швидке виявляють неполадки сепаратора.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Денисов В. Г. Методы и средства технического диагностирования суднових енергетичних установок /В. Г. Денисов. – Одесса: Фенікс,2008.– 304 с.

2. Тымкив А. В. Методы и средства диагностирования судовой энергетической установки / А. В. Тымкив, В. Г. Денисов // Судовые энергетические установки : Одесса, 2013. – Вып. 32. – С. 113-123.

3. Тымкив А. В. Мониторинг процесса изнашивания судовой энергетической установки / А. В. Тымкив, В. Г. Денисов // Судовые энергетические установки : Одесса, 2014. – Вып. 33. – С. 88-96.

4. Тымкив А. В. Методы и средства диагностирования судовой энергетической установки / А. В. Тымкив, В. Г. Денисов // Судовые энергетические установки : Одесса, 2013. – Вып. 32. – С. 113-123.

5. Tymkiv O. Ways to improve ship power plants / O. Tymkiv // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, 2019. № 1-2. – P.49-51. DOI: https://doi.org/10.29013/AJT-19-1.2-49-51

УДК 629.5.068.4

Ткаченко Р.А. кер. проф. Кіріс О.В.
Національній університет «Одеська морська академія»

Удосконалення водопостачання морських суден

Проблема постачання суден прісною водою існує протягом всієї історії морського лоту. Запаси води на судах завжди були обмежені. Оскільки ціна прісної води під заказ неймовірно висока (в деяких портах Західної Африки, таких як Габон чи Камерун, вона досягає 130 доларів США за кубічний метр), судновласник не завжди у змозі забезпечити судно і його екіпаж в потребах прісної та технічної води. Обумовлюється це також погіршенням якості води при тривалому зберіганні, а так само лімітуванням обсягу водних цистерн на судах. Встановлено, що запаси прісної води на судах залежать від їх типу і дальності плавання і складають 2-8% водотоннажності. Тому на судні повинна бути встановлена суднові опріснювальна установка, яка повинна повністю забезпечити судно та його екіпаж в потребах питної та технічної води.

Судова водоопріснювальна установка (ВОУ) – сукупність допоміжних механізмів і систем, що використовуються для отримання прісної води з за-

бортної морської. ВОУ є складовою частиною допоміжної енергетичної установки. Вода, що отримується в ВОУ, називається опрісненою. Мета опріснення – поповнення запасів технічної води (живильної і дистильованої) і побутової (питної та митної).

Зазвичай судна, які здійснюють довгі переходи, не мають проблем із забезпеченням водою. Проте сучасні тенденції фрахтування суден на часткових режимах, обумовлені зменшенням об'єму перевезень морськими шляхами і, як наслідок, наявності роботи для суден, а також прагнення використовувати економічні режими ходу головного двигуна обумовлюють загострення цієї проблеми, так як тепла, яке утилізується від головного двигуна і підігріває випарник опріснювальної установки не достатньо для забезпечення інтенсивної її роботи. Судна із прибережними районами плавання взагалі змушені закуповувати прісну воду, так як в районі 30 морських миль до берегу виробник не рекомендує використання водо опріснювальної установки, тому часу на її продуктивну роботу критично мало. Саме тому безперервна підтримка експлуатації та обслуговування установки, її регулярної очистки, і, головне, правильного температурного режиму – одна із найважливіших умов продуктивної роботи водо опріснювальної установки.

Для підготовки дипломної роботи магістра нами була розроблена технологічна карта наукового дослідження.

Запит практики : відмова від закупу прісної води з берегу і забезпечення подальшого вдосконалення роботи ВОУ.

Тема роботи : дослідження впливу режимних параметрів суднового опріснювача на його продуктивність.

Метою роботи є інтенсифікація роботи водо опріснювальної установки за рахунок вдалого вибору правильного режиму роботи опріснювача.

Гіпотеза : Аналіз впливу режимних параметрів суднового опріснювача на його продуктивність дасть змогу ефективніше регулювати роботу установки в залежності від режиму роботи головного двигуна та побічних параметрів.

Головне завдання роботи: знайти найпродуктивніші режими роботи суднової водо опріснювальної установки з ціллю покращення ефективності її роботи.

Для вирішення головного завдання сформульовані наступні допоміжні завдання: 1) короткий огляд методів опріснення морської води; 2) класифікація водо опріснювальних установок і їх принципові схеми; 3) порівняльний аналіз роботи трубчатих та пластинчатих водо опріснювальних установок; 4) дослідження впливу експлуатаційних параметрів на продуктивність опріснювальної установки; 6) вибір та розрахунок водо опріснювальної установки; 6) підвищення інтенсивності роботи суднової водо опріснювальної установки.

Вирішення головної проблеми: за допомогою аналізу, розрахунків та досліджень встановити вплив режимних параметрів опріснювача на його продуктивність.

Науковий результат роботи: залежності у вигляді таблиць, які дозволяють оцінити практичний вплив режимних параметрів на роботу установки.

Наукова значущість роботи полягає в наступному: теоретично обгрунтований метод інтенсифікації роботи опріснювальної установки.

Практична цінність: можливість вибору правильного температурного режиму, що значно покращить продуктивність установки.

На першому рисунку презентації наведено основні технічні дані досліджуваної опріснювальної установки. Далі відображена залежність продуктивності опріснювача від температури забортної води для даної установки.

Дані отримані за наступними параметрами: температура випаровування = 43 ºС; температура води, охолоджуючої головний двигун, на вході в опріснювач = 88 ºС; на виході = 57 ºС; тиск живильної води = 3.05 бар; тиск перед ежектором = 3.25 бар; тиск після ежектору = 0.6 бар; вакуум = -0.9 бар. Із графіку видно, що при збільшенні температури забортної води продуктивність опріснювача зростає. Солоність отримуваної води при температурах 22 ºС дорівнювала 3.3 частки на мільйон, при температурі 19 ºС – 4.0, а при температурі 16 ºС – 4.1.

На рис.2 показано залежність продуктивності опріснювача від температури випаровування. Параметри вдалося зберегти ті ж самі, що дає можливість більш точно встановити бажану залежність.

Залежність показує, що при зменшенні температури випаровування продуктивність опріснювача зросла. Солоність отримуваної води не змінилася.

Слід зробити висновки:

- підвищення температури забортної води з +16 до +22 ºС прямопропорційно впливає на продуктивність даного опріснювача, а також підвищує якість отримуваного дистиляту;
- з пониженням температури випаровування від +42 до +38 ºС продуктивність опріснювача зростає без погіршення якості отримуваного дистиляту, що дуже важливо.

Але температуру забортної води в умовах плавання змінити неможливо, тому регулювати слід саме температуру випаровування відповідно до інших параметрів. Отже для даної установки максимально правильною є температура випаровування 38 ºС при вище вказаних інших параметрах установки в даних районах плавання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бабій І.В., Кіріс О.В. Дослідження впливу режимних параметрів суднового опріснювача на його продуктивність. Матеріали науково-технічної конференції молодих вчених «Суднова енергетика: технічні засоби та автоматизація», 21.12.2016.-Одеса: НУ «ОМА», 2016.-130-132с.
2. Суднова документація m/v «Nordic Wismar».

УДК 629.123

Тихенко В. А., кер.проф. Малахов О.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення якості роботи суднової системи підготовки палива

Всі судна водного транспорту використовують під час роботи своїх суднових енергетичних установок дизельне органічне паливо. Не зважаючи на конструктивне виконання практично кожне судно містить контур підготовки палива. Його технологічне виконання може відрізнятися в залежності від проекту судна, але при цьому контур підготовки та обробки палива завжди містить основні базові елементи. До таких елементів відносять: гідравлічні лінії, нагнітальне обладнання, системи фільтрації, системи сепарації, арматуру, прилади контролю та вимірювання [1].

Присутність домішок води в паливі в більшості випадків уникнути неможливо. Природні процеси конденсації вологи з навколишнього середовища, технічні несправності в вузлах герметизації і ущільнення паливних і баластних танків, частинки важких нафтопродуктів і т. і., призводять до наявності різних домішок в паливі.

До сьогодні можливо констатувати, що відсутня проста та надійна суднова технологія підготовки палива, яка характеризується змінним ступенем однорідності або диспергування. З точки зору нових розробок для суднових систем, що використовують неоднорідне паливо багато технічних питань вимагають свого подальшого вирішення.

До головних чинників, які можуть призвести до поліпшення ККД експлуатації судна можна віднести наступні:

- підвищення ступеня диспергування палива в форсунках високого тиску;
- зменшення показників викидання у атмосферу нагару та токсичних оксидів азоту або сірки;
- зменшення температури чадних газів.

Саме перший напрямок був обраний для проведення дослідницької роботи на судні класу AHTS (Anchor-handling Tug/Supply) яке є буксиром, що працює в ДП МТП “Одеса”. Під час аналізу технологічної схеми контуру підготовки палива було встановлено, що для поліпшеня якості її роботи необхідно провести модернізацію ланки, яка відповідає за сепарацію палива.

При бункеруванні судна в порту паливо, спочатку закачується суднові в танки зберігання. Під час його подачі з основним потоком в різних обсягах або концентраціях в судно потрапляють при транспортуванні механічні суспензії, домішки і різні залишки рідких середовищ від попередніх операцій бункерування. В основному до них відносять – конденсати вологи з навколишнього середовища, різні види рідких паливно–мастильних матеріалів, частинки іржі, окалини і твердих складових нафтопродуктів, наприклад, асфальтени або бітуми.

Оскільки під час бункерування технологічні операції фільтрації не використовуються, то спочатку в суднові танки зберігання паливо надходить за-

брудненим. Усередині танків зберігання також відсутні технологічні вузли або пристосування, призначені для фільтрації палива.

Єдиним способом попереднього очищення палива в танках зберігання є природна флотація, при якій в разі спокою рідкого обсягу дизельного палива може спостерігатися випадання природного осаду на дно танка в кількості від 30 до 60 % від загального обсягу забруднень.

Стандартні методи поліпшення вказаного недоліку полягають у використанні відомих методів сепарації - методу відцентрової сепарації і методу фільтрування [2, 3]. Кожен з цих методів має низку своїх переваг і недоліків.

При проведені досліджень було обрано інший спосіб поліпшення ступеня диспергування палива. Було запропоновано використання технології механічного емульгування палива з домішками. За рахунок перемішування у додатковому відцентровому нагнітачі і підвищення ступеня дисперсності асфальтенів, карбенів, карбоїдів молекулярні ланцюги, що одержуються будуть перетворюватися в легкі вуглеводневі радикали газових і дистилятів паливних фракцій.

Нова схема підготовки водо–паливної емульсії показана на малюнку 1. Вона є типовою окрім додатково встановленого вузла підготовки паливної емульсії і працює наступним чином: легке дизельне паливо спочатку знаходиться в видатковому танку 1. До цього танку підключена гілка основної паливної магістралі 6. Тиск всмоктування, також, як і тиск нагнітання, в системі подачі палива створюється за рахунок роботи бустерного (допоміжного) насоса 5. Технологічно необхідний обсяг палива в міру необхідності прокачується через механічний фільтр грубого очищення 2. Потім, за рахунок роботи вентилів 3, що автоматично керуються, проводиться подача палива на ділянку вимірювання витрати. Показання витратоміра 4 відповідають величині повної витрати палива, яка в подальшому дозволяє розрахувати економію палива за рахунок використання емульсії. Якщо на поточному режимі експлуатації судна підготовка паливної емульсії не передбачена, то паливо через вентиль 17 потрапляє на фільтр тонкого очищення 2 і потім в паливні насоси високого тиску 14. Ці насоси створюють в системі необхідну величину тиску, яка забезпечує впорскування струменя палива через форсунки 15 в робочі циліндри суднового ГД.

Підготування паливної емульсії здійснюється в спеціально видозміненому робочому колесі відцентрового насоса 10. Однією з переваг такого способу підготовки робочої суміші є додаткове підвищення тиску в потоці, який подається на паливні насоси високого тиску 14. На виході з цих насосів робочий потік отримує величину необхідного тиску уприскування і в подальшому паливна емульсія вже остаточно подається на форсунки 15 суднового ГД.

У ряді випадків при експлуатації судна, наприклад, при здійсненні швидкого маневру, може виникнути необхідність миттєвого перекладу робочого процесу в судновому ГД на чисте дизельне паливо. У цьому випадку паливна емульсія, що вже знаходиться в системі подачі палива повинна бути повніс-

тю відібрана. Для цього весь її обсяг повинен бути скинутий по лінії 11 в танк збору брудного палива 13.

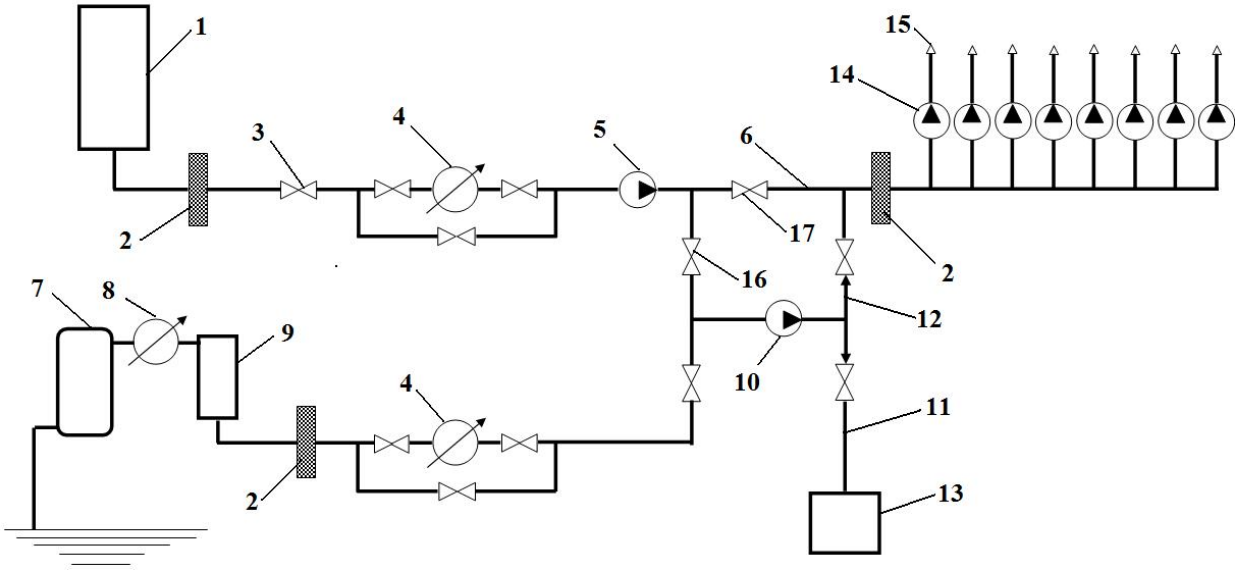


Рисунок 1. Судновий контур підготовки палива

1 – витратний паливний танк; 2 – механічний фільтр очищення палива; 3 – автоматично керований вентиль; 4 – витратомір; 5 – бустерний насос; 6 – основна паливна магістраль; 7 – випарник для виробництва дистиляту; 8 –вимірювач вмісту солей в дистиляті; 9 – накопичувально–видатковий танк дистильованої води; 10 – змішувальний насос для підготовки паливної емульсії; 11 – лінія скидання паливної емульсії; 12 – лінія подачі паливної емульсії на головний двигун (ГД) судна; 13 – танк для брудного палива; 14 – паливні насоси високого тиску; 15 – форсунки.

Розроблений технологічний вузол підготовки палива показав, що на суднах класу AHTS можливе досягнення економії палива без зміни навантаження на ГД судна тільки за рахунок якісної обробки палива, що подається на згоряння.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. Возницкий И. В. Практика использования морских топлив на судах. – С.–Пб.: ГМА, 2005. – 124 с.
2. Ермошкин Н.Г., Калугин В.Н., Корнилов Є.В., Кулешов И.Н. Судовые установки очистки нефтесодержащих вод. Одесса: Феникс. 2010. – 44 с.
3. Иванов В.М. Топливные эмульсии. М.: Издательство Академии наук СССР, 1962. – 246 с.: ил.

УДК 697.9+004.94

Попов Д. Ю., Матрьоницький О.А., кер. доц. Ольшамовський В.С.
Національний університет «Одеська морська академія»

Перспектива використання сучасних холодоагентів у ССККП

Найважливішою екологічною проблемою сучасності є зміна клімату в ході глобального потепління

Руйнування озонового шару атмосфери Землі і зміна клімату в результаті глобального потепління −головні екологічні проблеми, що стоять практично

перед усіма видами промисловості і транспорту. Дані аналізу глобального зростання температури земної кулі, отримані на основі відомостей про зміну річних кілець дерев, коралових рифів, льодовиків і ін. наведені на рисунку 1.

Збільшенню обох проблем в різній мірі сприяють хлорфторвуглеці та гідрохлорфторвуглеці, які використовуються в холодильних установках на різних видах транспорту.

Протягом останніх двадцяти років відбувався плавний перехід на використання гідрофторвуглеців (ГФВ). Однак холодоагенти на основі ГФВ, як і гідрохлорфторвуглеці (ГХФВ), чинять негативний вплив на навколишнє середовище - і на цей раз мова йде про проблему глобального потепління. Незважаючи на те що ГФВ не містять атомів хлору і є вкрай стабільними речовинами, потенціал глобального потепління речовин даного класу виявляється дуже високим. В даний час відбувається поступова відмова від таких холодоагентів, як ГФВ R-134a, на користь гідрофторолефінов (ГФО).

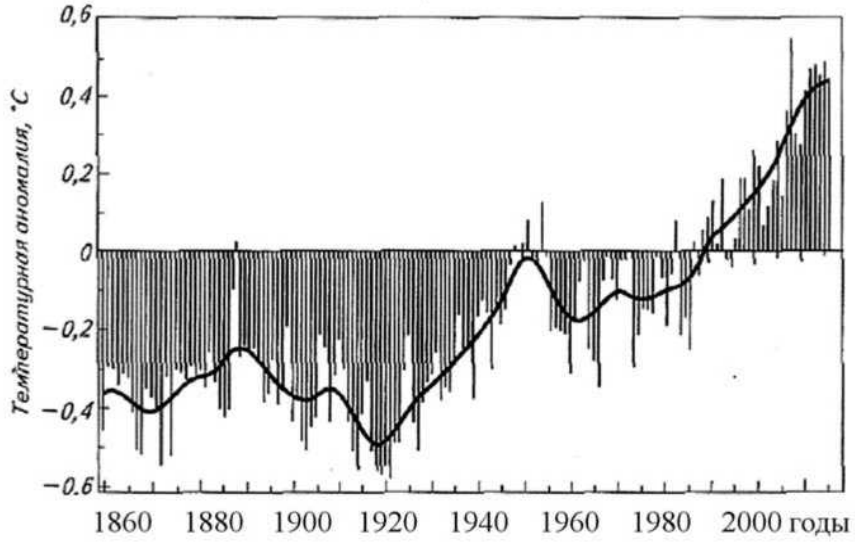


Рис. 1 Дані аналізу глобального зростання температури земної кулі

Значення озоноруйнівного потенціалу виснаження озонового шару (ОРП) та потенціалу глобального потепління (ПГП) для низки найбільш часто використовуваних холодоагентів наведені в таб. 1. В кінці 1995 року в рамках Монреальського протоколу було припинено використання хлорфторвуглеців. Припинення використання гідрофторвуглеців очікується в найближчому майбутньому.

Планувалося, що на заміну ГФВ прийдуть природні холодоагенти: вуглеводні, диоксид вуглецю та інші. Діоксид вуглецю можна вважати хорошим вибором з точки зору впливу на навколишнє середовище. Він володіє низьким коефіцієнтом глобального потепління, має нульовий коефіцієнт руйнування озонового шару, вогнебезпечний. Однак, якщо говорити про його теплофізичні властивості, то тут все далеко не так чудово.

Перша проблема полягає в занадто низькому значенні критичної температури, що ускладнює організацію циклу охолодження. Ще однією проблемою є високий тиск насичення. Рівень критичного тиску для ГФВ лежить в межах від 3 до 5 МПа (5,8 МПа для ГФУ-32). Критичний тиск диоксида ву-

глецю становить 7,4 МПа при температурі 31 °С, а високий робочий тиск накладає обмеження на механічну конструкцію діючих холодильних систем.

Таблиця 1. Властивості деяких холодоагентів

Холодоагент	Вплив на озоновий шар (ОРП)	Потенціал глобального потепління (ПГП)	Коментарі
R12 (ХФВ-12)	1	10600	Заборонений у рамках Монреальського протоколу
R22 (ГХФВ-22)	0,055	1810	Підлягає забороні у зв'язку з вмістом хлору
R134a (ГФВ-134a)	0	1410	Альтернатива ХФВ для системи кондиціонування
R404a (ГФВ-404a)	0	3750	Альтернатива ГХФВ-22

На сьогоднішній день вченим вдалося знайти нові види холодильних агентів, що володіють відмінними теплофізичними характеристиками і не чинять негативний вплив на навколишнє середовище .

Холодоагенти, відомі як HFO-1234yf та HFO-1234ze[E], відрізняються малим значенням потенціалу глобального потепління, високою якістю охолодження і низьким рівнем займистості в порівнянні з вуглеводнями, а також відповідають стандарту ЕС 842/2006, який регулює застосування фторовмісних парникових газів. Ці речовини отримали назву гідрофторолефіни (ГФО). Використання вище названих холодильних агентів в діючих холодильних установках дозволяє підвищити ефективність їх роботи.

Гідрофторолефіни – новий класс безпечних для озонового шару та клімату Землі холодоагенти, які були розроблені сумісно компаніями Du Pont та Honeywell. На сьогоднішній день у розвинених країнах (США) та тих, що розвиваються (Китай, Мексика) здійснюється введення в експлуатацію потужностей по виробництву ГФО, що призведе до зниження на них цін у середньостроковій перспективі.

Гідрофторолефіни – новий класс безпечних для озонового шару та клімату Землі холодоагенти, які були розроблені сумісно компаніями Du Pont та Honeywell. На сьогоднішній день у розвинених країнах (США) та тих, що розвиваються (Китай, Мексика) здійснюється введення в експлуатацію потужностей по виробництву ГФО, що призведе до зниження на них цін у середньостроковій перспективі.

Холодоагент R1234ze[E] (ізомер пропілену) – один з можливих замінників R134a. З'явився у 2008 р. та застосовувався як пароутворююча речовина у пеноматеріалах. Екологічні показники: ОРП−0, ПГП−6.

Цей холодоагент працює при середніх тисках, замінюючи R134a у системах кондиціювання повітря, має більш високу критичну температуру та температуру кипіння, а також більш низький критичний тиск, ніж R134a (див табл.2).

Таблиця 2. Порівняння властивостей ГФО та R134a

	R134a (ГФВ-134a)	HFO-1234ze[E]	HFO-1234yf
Потенціал глобального потепління (ПГП)	1410	6	4
Температура кипіння, °С	-26	-19	-30
Критична температура, °С	101	110	94
Критичний тиск, кПа	4060	3632	3382
Критична щільність, кг/м^3	538	486	478
Щільність рідини при 25 °С, кг/ м^3	1207	1163	1094
Щільність пари при 25 °С, кг/ м^3	32,4	26,4	37,6
Молекулярна маса	102	114	114

В холодильному циклі цей холодоагент в порівнянні з R134a мають близькі значення холодильного коефіцієнта, однак R1234ze[E] має меншу об'ємну холодопродуктивність, що може стати проблемою при використанні R1234ze[E] у якості холодильного агенту для безпосередньої заміни R134a в існуючих системах.

R1234ze[E] використовується у якості компонента низки сумішних холодоагентів. Так, суміш на основі R1234ze[E] та R134a підходить для ретрофіту R134a, а суміші на основі R1234ze[E] та R32 імовірно стануть заміною для R410a. Невелика кількість R1234ze[E] знаходиться у сумішном холодоагенті R448a, що замінює R404a та R22.

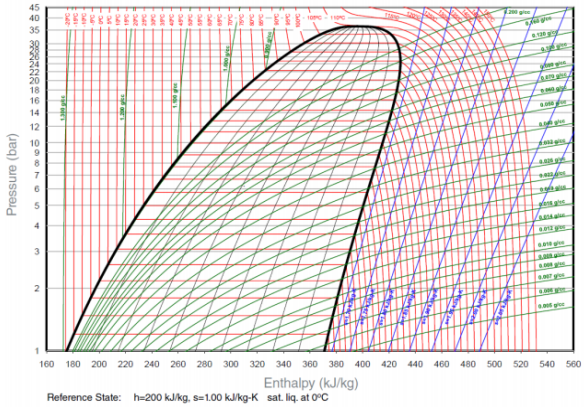


Рис.2. Термодинамічні властивості HFO-1234ze[E]

Холодоагент R1234yf ($CF_3CF = CH_2$). Холодоагент розроблений компаніями DuPont та Honeywell. Екологічні параметри: ОРП-0, ПГП-4.

R1234yf був розроблений для заміни R134a у невеликих системах кондиціювання. Значення холодильного коефіцієнту та питомої холодопродуктивності R134a та R1234yf в холодильному циклі близькі.

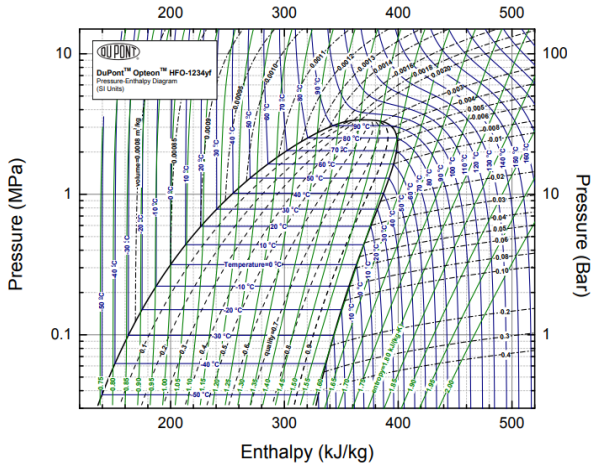


Рис.3. Термодинамічні властивості HFO-1234yf.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Альтернатива озоноразрущающим веществам. [Електронний ресурс]. URL:http://ozonecenter.kg/wp-content/uploads/2018/10/broshyura-ob-alternativah-ORV.pdf (дата звернення 14.10.2019).

2. ГФО-хладагенты для систем кондиционирования://Мир климата. 2013. №77. [Електронний ресурс]. URL: https://www.mir-klimata.info/archive/2013_2/gfo_hladagenti_dlja_sistem/ (дата звернення 14.10.2019)

3. Системы увлажнения воздуха и их расчет:// Вестник УКЦ. 2012. №21. [Електронний ресурс]. URL: https://www.hvac-school.ru/vestnik_ano/vestnik_ano_ukc_universitet_22/sistemi_uvlazhnenija_vozduha/ (дата звернення 14.10.2019).

4.Проблема отказа от хладагентов, неблагоприятных для окружающей среды И. И. КОСТЫЛЕВ, доктор техн. наук, профессор, президент Государственной морской академии (ГМА) им. адмирала С. О. Макарова, Н. В.ЛАДИН, канд. техн. наук, доцент кафедры теплотехники, судовых котельных и вспомогательных установок (ГМА),С. А. КУКИН, генеральный директор ООО «МАРКОН-Вест»

УДК 629. 5. 065. 2: 620. 3 – 026. 453

Гузько І. І., Димитрашко Е. О., Шерстяников К. А.,кер.доц. Кардаш В. П.
Національний університет «Одеська морська академія»

Застосування нанотехнології для підвищення довговічності суднових допоміжних механізмів

На розвиток судноплавства, як галузі, в останні роки надають, з одного боку, рішення спрямовані на охорону навколишнього середи, при цьому зросли вимоги до організації процесів пов'язаних з завантаженням і вивантаженням вантажів і забезпечення їх зберіганню та безпечного перевезення, з

іншого - світовий ринок вимагає жорсткої економії енергетичних і матеріальних ресурсів.

До недоліків суднових допоміжних механізмів (СДМ) існуючих конструкцій слід віднести той фактор, що енергетичне обладнання, якими вони оснащенні, є потужними місцевими джерелами шуму і вібрації. Слід також зазначити, що всі СДМ, як правило, жорстко з'єднані з елементами набору корпусу судна і, таким чином, сприяють зростанню загального рівня шуму і вібрації. Схеми компонування і встановлення СДМ показують, що в основному вони згруповані в носовій і кормовій частині судна, що обумовлює виникнення додаткового навантаження на вузли СДМ в залежності від крену, диференту і місця розташування СДМ щодо центра ваги судна.

Ці процеси відображаються, на контактуючих поверхнях елементів і від їх інтенсивності залежить надійність і довговічність роботи СДМ.

У сучасному суднобудуванні значна кількість СДМ обладнуються гідравлічними приводами.

Термін служби гідрообладнання досить високий і досягає 20 - 40 тис.ч., роботи без розробки протягом п'яти і більше років. Надійність СДМ в значній мірі залежить від стану підшипникових вузлів, в яких зазвичай використовуються підшипники кочення.

Таким чином, контроль за інтенсивністю протікання процесів на робочих поверхнях і управління цими процесами в період експлуатації СДМ дозволить підвищити надійність їх роботи.

В даний час один з ефективних способів для підвищення зносостійкості вузлів тертя є нанесення на поверхню деталей тонкої молекулярної захисної плівки, організованої в результаті хімічного або адгезійного зв'язку. Присутність в зоні тертя такої плівки істотно змінює протікання в ній триботехнічних процесів.

Основними механізмами впливу тонкої плівки можна вважати наступне:

- створюється позитивний градієнт механічних властивостей по товщині плівки, зрушення матеріалу в плівці відбувається з невеликим опором;
- змінюється характер змочування і розтікання мастильних матеріалів;
- більшість неметалевих покриттів, що представляють собою складні органічні сполуки, є орієнтантами, упорядковують і створюють структуру в змащувальному матеріалі.

Нанесення такого покриття призводить до зміни енергетичних характеристик поверхні, що підтверджують шляхом вимірювання роботи виходу електрона з металу.

Виходу електрона з металу перешкоджають сили взаємодії з кристалічної решітки, тобто на поверхні металу є поверхневий молекулярний бар'єр. Покинути метал можуть лише ті електрони, які мають енергію, достатню щоб подолати ці сили. Ця енергія і названа роботою виходу електрона з металу.

Величина роботи виходу електрона є однією з фундаментальних характеристик фізико-хімічних властивостей металів. Цю величину широко використовують при вивченні явищ адсорбції і десорбції.

Для визначення енергетичних характеристик поверхні металів здійснювався вимір крайового кута змочування. Методом крайового кута змочування поверхнева енергія матеріалу визначається за вимірюваннями розтікання краплі мастила з відомою поверхневою енергією.

Орієнтаційна впорядкованість молекул граничного мастильного шару призводить до анізотропії їх фізичних, в тому числі і оптичних властивостей. Зокрема, такі впорядковані фази володіють оптичною анізотропією, знак якої визначається типом орієнтаційної впорядкованості молекул, а величина залежить від ступеня орієнтаційної впорядкованості середовища.

Основний процес, що виникає при терті матеріалів і приводить до зносу, є пружнопластична деформація як результат взаємодії мікрорельєфів поверхонь. У свою чергу цей процес породжує і супроводжується цілою низкою похідних фізичних, хімічних і механічних процесів, що протікають на поверхнях і в поверхневих шарах тертьових тіл. Це процеси окислення, теплофізичні і корозійно-механічні процеси, втомне руйнування, поверхневі явища (адсорбція) і ін.

Слід зазначити, що на характер контакту двох тіл і виникнення фрикційних зв'язків впливає не тільки мікрорельєф, а й тонкий (субмікро) рельєф, пов'язаний з виникненням, розвитком і взаємодією дислокацій. Відповідно до уявлень фізики твердого тіла поверхня реального кристалічного тіла являє собою складну систему блоків і виходів окремих груп дислокацій.

Величина сили тертя може бути знижена за рахунок застосування сучасних технологій управління процесами тертя на робочих поверхнях деталей СДМ.

Використання орієнтанта мастильного матеріалу дозволяє знизити інтенсивність зношування. Абсолютне значення зниження інтенсивності зношування залежать від типу застосованого орієнтанта і технології його нанесення.

Застосування фторорганічних сполук в якості орієнтанта мастильного матеріалу вузлів СДМ вирішує два завдання:

1. Підвищує несучу здатність мастильного шару за рахунок того, що деякі фторорганічні сполуки є орієнтантами що упорядковують структуру мастила і є бар'єрним покриттям, що утримує мастильним матеріалом в зоні тертя і тим самим покращує умови роботи вузлів, що труться на пускових і перехідних режимах роботи СДМ.

Найбільш ефективно в даний час використовувати покриття для підшипників кочення, оскільки технологія обробки їх досить проста.

Підвищення довговічності вузлів СДМ досягається зменшенням їх інтенсивності зношування. Так при досягненні інтенсивності зношування $I_h = 10^{-12}$ можливо отримання СДМ, яке не потребуватиме ремонту протягом усього життєвого циклу судна.

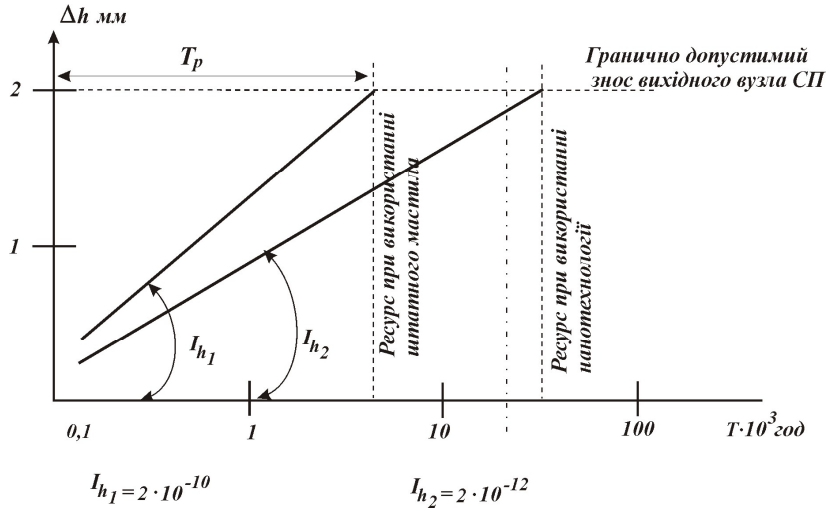


Рис. 1 Вплив орієнтанта префторкислоти на ресурс підшипникового вузла СДМ

Для цього в вихідних вузлах необхідно реалізувати в пристінному мастильному шарі гомеотропну структуру мастильного матеріалу. Для реалізації гомеотропної структури пристінного шару мастильного матеріалу обрано ориентант 6СФК-180-05. Це високомолекулярне фтористе з'єднання розчини у хладоні ***R*** - 113. Має в'язкість ***v*** = 800 сСт, щільність 1,9150 г / см^3, коефіцієнт переломлення ***n*** = 1,3054.

Створення плівки орієнтанти на попередньо знежиреній поверхні деталей СДМ відбувається безпосередньо шляхом занурення деталі в розчин орієнтанта в хладоні на 3 хвилини. Після закінчення зазначеного часу, деталь витягувалося з розчину і сушилася в повітряному середовищі при температурі 18-25 ° С. Через 10 хвилин на робочу поверхню наносився базовий мастильний матеріал і деталь надходила на збірку вихідного вузла [2, 3].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Поповский Ю. М., Ханмамедов С. А., Сагин С. В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовая энергетика: научн. –техн. сб. Одесса: ОГМА, 1994. № 3.С. 26-27.
2. Кардаш В. П. Ханмамедов С. А. Повышение эффективности эксплуатации судновых устройств // Суднові енергетичні установки: навч. - техн. сб. Одеса: ОНМА. 2007. Вип.. 18. С. 70-77.
3. Кардаш В. П., Худенко Г. О. Підвищення ефективності експлуатації суднових пристроїв морських суден // Суднові енергетичні установки: навч. - техн. сб. Одеса: НУ «ОМА» . 2018. Вип.. № 38. С. 98-100

УДК 621.431.7.052-026.453

Захаріков В.О., Чернишов П.П., Сурмило А.О., кер. доц. Кардаш В.П
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення економічних та екологічних характеристик суднового двигуна шляхом зміни складу надувного повітря

Проблеми захисту навколишнього середовища від забруднень актуальні для всієї енергетики, в тому числі і суднової. Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами суднових дизелів щорічно складають мільйони тонн. Основним міжнародним документом, що регламентує екологічні параметри роботи суднових енергетичних установок, є конвенція MARPOL.

У конвенції МАРПОЛ 73/78 передбачено заходи, щодо скорочення і запобігання забруднення морського середовища, як нафтою і нафтопродуктами, так і іншими речовинами, шкідливими для мешканців моря, що перевозяться на суднах або утворюються в процесі їх експлуатації.

Правові норми , тобто інструкції , щодо запобігання забруднення атмосфери з суден містяться в Додатку VI до Конвенції МАРПОЛ 73/78.

В Додатку встановлені межі емісії оксидів сірки та азоту від енергетичної установки судна і заборонють неконтрольовану емісію речовин, що руйнують озоновий шар атмосфери [1-3].

Провідні лідери дизелебудування MAN B&W. Wartsila, Hyundai, Mitsubishi, CAT та інші оснащують свої двигуни дорогими системами організації та контролю запалення палива, новітнім високотехнологічним обладнанням, що знижує кількість шкідливих викидів.

В останні роки це призвело до збільшення застосування дизелів з безпосереднім уприскуванням палива і електронним управлінням, що дозволяє отримати точне і виключно гнучке визначення параметрів упорскування палива, значно поліпшити експлуатаційні якості, підвищити надійність, знайти резерви щодо підвищення технічного рівня: тільки такий шлях дозволяє виконувати широкий ряд технічних вимог, що пред'являються сучасним дизелям.

Сучасні методи зниження шкідливих викидів суднових дизелів, являють сьогодні наукомісткі технології кращих світових інститутів.

Так фірма MAN B&W інтенсивно працює у напрямку використання технології рециркуляції відпрацьованих газів EGR (Exhaust Gas Recirculation) стосовно великих малообертових двигунів, отримані багатообіцяючі результати в зниженні викидів NOx дизельних двигунів, як стверджує фірма, на десятиріччя. Наприклад , при степіні рециркуляції 15-20 % відбувається зменшення викидів NOx до 60-80 %.

Першим кроком до зниження викидів NOx, на думку фірми Wartsila, є застосування «внутрішніх заходів» по двигуну, щоб відповідати чинним обмеженням. Ці заходи включають застосування більш високого ступеня стиснення, «пізднього» впорскування палива одночасно з використанням зміне-

ної конструкції розпилювача і адаптованих фаз газообміну. Вони є простими і ефективними, та не впливають на надійність двигуна [4-5].

Іншою технологією зниження емісії NOx, на думку фірми Wartsila, є введення води в камеру згоряння. Емульгування палива (водопаливних емульсій) піддавалося тривалому вивченню. Гнучкість у налаштуванні двигунів RT- flex з системою Common Rail полегшує їх адаптацію до введення емульгованого палива. Використовувані в даний час насоси та їх виробники роблять можливим зниження емісії NOx на 20 % по відношенню до існуючих обмежень Рівень 1. Як альтернатива, вода може бути безпосередньо вприснута в камеру згоряння окремо від палива.

Фірма MAN Diesel здійснила дослідну експлуатацію своїх середньообертових двигунів з селективним каталітичним відновленням (SCR - Selective Catalytic Reduction) відпрацьованих газів і технологією подачі вологого повітря в циліндри двигуна (HAM - Humid Air Motor). Впровадження цих заходів дозволило отримати значне зниження викидів окислів азоту (NOx) до меж рівня Tier III вимог Міжнародної морської організації (IMO - International Maritime Organization), які набирають чинності після 2016 для прибережних районів плавання морських суден. Також для запобігання димності на вихлопі недавно фірмою MAN була розроблена система «Lambda Control System »

Цикл Міллера скорочує такт стиснення за рахунок такту впуску, зберігаючи рух поршня вгору і вниз однаковим по швидкості (як у класичному циклу Отто). Для цього Міллер запропонував два різних підходи: або закривати впускний клапан істотно раніше закінчення такту впуску (або відкривати пізніше початку цього такту).

Цікавою є так само можливість використання « хімічного » наддуву із застосуванням азотних палив і монотоплів , що створює можливість організувати робочий цикл дизеля без використання кисню атмосферного повітря або часткове його використання (анаеробний цикл) [6-8].

Приведемо перелік з основними методами зменшення шкідливих викидів:

1. Облік експлуатаційних факторів до якого входить:
 1.1 Оптимізація режимів роботи двигуна
 1.2 Підтримування технічного стану двигуна
 1.3 Використання легких фракцій моторного масла
 1.4 Ведення протидимних домішок
 1.5 Відключення частки циліндрів на малих навантаженнях
 1.6 Зменшення густини палива
2. Застосування альтернативних палив
 2.1 Диметиловий ефір
 2.2 Метанол
 2.3 Природний газ
 2.4 Біодизель
 2.5 Водень

3. Зволоження повітря
3.1 Суміш палива та води до паливного насосу
3.2 Впорскування води безпосередньо до циліндру
3.3 Впорскування води у гарячий потік після ГТН
3.4 Подача пара до циліндру
4. Очищення випускних газів
4.1 Абсорбція
4.2 Каталітичне окислення
4.3 Каталітичне відновлення
4.4 Термічне знаплювання вихідних газів
4.5 Обробка електричним зарядом наддувного повітря
4.6 Мембранне розподілення вихідних газів
4.7 Сажеві фільтри
5. Регулювання паливної апаратури
5.1 Зменшення куту випередження впорскування
5.2 Регулювання фаз газорозподілу
5.3 Наддув з охолодженням повітря
5.4 Збагачення повітря на впуску паливом
5.5 Збільшення температури на впуску
5.6 Збільшення температури стінок камери згоряння

Такі основні методи зменшення шкідливих викидів застосовуються у сьогоденні.

На даний момент становить інтерес використання методу зміни складу повітря в дизельних двигунах. Збільшення вмісту кисню в реагуючій суміші паливо - окислювач призводить до скорочення часу згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій самій стехіометрії (щодо кисню до палива). Це дає можливість потенційного збільшення термічного ККД і питомої потужності дизеля[9-11].Згідно з дослідженнями, проведеними університетом Мічігану (США) достатнього підвищення (10 %) вихідних характеристик ДВС можна досягти в результаті відносно невеликого підвищення концентрації кисню до 23 %, в той час як 90 % поліпшень можна досягти при 35 %. При концентрації кисню в надувочному повітрі від 23 % до 35 % циліндрова ефективна потужність збільшується від 10 до 90 % при різних навантаженнях . При зниженій подачі палива потужність збільшується навіть більш, приблизно на 12 % і 110 % при тих же концентраціях відповідно. Таке підвищення потужності супроводжується підвищенням середньоефективного тиску і зниженням питомої ефективної витрати палива. Очікуване збільшення термічного ККД викликано більш високою швидкістю горіння, особливо під час фази дифузії. Однак, незважаючи на переваги використання збагаченого повітря максимальний тиск згоряння підвищувався від 3 % до 35 %, хоча таке підвищення Pz було менше підвищення циліндрової потужності.

Результати дослідження впливу збагаченого надувного повітря на робочі характеристики ДВС:

1. На повному навантаженні при збільшенні вмісту кисню в повітрі від 21% до 35 % і при збереженні постійного співвідношення кисень - паливо, среднееефективний тиск зріс до 90 % , а питома витрата палива знизилася на 15%.

2. Пізніше уприскування палива справив позитивний вплив , надавши значний вплив на максимальний тиск згоряння , при цьому не сильно погіршивши значення потужності й витрати.

3. Викиди NOx , пораховані на основі адіабатичної температури полум'я , збільшилися майже в 4 рази при вмісті кисню в повітрі від 21 % до 35 %. Також регулювання кута випередження упорскування може сприяти невеликого зниження викидів, проте необхідні інші способи боротьби з NOx для відповідності стандартам викидів.

4. Регулюючи максимальний тиск кутом уприскування палива можна досягти значно більших успіхів в збільшенні потужності двигуна при використанні збагаченого повітря в порівнянні з іншими методами. До того ж, при утилізації підвищеної теплоти відпрацьованих газів ідея використання збагаченого повітря стає ще більш привабливою.

5. Оскільки необхідні зміни в системі впуску двигуна не становлять складності, дана установка може без зволікань використовуватися в складі енергетичної установки.

Більш високий викид окислів азоту, обумовлений підвищеною температурою згоряння, є головним недоліком використання збагаченого повітря. Вивчивши інформацію про існуючі методи зниження шкідливих викидів, вимоги МАРПОЛ до викидів та хімії шкідливих речовин пропонуємо наступний метод:

Якщо використовувати подачу азоту в циліндри двигуна після періоду затримки самоспалаху, це призведе до екзотермічної реакції окислення азоту. В результаті чого сповільнюється процес перетворення хімічної енергії палива в теплову, знизиться рівень зростання температури і тиску в камері згоряння (КЗ). Це призведе до зниження ‹‹жорсткості›› роботи двигуна, збільшення періоду початкового горіння (II). А потім, подавати повітря, збагачене киснем в момент початку періоду основного горіння(III), можна досягти підвищення потужності, зменшення питомої витрати палива, зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами і відкладень на проточної частині газотурбонагнітача [13-15],[12].

Технічні характеристики установки розділення повітря, у складі СЕУ, дозволяють отримувати повітря, збагачене киснем до 40 % за об'ємом. Збільшення вмісту кисню в реагуючій суміші паливо - окислювач на нашу думку призведе до підвищення якості згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій же стехіометрії (щодо кисню до палива).

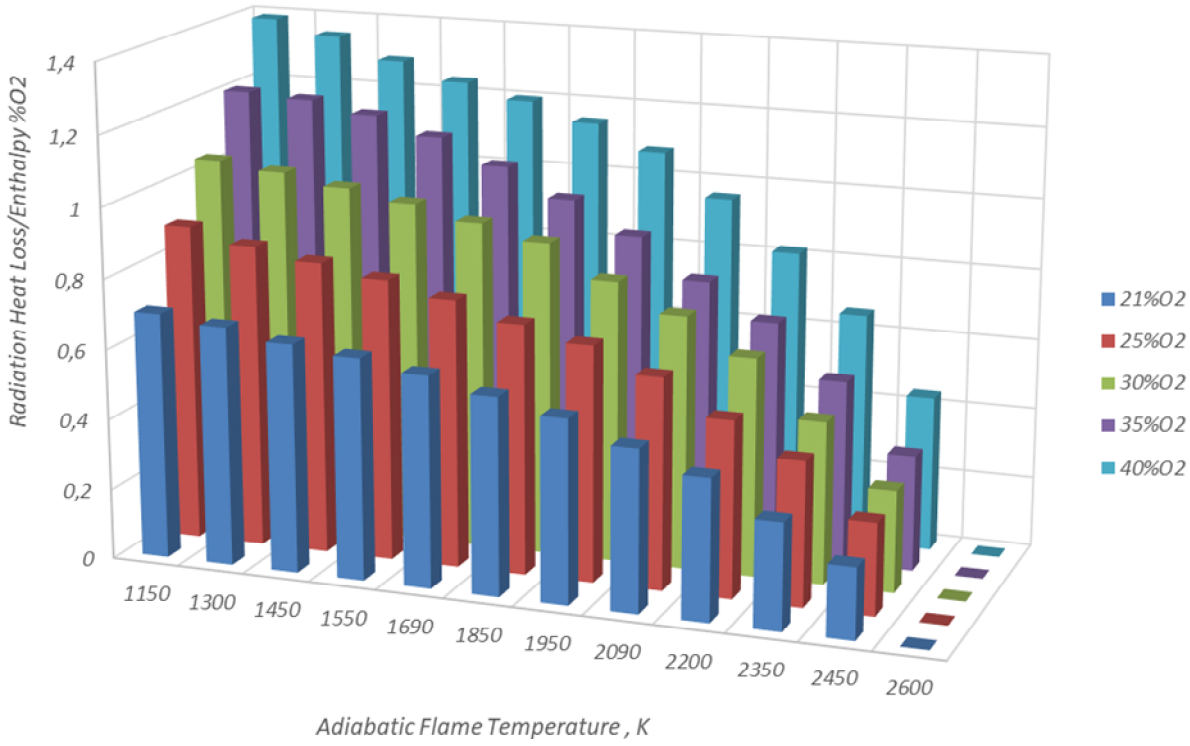


Рис. 1. Залежність ентальпії від процентного змісту кисню

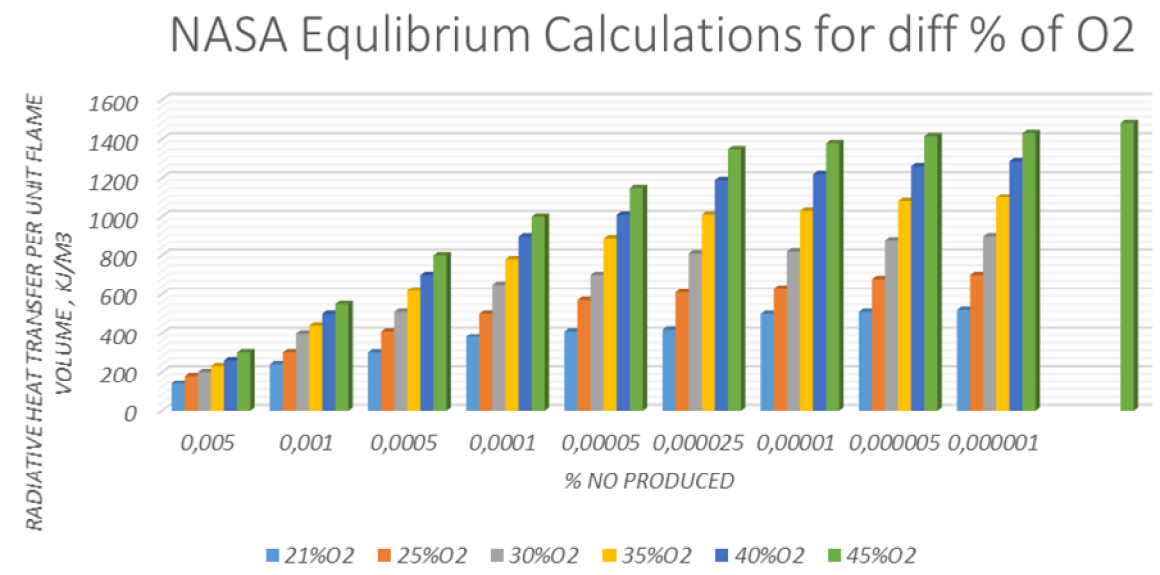


Рис. 2. Залежність викиду окислів азоту від процентного змісту кисню

Це дасть можливість потенційного збільшення термічного ККД, питомої потужності дизеля і керувати процесом згоряння палива. При збагаченні повітря киснем викиди видимого диму, твердих часток і незгорілих вуглеводнів зменшаться в результаті більш повного згоряння в значно ширшому діапазоні навантажень.

Для реалізації такого циклу пропонується схема (рис.3) та (рис.4), до складу якої входить живильні компресори для закачування стиснутого повітря через фільтри попередньої підготовки повітря, мембранні модулі, що розділяють повітря на N2 та O2 , що за допомогою прискорювальних пристроїв

закачують гази до резервуарів із тиском 200 Бар відповідно,також передбачається деяка модернізація двигуна з додаванням системи подачі азоту і збагаченого киснем повітря , а саме форсунки , контрольні пристрої об'эмного впорскування та електронного блоку управлінням подачею.

Також пропонується ввести програмне забезпечення (ПЗ) для детального поетапного контролю роботи установки на усіх циклах горіння. Запропоноване ПЗ представлено у вигляді комп'ютерної програми , що може бути встановлена на будь яку операційну систему, що представлена на рис.6.

Більш висока циліндрова потужність при тому ж, або незначно більшому максимальному тиску в циліндрі, а також суттєве зниження шкідливих викидів та збільшення якості згоряння палива є очевидною перевагою використання азоту та збагаченого киснем повітря в порівнянні з іншими методами збільшення потужності і методами дотримання вимог МАРПОЛ.

Оскільки необхідні зміни в системі наддуву двигуна не становлять складності, дана схема установки може без зволікань використовуватися у складі енергетичної установки.

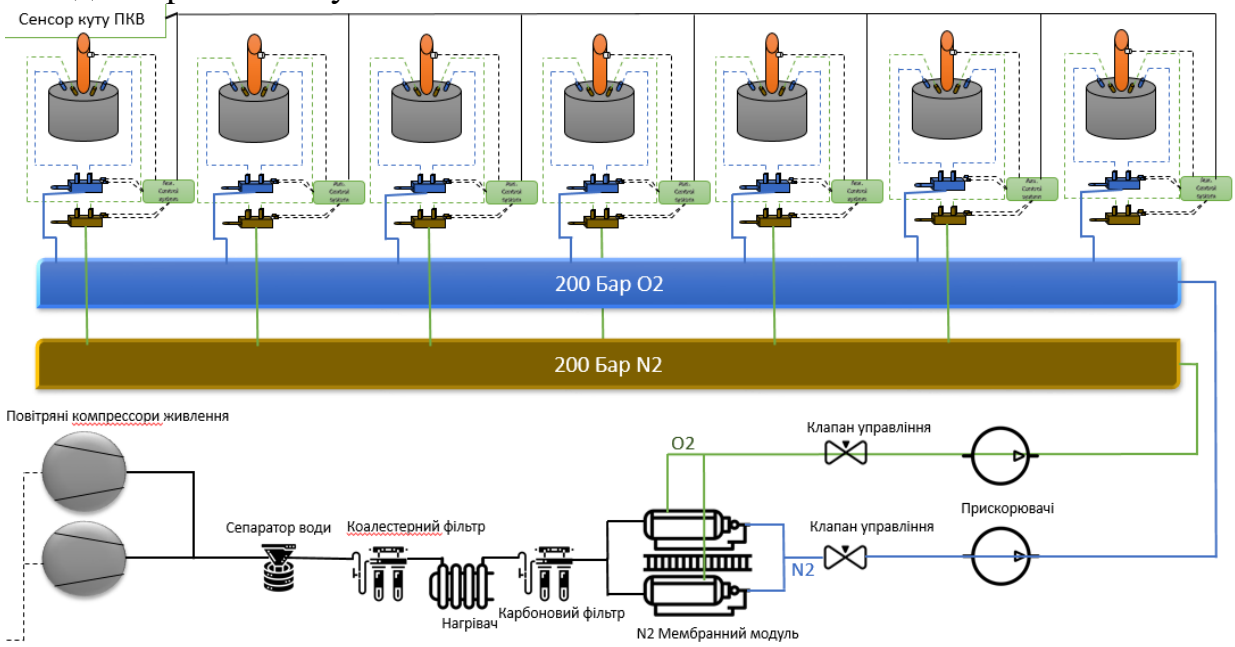


Рис. 4. Принципова схема генерації Азоту та збагаченого киснем повітря.

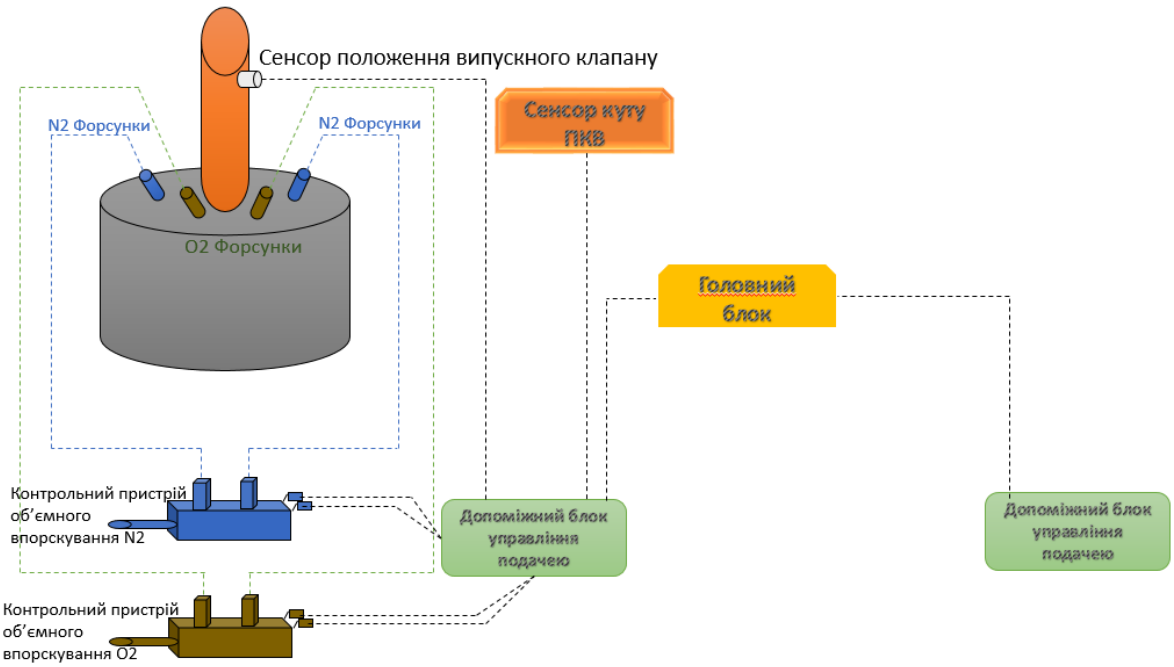


Рис. 5. Принципова схема подачі Азоту та збагаченого киснем повітря в циліндр

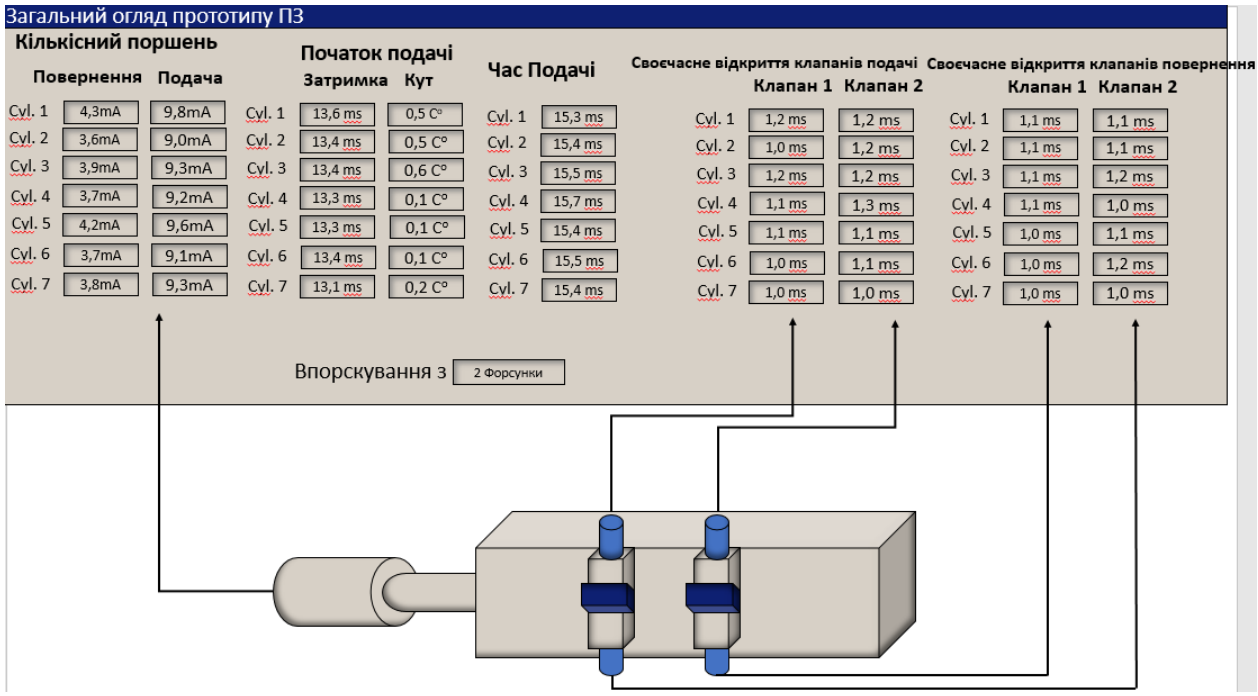


Рис. 6. Загальний огляд прототипу програмного забеспечання

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Додаток I та II Конвенції МАРПОЛ 73/78 про “Правила запобігання забруднення нафтою” та ”Правила запобігання забруднення шкідливими речовинами , які перевозяться наливом” ,1981. – 361 с.
2. Приложение к Резолюции МЕРС 177(58): Технический кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей. – 1997. –С.10.

3. Альфредович В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания: метод. пособие. – Минск. – БНТУ. – 2016. – С. 54.
4. Андрусенко С.Е., Матвеев Ю.І. Вісник АГТУ, Морська техніка та технології,2012р. Видавництво- Вістник,35с.
5. Белоусов Е.В. Нові підходи організації робочих процесів в ДВЗ, конференція ХДМА, 2012р.-4с.
6. Пелепейченко В.І. Показники теоретичного циклу ДВЗ з хімічним наддувом / В.І. Пелепейченко, А.О. Каграманян // Двигунии внутрішнього згоряння. - 2009. - № 1. - С. 28-34.
7. Промтов М.А., Анализ методов снижения вредных веществ в отработанных газах судовых дизелей (обзор), Тамбов, 2015, С-9.
8. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов: учебник для высших учебных заведений – 2-е издание. М.: Транспорт . – 1990. – 368 с.
9. Краснова Е.В. Улучшение экологических характеристик водородного дизеля усовершенствованием рабочего процесса: дис. на соискание уч. ст. кан. техн. наук. Москва – МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015 . – С. 417-420.
10. Пронин Е.Н. Использование сжиженного природного газа на водном транспорте: Санкт-Петербург. – Наука. – 2016. – С. 3-8.
11. Окунев В. Н. «Перспективные технологии нейтрализации оксидов азота в отработавших газов энергетических установок». Работы II Международного научно-технического семинара «Использование,проектирование и эксплуатация судовых ДВС» 2007 р. // – СПб.: ИПЦ СПГУВК, 2008. – с. 245 – 250.
12. Assanis D.N. et al., Study of using oxygen-enriched combustion for locomotive diesel engine, Journal of engineering for gas turbines and power Y.2001, vol. 123,No.
13. Голубев М.В. Совершенствование процессов фильтрации и охлаждения отработавших выхлопных газов судовой дизельной установки: дис. На соискание уч. ст. кан. техн. наук. Одесса-ОНМА.-2016.-С.157-164
14. Костюченко Д.С., Кардаш В.П. Использование в двигателях внутреннего сгорания воздуха, обогащенного кислородом. III Всеукр. студ. науч. конф. // «Сучасні проблеми морського транспорту та безпеки мореплавства».-Херсон: издат. ХДМА. -2013.- 259-265.
15. Шліхта О.М., Кардаш В.П. Підвищення енергоефективності робочого процему суднового двигуна . Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»,21.03.2019-22.03.2019.-Одесса: НУ “ОМА”,2019.- 232-237.

УДК 697.94

Матрьоницький О.А., Попов Д. Ю., кер.доц. Ольшамовський В.С.
Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення температурно–вологістної обробки повітря в суднових кондиціонерах

Занадто низька вологість повітря в приміщенні, як і занадто висока шкідлива і для здоров'я людей, і для багатьох технологічних процесів. Сухе повітря негативно впливає на шкіру людини, подразнює слизові оболонки очей, носової та ротової порожнини, дихальних шляхів, викликає різні види алергії.

Санітарні норми і правила визначають вологість повітря як допустиму в приміщенні в межах 30-70%, оптимальну - 45-60%. Якщо влітку з цим, як правило, проблем не виникає, то в зимовий період вологість повітря в приміщеннях значно зменшується. Це викликано тим, що відносна вологість зовнішнього повітря при негативних температурах в основному або нормальна, або невисока, і коли таке повітря надходить в опалювальне приміщення з набагато більш високою температурою, його відносна вологість знижується в рази (тепле повітря, як відомо, може містити в собі більшу кількість пари, ніж холодний). Тому в зимовий період у всіх опалюваних приміщеннях бажано підвищувати рівень вмісту вологи в повітрі, іншими словами - проводити зволоження повітря до оптимального рівня.

Методи зволоження повітря. Вологість підтримується спеціальними пристроями – зволожувачами. Вони поділяються на два принципово різних типи, що відрізняються методом зволоження – воно може бути адіабатним або ізотермічним. Характер проведення можливого процесу зволоження показаний в діаграмі d-h вологого повітря приведений на рисунку 1, а основні основні типи систем зволожування повітря на рисунку 2.

Адіабатне зволоження представляє собою процес звичайного випарування води у довкілля. Рушійною силою процесу випарування є різниця парціальних тисків водяної пари над поверхнею води, де парціальний тиск водяної пари великий и практично дорівнює тиску насиченої пари, та у повітрі - де парціальний тиск водяної пари нижче, причому тим нижче, чим сухіше повітря.

Ефективність адіабатного зволоження залежить від площі вологої поверхні та швидкості повітря, що її обдуває. Тому елементи, з яких відбувається випарування, представляють собою або матерчаті чи паперові касети, або пластикові диски, по яких стікає вода, або воду спеціально розбризкують у вигляді дрібних крапель.

Ці елементи вбудовуються у повітропровід або обдувають окремим вентилятором.

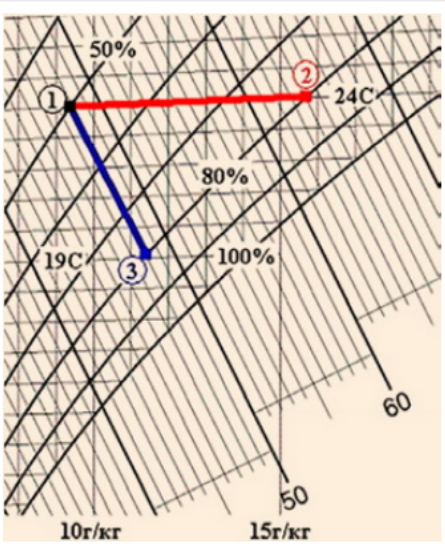


Рис. 1. Методи зволоження:
1-2 – ізотермічне зволоження;
1-3 – адіабатне зволоження

З фізичної точки зору відбувається наступне: потік повітря поглинає вологу, перетворюючи її у водяну пару. Процес перетворення води у пару потребує великої кількості енергії. Цю енергію повітря віддає воді, внаслідок чого охолоджується. Загальна ж енергія системи практично незмінна, тому процес отримав назву адіабатний.

Ізотермічне зволоження – це процес змішування водяної пари з потоком повітря. Задачею зволожувача є підготовка пари з води, но на цей раз енергія, необхідна для перетворення рідини у газ, береться не з повітря, а від зовнішнього джерела. В результаті температура повітря через низьку теплоємність водяної пари при зволоженні практично не змінюється, тому процес отримав назву ізотермічний.



Рис.2 Основні типи систем зволожування повітря

Нижче наведемо декілька прикладів сучасних зволожувачів, які з легкістю можна використовувати у суднових системах комфортного кондиціонування повітря.

Зволожувачі розпилювального типу. Атомайзери – зволожувачі, що використовують стиснене повітря для розпилювання води у форсунках до найменшого аерозолю, який моментально випарюється, зволожуючи та охолоджуючи повітря одночасно. Даний тип зволожувачів вважається ідеальним варіантом зволоження мікроклімату при наявності джерел стисненого повітря , тому може широко застосовуватися у системах кондиціювання суднових приміщень.



Рис.3. Приклад атомайзера

Ультразвукові зволожувачі. Це найсучасніший тип зволожувачів. Тут застосовується спеціальна мембрана або п’єзоелектричні пластини, які вібрують з високою частотою: 1,65 млн коливань за секунду. Вода, що потрапляє на мембрану (пластини), миттєво розпилюється і перетворюється у хмару з мікрочастинок. Повітря, що проходить через цю хмару, ефективно поглинає вологу. Ультразвукові зволожувачі розпилюють воду, не нагріваючи її. Принцип роботи ультразвукового устаткування відрізняється енергоефективністю. Розпилення забезпечується високочастотним коливанням спеціальних мембран, що дозволяє отримати рекордно дрібні краплі води, максимальний розмір яких не перевищує 5 мкм., при цьому проходить ефект кавітації з утворенням бульбашок водяної пари, дрібні частинки води відокремлюються від поверхні і утворюють хмару аерозолю, яка підхоплюється повітрям.

Слід зауважити, що для цих двох типів зволожувачів необхідна потрібна чиста, демінералізована вода для забезпечення тривалої та безперебійної роботи установок.

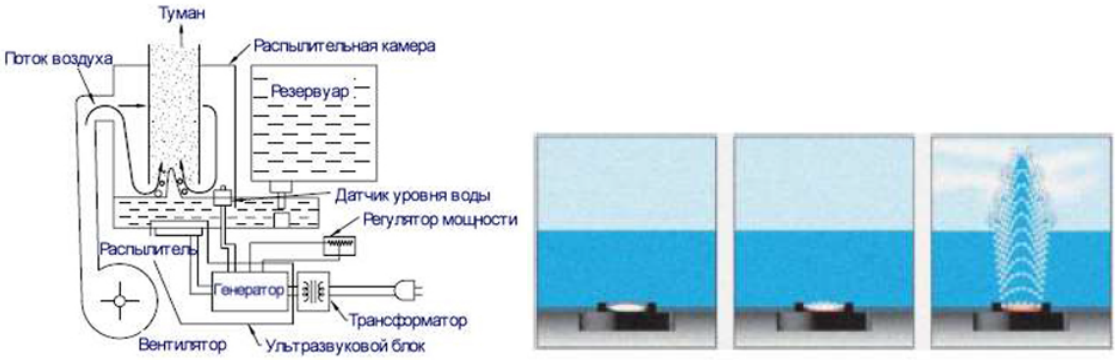


Рис.4. Принцип роботи ультразвукового зволожувача

ПЕРЕВАГУ ВИКОРИСТАННЯ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ЗВОЛОЖЕННЯ ПОВІТРЯ:

– пьезоелементи дозволяют получити дрібні краплі на рівні Ø = 1 мкм, які моментально всмоктуються сухим повітрям;

– ультразвукові зволожувачі мають низький рівень електроспоживання (40 Вт для випаровування 0,5 л / г);

– при роботі на демінералізованої воді періодичність заміни п'єзоелектричних пластин становить не менше 10.000 годин!

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Технологические решения на базе систем увлажнения от компании CAREL, Олег Хоменко,Член правления Холодильной Ассоциации Украины Председатель комитета по международному сотрудничеству Национальный эксперт проектов UNIDO/GEF в Украине, Материалы семинара: ″Актуальные экологические вопросы в холодильной технике и системах кондиционирования воздуха″, Одесса, ОНАХТ, 2019 г.

2. CAREL, УВЛАЖНИТЕЛИ, Мануал, Руководство пользователя, 2015 г. 32 с.

3. Решения для увлажнения и испарительного охлаждения, Carel, Каталог оборудования, 2017 г.

УДК 629.436

Мазур Д. С., кер.проф.Козицький С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Дослідження можливості використання альтернативного палива в СЕУ

Актуальність використання альтернативних видів палив обумовлюється наступними фактами:

- запаси нафтових копалин обмежені,
- цінами на нафтопродукти нестабільні,
- великою кількістю вуглекислого газу.

Судну для його функціонування необхідна велика кількість палива, пагубно впливають на стан довкілля, оскільки щорічно викидають в атмосферу мільйони кубометрів вуглекислого газу, завдаючи величезної шкоди атмосфері і наближаючи танення льодовиків на полюсах.

Зазначені факти змушують інженерів постійно шукати альтернативні види палива та джерела енергії.

Також істотним поштовхом до розвитку даного питання є той факт, що відповідно до вимог Міжнародної Конвенції щодо запобігання забрудненню із суден відбувається планомірне посилення вимог до змісту оксидів сірки, азоту та вуглецю, а також твердих частинок у викидах морських суден[1]. Ці речовини завдають величезної шкоди навколишньому середовищу.

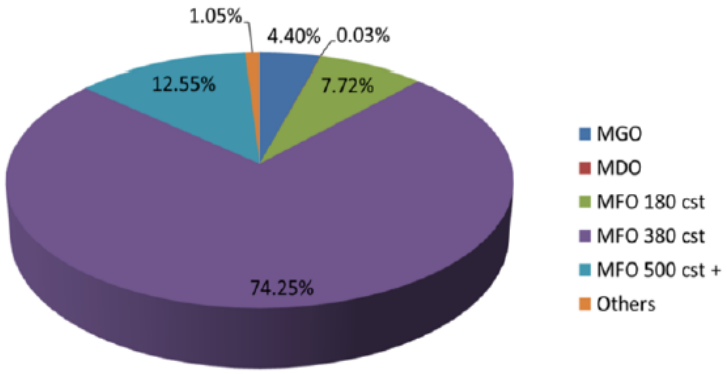


Рис. 1. Діаграма використання палив [1]

Основними видами альтернативних палив є наступні:

- *біодизель* - це органічне паливо, вироблене з олійних культур.

- *спирти* - це органічні сполуки, що містять одну або більше гідроксильних, безпосередньо пов'язаних з атомом вуглецю. Спирти заборонені як паливо з низькою температурою спалаху;

- *зріджені і компримированні горючі гази* дозволяють повністю виключити викиди сірки і твердих частинок в атмосферу, кардинально - на 80% знизити викиди оксидів азоту, істотно - на 30% знизити викиди діоксиду вуглецю.

Поступове впровадження АП, серед яких досить перспективною альтернативою дизельному паливу (ДП) є біодизельне (БД), дасть змогу знизити залежність від нафтових палив та вирішити проблеми, пов’язані з використанням останніх у суднових енергетичних установках (СЕУ). Впровадження на суднах біодизельних палив повинно супроводжуватися розробкою детальних рекомендацій щодо особливостей їх використання.

Досвід експлуатації суден на БД та його сумішах з ДП у Франції, Німеччині, США, Канаді, Великобританії підтверджує можливість широкого впровадження цього відновлюваного палива в СЕУ.

Яскравим прикладом для поштовху розвитку та експлуатації біопалива продемонструвала компанія Maersk, коли у червні 2019 року контейнеровоз Triple E-class місткістю більше 18 тис. TEU проплив з Роттердама до Шанхаю на біопаливній суміші. Судно міжнародного перевізника Maersk вперше у світі подолає відстань у 25 тис. морських миль на альтернативному паливі, заощадивши 1,5 млн кг CO_2 і 20000 кг сірки [4].

Випробування біопалива на контейнеровозі Mette Maersk довели, що використання біопалива дозволяє скоротити шкідливі викиди у порівнянні зі звичайним бункерним паливом на 85%.

Зазначимо, що біодизельне паливо досить близьке за своїми фізико-хімічними характеристиками до ДП, його можна використовувати в тих же схемах і обладнанні з урахуванням специфічних характеристик (рис. 2). Можливий варіант, коли на судні існує одна паливна система для ДП, БД та їх сумішей, при почерговому використанні наведених палив та прийому паливних сумішей на борт у підготовленому стані.

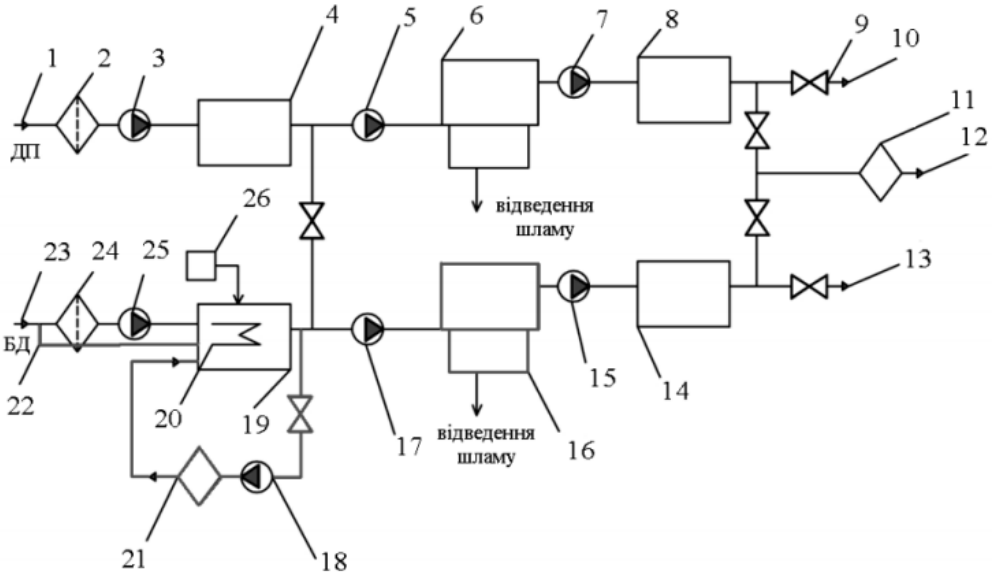


Рис. 2. Принципова схема паливної системи дизельної установки з можливістю роботи на дизельному та біодизельному паливах та їх сумішах з комбінованими установками очищення палива [3]

На рис.2 наведені наступні позначення: 1 – приймальний трубопровід дизельного палива; 2, 24 – фільтри грубого очищення; 3, 25 – насоси перекачування палива; 4, 19 – цистерни зберігання палива; 5, 17 – насоси установок очищення палива; 6, 16 – комбінована установка очищення палива (фільтр-сепаратор з вбудованим підігрівником палива); 7, 15 – насоси подачі палив у витратні цистерни; 8, 14 – витратні цистерни; 9 – запірний клапан; 10 – дизельне паливо до двигуна; 11 – змішувач; 12 – суміш ДП та БД до двигуна; 13 – БД до двигуна; 18 – насос сепаратора; 20 – занурений підігрівник палива; 21 – сепаратор; 22 – супутниковий обігрівник; 23 – приймальний трубопровід БД; 26 – цистерна присадок для БД

Результати аналізу проведених за математичною моделлю розрахунків дозволили визначити рівень раціональних параметрів паливних систем СЕУ для біодизельних палив при проектуванні та підборі обладнання. Визначено, що використання БП призводить до необхідності збільшення маси запасів па-лива до 16 %, об’єму паливних цистерн – до 10 %, потужності приводів на-сосів – до 50 %, при цьому швидкості фільтрації та сепарації знижуються на 60 та 65 % відповідно.

Для сумішей з низьким вмістом біодизельного палива (до 20 %) маса запасів палива збільшується на 2,7 %, ємність паливних цистерн – на 1,7 %, потужність приводів насосів – на 8,7 %, швидкості фільтрації та сепарації знижуються на 22,3 і 24 % відповідно порівняно з дизельним паливом.

В роботі виконано порівняльне експериментальне дослідження роботи суднового двигуна 6ЧН 25/34 на дизельному та біодизельному паливах підтвердило можливість використання БД в двигуні. Встановлено характер зміни параметрів робочого процесу двигуна при переведенні з дизельного палива на біодизельне (зменшуються: індикаторний тиск – на 7,1 %, максимальний тиск згоряння – на 1,5 %, потужність – на 7,5 %, максимальна швидкість зростання тиску при згорянні – на 6,6 %, ступінь підвищення тиску при згорянні

– на 5,7 %; збільшуються: витрата палива – на 10,3 %; тиск початку згоряння – на 3,9 %; максимальний тиск стиснення – на 6,7 %). Отримані результати дозволили розробити рекомендації щодо зміни характеристик настроєння двигуна 6ЧН 25/34 при переведенні його з дизельного на біодизельне паливо, а також розширити існуючі уявлення про особливості використання в дизельних двигунах біодизельних палив.

Таблиця 1. Відносні характеристики паливних систем суднових енергетичних установок при використанні дизельного та біодизельних палив [3]

Характеристика	Паливо*						
	ДП	ТЖМЕ	РМЕ	СМЕ	ПМЕ	СНМЕ	ВОМЕ
Маса запасів палива	1	1,089	1,165	1,166	1,149	1,14	1,125
Ємність паливних цистерн	1	1,019	1,095	1,088	1,084	1,075	1,086
Потужність приводу насосу перекачування	1	1,287	1,529	1,486	1,526	1,456	1,509
Швидкість фільтрації	1	0,593	0,506	0,595	0,43	0,533	0,418
Швидкість сепарації	1	0,3944	0,3482	0,3885	0,3037	0,3763	0,3444

***ДП** – дизельне паливо; **ТЖМЕ** – метиловий ефір з тваринного жиру; **РМЕ** – ріпаково-метиловий ефір; **СМЕ** – соєво-метиловий ефір; **ПМЕ** – пальмово-метиловий ефір; **СНМЕ** – соняшниково-метиловий ефір; **ВОМЕ** – метиловий ефір використаної харчової олії.

ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу й узагальнення вітчизняних та зарубіжних літературних джерел обґрунтовані перспективні для використання в СЕУ альтернативні палива. Установлено, що застосування біодизельних палив на суднах – один з ефективних методів вирішення екологічних проблем суднової енергетики.

2. Встановлено, що використання біодизельних палив, порівняно з дизельними, призводить до необхідності збільшення маси запасів палива, об’єму паливних цистерн, потужності приводів насосів, при цьому швид-кості фільтрації та сепарації знижуються.

4. Порівняльне експериментальне дослідження роботи суднового двигуна 6ЧН 25/34 на дизельному та біодизельному паливах підтвердило можливість використання БД в двигуні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Controlling emissions in two-stroke marine diesel [text] // MER. – 2012. – November. – P. 16–21.

2. Васильев И. П. Результаты испытаний в дизельном двигателе смесей топлив растительного происхождения [текст] / И. П. Васильев // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2007. – № 2. – С. 3–9.

3. Горбов В.М. Обґрунтування раціональних параметрів паливних систем СЕУ при використанні біодизельних палив / В.М. Горбов, В.С.Мітєнкова // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – 2009. – №3. – С. 180–186
4. Maersk partners with global companies to trial biofuel [Електронний ресурс] / https://www.maersk.com/news/articles/2019/03/22/maersk-partners-with-global-companies-to-trial-biofuel

УДК 621.436.1:532.135

Шевченко А. І., кер.проф. Козицький С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності демпфера крутильних коливань шляхом використання дилатантних рідин

Вступ

Періодична дія крутного моменту призводить до скручування та розкручування валу з частотою спалахів в циліндрах двигуна – до змушених крутильних коливань. В двигуні внутрішнього згорання крутильні коливання сприймає на себе колінчастий вал, проміжні вали, гребний вал з навішеними на них масами (маховик, з'єднуючі муфти, гвинт), пов'язані в єдину пружну систему валопроводу. При цьому у валу розвивається додаткова дотична напруга, що інколи призводить до найсерйознішої аварії, – поломці колінчастого валу.

По Правилах Регістра перед установкою дизеля на судно виконується розрахунок валопроводу на крутильні і осьові коливання – визначаються власна частота коливань, величина додаткової дотичної напруги на різних частотах обертання, встановлюються зони критичних зворотів, небезпечні для роботи дизеля.

При збігу частот вільних та вимушених коливань виникає явище резонансу, при якому амплітуда крутильних коливань (кут скручування валу) та пропорційні їй додаткові навантаження скручування збільшуються та можуть виявитися небезпечними для колінчастого валу, послужити причиною його поломки.

Основна ідея боротьби з крутильними коливаннями полягає у зміщенні резонансних зон за межі робочих частот двигуна, а також у зменшенні амплітуд коливань. В роботі розглянуто питання використання демпфера крутильних коливань при використанні а якості в'язкої рідини реологічних матеріалів [1].

Також існують рідини, у яких властивість пластичності виявляється в міру зміни навантаження. Їх реологія описується нелінійним рівнянням :

$$dF_{тр} = -K_n \cdot (\frac{\partial v}{\partial z})^n \cdot dS$$

де K_n – коефіцієнт консистенції (в деякому діапазоні градієнта швидкості може бути сталим і називатися ефективною в'язкістю), а n≠ 1 [2].

Опис демпфера – прототипу з використанням дилатантної рідини

Як демпфер – прототип я обрав останню модель силіконового демпферу відомої фірми GEISLINGER типу VdampXT з спеціально розробленими каналами для нового силіконового мастила (дилатантної рідини) та використаного.

Vdamp - це силіконовий демпфер крутильних коливань, що складається з зовнішнього кожуха і внутрішнього інерційного кільця, що направляється підшипниками. Ці два елементи створюють щільну камеру тертя, яку пропонумо заповнювати дилатантною рідиною. Коли кожух починає коливатися по відношенню до інерційного кільця, в прошарку виникають великі сили тертя, що перешкоджають відносному руху обох елементів. Саме це і гасить крутильні коливання, енергія яких перетворюється в тепло і розсіюється демпфером в навколишнє середовище.

На рис. 1 зображений модернізований демпфер крутильних коливань, який містить дилатантну рідину замість силіконової олії всередині. Його модернізація полягає в інтегруванні додаткових внутрішніх резервуарів з новою дилатантною рідиною (А) в інерційне кільце, демпфер містить удвічі більше звичайної кількості дилатантної рідини. Під час роботи сприймає навантаження тільки рідина, що знаходиться в прорізі зсуву, і таким чином вона підлягає зносу, тоді як рідина у внутрішньому резервуарі (А) не сприймає навантажень і, отже, залишається у новому стані. Коли по результатам аналізу величини амплітуд робимо висновок, що вона вже поганої якості або наближається до неї, виконавець (механік) може зробити внутрішній обмін рідини. Цей процес полягає в дренуванні робочої рідини в спеціальні стічні резервуари (В). Дренування відбувається шляхом відкриття вручну дренажних клапанів на корпусі демпферу. Стара дилатантна рідина витікає з прорізу зсуву, а нове рідина з внутрішнього резервуару (А) у цей же час заповнює корпус демпферу. Після певного часу роботи (24 години) процес обміну завершений [4].

Ця унікальна система допомагає заощадити експлуатаційні витрати за рахунок значного збільшення терміну експлуатації демпфера крутильних коливань та уникнення демонтування демпфера з двигуна, особливо коли навколо мало вільного місця та демонтування вимагає доволі значних часових витрат.

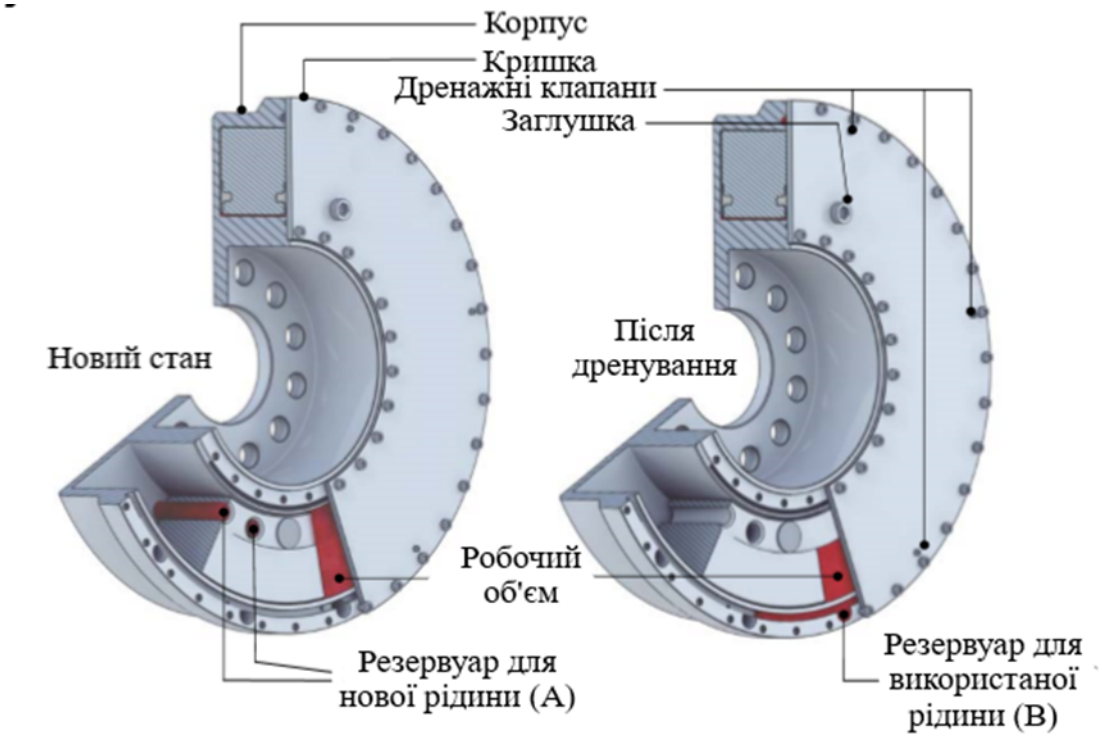


Рис. 1. Зовнішній вигляд модернізованого демпферу крутильних коливань GEISLINGER XT

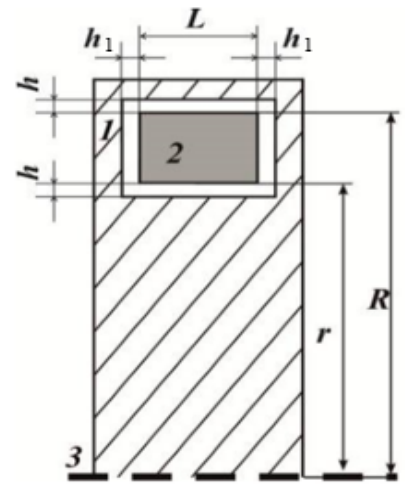


Рис. 2. Схема демпфера
1 - корпус; 2 - маховик;
3 - вісь обертання вала
h - відстань між поверхнями
L - ширина маховика

Розрахунок середнього моменту сил опору в демпфері

Проведемо розрахунки для гідродинамічного демпфера за схемою, яка зображена на рис. 2: в середину корпуса 1 вставлений маховик у вигляді кільця 2 внутрішнім радіусом ***r*** та зовнішнім ***R*** (від осі обертання), та шириною ***L***. Між маховиком та корпусом демпфера існую невеликий зазор величиною ***h*** та ***h₁*** між зовнішньою, внутрішньою та торцевою поверхнями. Розрахуємо момент, що виникає у демпфері, який заповнений дилатантною рідиною, при крутильних коливаннях.

Момент сили для демпферів з неньютонівськими рідинами визначається за формулою:

$$M = \int \rho dF = \int_S \rho K_n \cdot \left(\frac{dv}{dz}\right)^n dS \quad (1)$$

де інтегрування проводиться по площадкам ***dS***, що знаходяться на відстані ρ від осі обертання.

Оскільки при крутильних коливаннях кут між корпусом та маховиком змінюється за гармонічним законом:

$$\varphi = \varphi_0 \cdot \sin \omega t \quad (2)$$

де φ_0 та ω – амплітуда та кутова швидкість крутильних коливань.

Величина швидкості між корпусом та маховиком демпферу крутильних коливань визначається виразом $v = \omega \cdot \rho$. Тоді для градієнта швидкості з врахуванням формули (2) отримуємо вираз:

$$\frac{dv}{dz} \approx \frac{\rho d\varphi}{dz} = \frac{\rho \varphi_0 \omega}{h} \cos \omega t \quad (3)$$

де враховано, що відстань між поверхнями маховика та корпусу дуже мала зрівняно в розмірами демпфера, тому dz змінено на h.

Підставляючи у формулу (1) значення для сили в'язкості та з врахуванням формули (3) отримуємо:

$$M(t) = K_n \int_S \left(\frac{\rho \varphi_0 \omega}{h}\right)^n \cdot \cos^n \omega t \cdot dS \quad (4)$$

У звичайному конструктивному оформленні демпфера крутильних коливань є дві циліндричні поверхні dS_B (верхня),dS_H (нижня),$dS_Б$ (бокові) між маховиком та корпусом демпфера, елементарні площі яких визначають:

$$dS_B = 2\pi R \cdot dL,\ dS_H = 2\pi r \cdot dL,\ dS_Б = 4\pi \rho \cdot d\rho$$

Тоді формула (4) для кожної з вказаних поверхонь дає:

$$M_B(t) = K_n \int_0^L R \left(\frac{R \varphi_0 \omega}{h}\right)^n \cos^n \omega t \cdot 2\pi \cdot R \cdot dL =$$

$$= 2\pi K_n R^{n+2} \left(\frac{\varphi_0 \omega}{h}\right)^n \cos^n \omega t \cdot L$$

$$M_н(t) = K_n \int_0^L r \left(\frac{r \varphi_0 \omega}{h}\right)^n \cos^n \omega t \cdot 2\pi \cdot r \cdot dL =$$

$$= 2\pi K_n r^{n+2} \left(\frac{\varphi_0 \omega}{h}\right)^n \cos^n \omega t \cdot L$$

$$M_Б(t) = K_n \int_r^R \rho \left(\frac{\rho \varphi_0 \omega}{h_1}\right)^n \cos^n \omega t \cdot 2\pi \cdot \rho \cdot d\rho =$$

$$= 2\pi K_n \left(\frac{\varphi_0 \omega}{h_1}\right)^n \cos^n \omega t \cdot \frac{R^{n+3} - r^{n+3}}{n+3}$$

Тоді рівняння можна подати у вигляді:

$$M(t) = 2\pi K_n \cos \omega t \cdot f_n \quad (5)$$

де f_n – функція, що враховує геометричні параметри демпфера, вона має вид:

$$f_n = \left(\frac{\varphi_0 \omega}{h}\right)^n \cdot L \cdot (R^{n+2} + r^{n+2}) + \frac{1}{n+3} \cdot \left(\frac{\varphi_0 \omega}{h_1}\right)^n (R^{n+3} - r^{n+3})$$

Усереднення для гармонічної функції, яка входить до формули (4) дає:

$$< |\cos^n \omega t| > = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} |\cos^n \varphi| \cdot d\varphi$$

що дозволить нам за формулою (5) розрахувати середнє значення моменту сил, що діє в демпфері крутильних коливань з дилатантною рідиною всередині.

Введемо параметр W, який визначає ефективність демпфера, заповненого дилатантною рідиною відносно такого ж демпфера, але заповненого ньютонівською рідиною:

$$W = \frac{1}{C} \cdot \frac{< M_n(t) >}{< M_1(t) >}$$

Проведемо розрахунки середнього значення моменту сил при різних значеннях індексу течії n, що діють у демпфері GEISLINGER XT розміри якого: R = 424,2 мм, r = 274,2 мм, L = 150 мм, h = 1мм, h_1 = 0,8мм. При розрахунках приймаємо характерні значення для крутильних коливань [3], що виникають у МОД, кутова швидкість крутильних коливань приймається ω = 0,5 рад/с, а амплітуда крутильних коливань приймається $\varphi_0 = 10^{-2}$ (мінімальне значення амплітуд крутильних коливань в суднових енергетичних установках).

Результати розрахунків приведені в таблиці 1 та графік залежності середнього значення моменту при різних значеннях індексу течії наведений на рис. 4.

Таблиця 1 – залежність середнього значення моменту від різних значень індексу течії

n	0,5	1	1,5	2	2,5	3
W	0,84	1	1,3	1,7	2,2	3,0

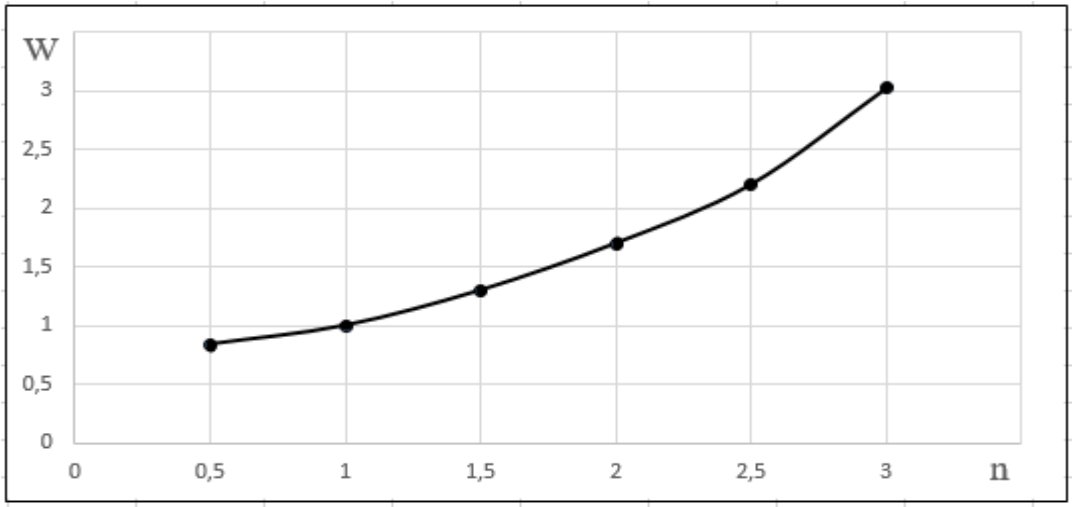


Рис. 4. Графік залежності ефективності демпфера W від індексу течії n

Висновки

Запропоновано у демпферах крутильних коливань замість силіконової рідини використати дилатантну. Ефективність демпфера з дилатантною рідиною залежить від індексу течії: при використанні рідини, у якої коефіцієнт n = 2, його ефективність зростає в 1,7 рази, а при n = 3 – у 3 рази у порівнянні з ньютонівською рідиною.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суворов П.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания и их эксплуатация: учебник / П.С. Суворов. – Одесса: НУ «ОМА», 2017. – 473с.
2. С.В. Козицький, Д.Д. Поліщук Курс загальної фізики / Том 1, Механіка. – Одеса: Астропринт, 2011. – 472с.
3. Родин П.Т. Регулирование колебаний валопроводов судовых дизельных установок / П.Т. Родин. Диссертация доктора технических наук, Одесса, 1992. – 385с.
4. GEISLINGER COUPLINGS & DAMPERS instruction manual, Salzburg, Austria, 2015. –20 p.

УДК 546.621

Соломон О. М., кер.проф. Козицький С. В.
Національний університет “Одеська морська академія”

Збільшення ресурсу та відновлення пар тертя підшипників кочення шляхом використання наноматеріалів

Сучасні тенденції і вимоги до збільшення ресурсу та, підвищення експлуатаційних якостей суднового обладнання, вимагають досліджень і пошуку нових технологій. Такі дослідження по вдосконаленню характеристик макрооб'єктів при дослідженні їх властивостей на молекулярному рівні почалися в кінці минулого століття . Ця область науки і техніки отримала назву нанотехнологія [1]. Проведені дослідження показали, що матеріалам на основі наноматеріалів притаманні нові, а іноді просто незвичайні властивості. Так у наноматеріалах виявлено новий ефект [2] «парадоксом міцності і пластичності» – одночасне збільшення міцності та зростання пластичності.

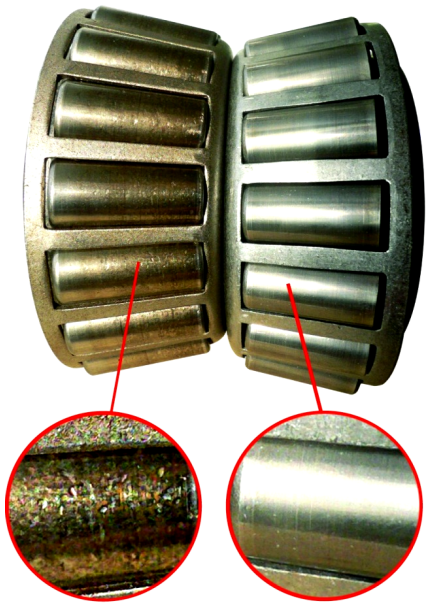


Рис. 1. Зношування підшипників кочення: зліва підшипник після 1000 годин експлуатації, справа з використанням нанопорошку Al_2O_3 після 6000 годин експлуатації

Присадки до мастильних матеріалів знайшли широке застосування при експлуатації суднового обладнання з метою збільшення їх ресурсу. Перехід від присадок мікронних розмірів до нанорозмірних широко починає впроваджуватися у техніці. В роботі наведені приклади збільшення ресурсу та відновлення поверхні підшипників кочення при використанні наноматеріалів в якості присадок до мастил.

Взагалі, усі методи отримання наночастинок проходять у нерівноважних умовах і отримані частинки знаходяться у нерівноважному стані [1]. Наночастинки мають велику кількість поверхневих частинок, які маючи надлишкову енергії є активними при взаємодії

з тілами дотику. За рахунок розвиненої поверхні напорошки мають дуже велику поверхневу енергію, що зумовлює нерівноважний стан при взаємодії нанопорошків з деталями.

Пригожин та Гленсдорф показали, по мірі відхилення від рівноважного стану термодинамічна система втрачає стійкість, а флуктуації можуть привести до виникнення нових стійких просторових та часових структур, які зумовлені процесами самоорганізації [3].

В результаті самоорганізації при взаємодії наноприсадок з повехнями деталей відбувається утворення плакувальної плівки, що має високу контактною міцність і пластичність, гарну теплопровідність, при низьких швидкостях збільшує фактичну площу контакту, знижує коефіцієнт тертя й зношування, захищає поверхні від схоплювання

Найважливішим показником дії наноприсадок є здатність створювати на поверхні контакту деталей тонку захисну плівку, що пере запобігає руйнування робочих поверхонь внаслідок схоплювання і заїдання. Підтвердження даного факту є результат тестування наноприсадок при введенні їх у мастильний матеріал. На рис. 1 наведені світлини підшипників коченя, які експлуатувалися з використання стандартних мастил та з використанням 30 мг нанопрошків оксиду алюмінію на 1 літр мастила [4].

Зауважимо, що крім збільшення ресурсу пар тертя при використанні присадок, спостерігається надзвичайно важливий ефект відновлення пошкоджень, так званий процес ревіталізації

Ревіталізація (лат. vita - життя, дослівно: повертає життя) – виникає при введенні до мастильних матеріалів наноприсадки ревіталізант, яка розроблена на початку 21 століття в Харкові (Україна). Склад і спосіб його отримання запатентовані компанією ХАДО [5]. Присадка формує захисне покриття на тертьових металевих деталях механізмів безпосередньо в процесі їх експлуатації.

Частинки речовини мають форму близьку до сферичної, і при терті одночасно виступають в якості тіл зміцнення поверхні і в ролі тіл кочення, що знижують коефіцієнт тертя (рис. 2). Особливість процесу - зміцнення покриття з одночасним його зростанням.



Рис. 2. Етапи ревіталізпації – в зоні тертя «металл – металл» виникає захисний шар, який захищає пару тертя від подальшого зношування.

Процес формування ревіталізації, заснований на фізико-хімічній взаємодії поверхонь тертя в присутності ревіталізанта при граничному або змішаному режимах мастила. В результаті процесу утворюється металоке-

рамічне градієнтне покриття (рис.2). Особливість процесу - зміцнення покриття з одночасним його зростанням [5]. Необхідно особливо підкреслити, що всі згадані речовини знаходяться в нанодисперсного формі та мають інші фізичні властивості, ніж їх макроскопічні аналоги.

На рисунку (3) зображено спеціально нанесений дефект у вигляді літери ***N*** однієї з площин тертя підшипника ковзання. В даному випадку це подряпина уздовж осі руху поверхонь. Зона подряпини - це зона аномальної поверхневої активності, де атоми металу мають некомпенсовані зв'язки і такі атоми при навантаженні легко «захопити» і відірвати від матриці, що продовжує руйнування поверхні.

Явище ревіталізації дає можливість повернути процес зношування у зворотному порядку і відновити зношену поверхню [5] при введенні ревіталізанта у мастильний матеріал. Ревіталізація починається в зоні найбільшого зношування, оскільки саме тут досить надлишкової енергії для початку нового процесу та атоми металу мають найбільшу кількість некомпенсованих зв'язків. Ці зв'язки, як магніти, захоплюють і утримують саме в місцях зношування будівельний матеріал - ревіталізант, який будує нову кристалічну решітку. Таким чином, на старій основі формується нове металокерамічне покриття.

Через кілька хвилин після початку ревіталізації на місці подряпини з'являється металокерамічна латка та починається відновлення поверхні, що утворена дефектом. Дефектна зона зникла після 1 години ревіталізації (рис.3) за рахунок утворення металокерамічного покриття

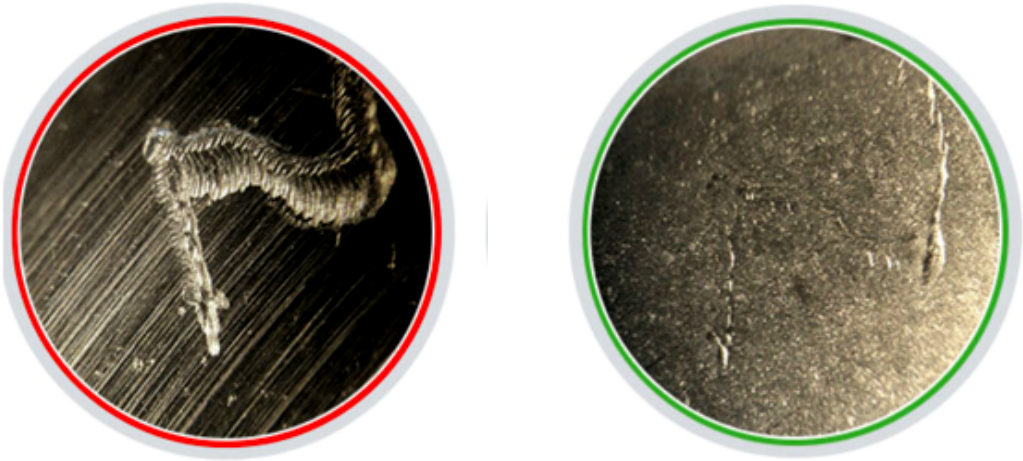


Рис. 3. Результат дії ревіталізанта ХАДО

ВИСНОВКИ

При переході від присадок мікронних до нанорозміоних можна отримати наступне збільшення ресурсу підшипників кочення:

• знижується зношування вкладишів підшипників в 5 і більше разів;

• відновлює пошкоджені поверхні шляхом утворення метолокераміч-ного покриття.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Наноматеріали і нанотехнології в приладобудуванні: навч. посіб. / О.П. Ткач. - Електронне видання каф. Прикладної фізики. - Суми: СумДУ, 2014. - 127 с.
2. Інноваційні процеси в інженерії поверхності. Конспект лекцій НТУУ «КПІ». Режим доступу: http://library.weld.kpi.ua/sites/default/files/ipip_kl.pdf.
3. Козицький С. В. Золотко А. Н. Молекулярна фізика: підручник для вищих навчальних закладів. – Одеса: Астропринт, 2011. – 352 с.
4. NanoVit Motor Renovator. Режим доступу: http://www.msh-nanovit.de
5. Ревіталізант. Режим доступу: http://www.xadokharkov.com.

УДК 629.431

Столярик Т. О., Козицький С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Оцінка втрат потужності двигуна на руху елементів кривошипно шатунного механізму

Підвищення коефіцієнта корисної дії двигуна є актуальною задачею з моменту його створення [1]. Останнім часом розвиток нанотехнології дозволив отримувати нові матеріали з унікальними механічними параметрами, які мають одночасно високу міцність, пластичність та малу питому вагу у порівнянні з традиційними аналогами [2].

Метою даної роботи є оцінка втрат енергії двигуна на рух складових кривошипно-шатунного механізму та пошук можливості зменшення вказаних втрат з врахуванням синтезу сучасних матеріалів.

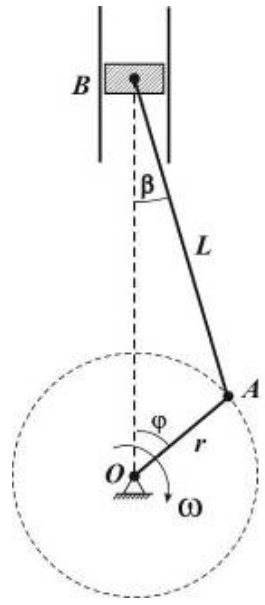


Рис.1. Схема та параметри КШМ

Головний двигун складають основу головної енергетичної установки судна. Основними складовими будь-якого двигуна внутрішнього згоряння є: кривошип ОА, шатун АВ та поршень (рис.1). Характерними параметрами [1] схеми будь-якого ДВЗ (рис. 2) є:

$\lambda = r / L$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна (стала Брікса);

φ – кут повороту кривошипа в площині механізму;

β – кут повороту шатуна в площині обертання валу;

S – переміщення поршня вздовж вертикальної осі відносно положення

Кривошип здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі, що проходить через вісь обертання перпендикулярно його площині руху , тому його кінетична енергія

$$T_{кр} = \frac{I_{кр}\omega^2}{2}, \qquad (1)$$

де ω та $I_{кр}$ – кутова швидкість кривошипа та його момент інерції відносно осі.

Плоский рух шатуна можна уявити як суперпозицію поступального його довільної точки (полюсу) та обертального навколо цієї точки. Його кінетичну енергію визначаємо за теоремою Кеніга, згідно якої вона визначається сумою кінетичної енергії поступального (переносного) руху разом із центром мас та кінетичної енергії обертального руху тіла навколо центра мас, тобто

$$T_{ш} = \frac{m_{ш}V_C^2}{2} + \frac{I_{ш}\omega_L^2}{2}, \qquad (2)$$

де V_C та ω_L – швидкість центра маси шатуна та його кутова швидкість обертання, $I_{ш}$ – момент інерції шатуна відносно осі, що проходить через центр мас перпендикулярно його площині руху, $m_{ш}$ – маса шатуна.

Поршень здійснює поступальний рух, тому його кінетична енергія

$$T_{п} = \frac{m_{п}V_B^2}{2} \qquad (3)$$

де $m_{п}$ та V_B – маса та швидкість поршня.

Отже кінетичної енергії КШМ на момент часу, коли кривошип повернувся на кут , як суму кінетичних енергій його складових. Кінетична енергія системи в заданий момент часу складається з описаних доданків

$$T = T_{п} + T_{ш} + T_{кр}. \qquad (4)$$

Кінематичні характеристики руху деталей КШМ (V_B, V_C, ω_L, ω) зв'язані між собою кутом повороту кривошипу φ, сталою Брікса $\lambda = r/L$ (правити) та положенням центра маси C шатуна [3]:

$$V_B = \omega \cdot r \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda \cdot \sin 2\varphi}{2\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2\varphi}} \right) \approx \omega \cdot r \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi \right) \quad (5)$$

$$V_{Cx} = \omega \cdot r \cdot \left(\sin\varphi + \frac{AC}{L}\frac{\lambda \sin 2\varphi}{2\sqrt{1-(\lambda\sin\varphi)^2}} \right) \approx \omega \cdot r \cdot \left(\sin\varphi + \frac{AC}{L} \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) (6$$

)

$$V_{Cy} = \omega \cdot r \cdot (1 - \frac{AC}{L})\cos\varphi \qquad (7)$$

$$\omega_L = \omega \frac{\lambda \cdot \cos\varphi}{\sqrt{1-(\lambda \cdot \sin\varphi)^2}} \approx \omega \cdot \lambda \cdot \cos\varphi \qquad (8)$$

подальші розрахунки проведемо у наступних припущеннях:

1) поршень є матеріальною точкою,

2) шатун, що здійснює плоский рух, є однорідним стрижнем. Тоді його цент мас знаходиться посередині стрижня, а момент інерції відносно центру маси

$$I_{ш} = \frac{1}{12} m_{ш} L^2 \ . \qquad (9)$$

і формула (3) приймає вигляд

$$T_{ш} = \frac{1}{2} m_{ш} V_C{}^2 + \frac{1}{24} m_{ш} \omega_L^2 L^2, \qquad (10)$$

3) кривошип, що здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі, теж будемо вважати однорідним стрижнем. Тому його момент інерції відносно осі обертання становить

$$I_{кр} = \frac{1}{12} m_{кр} r^2 + m_{кр} \left(\frac{1}{2} r \right)^2 = \frac{1}{3} m_{кр} r^2, \qquad (11)$$

де скористалися теоремою Штейнера.

Кінетична енергія кривошипа

$$T_{кр} = \frac{1}{6} m_{кр} r^2 \omega^2 \ . \qquad (12)$$

Остання величина є сталою для стаціонарного режиму роботи двигуна.

Отже кінетична енергія складових КШМ визначається за формулою

$$T = \frac{1}{6} m_{кр} \omega^2 r + \frac{1}{2} m_{ш} v_C^2 + \frac{1}{24} m_{ш} \omega_L^2 L^2 + \frac{1}{2} m_{п} v_B^2 \qquad (13)$$

З врахуванням формул (5)-(8) сумарна кінетична енергія має спільний множник $r^2 \omega^2$ та визначається масами складових КШМ і залежить від положення центра мас кривошипа та шатуна і сталої Брікса.

Проведемо розрахунки кінетичної енергії складових КШМ для сучасного двигуна MAN G-80-ME, параметри якого наступні [4]: маса кривошина 5500 кг, маса шатуну 4900 кг, маса поршня, штока та крейцкопфа 6190 кг, хід поршня 3,72 м, L = 4,5 м.

На рис.1 наведені графіки залежності кінетичної енергії складових КШМ та сумарної енергій від кута φ повороту кривошипа.

Середнє значення сумарної кінетичної енергії за один період обертання кривошипа складає формула.

Отримані дані дозволяють визначаємо втрату потужності за період. Оскільки час одного цикла

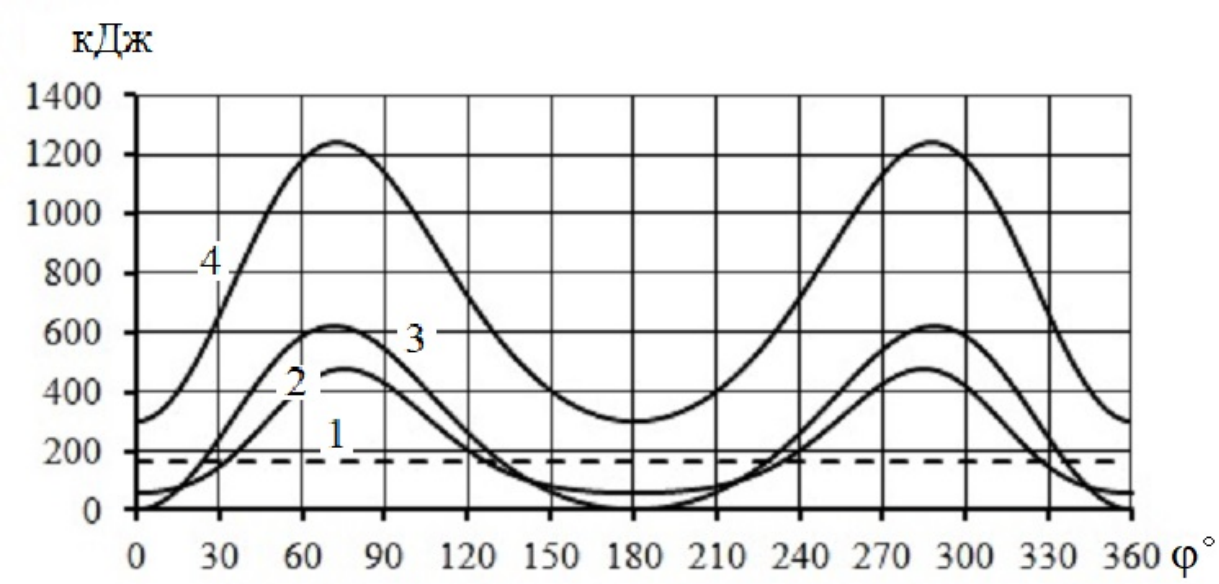


Рис. 2. Кінетична енергія деталей КШМ: 1) кривошипа, 2) шатуна, 3) поршня, 4) сумарна.

$$\tau = \frac{60}{68} = 0{,}882 \text{ сек},$$

то втрата потужності за цей час

$$< N >= \frac{< T >}{\tau} = 738{,}3 \text{ кВт}$$

З врахуванням того, що циліндрова потужність даного двигуна

$N_ц = 4450$ кВт,

знаходимо відносну величину втрат потужності, пов'язану з рухом складових КШМ

$$\varepsilon = \frac{< N >}{N_ц} = 16{,}6\ \%$$

Висновки

Зменшення втрат на рух складових КШМ можна досягти шляхом використання сучасних матеріалів, які мають високу міцність та пластичність і значно меншу питому вагу [5]. Так лише 5% нанотрубок роблять деталь залюмінію міцнішою за стальну, а питама вага менша у 2,5 рази.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суворов П. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания[Текст]: Учебное пособие / П. С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2012. – 626 с.
2. Режим доступу: http://popnano.ru/studies/index.php.task=view&id=70 – НІАЦ "Н і Н" / Нанотехнології.
3. Козицький С. В., Швець О. І Теоретична та прикладна механіка у прикладах і задачах [Текст], навчальний посібник / Одеса: НУ «ОМА», 2017. –195 с.
4. HYUNDAI – MAN&W DISEL ENGINE MAINENGINE MANUAL, volum 1.

5. Ткач О.П. Наноматеріали і нанотехнології в приладобудуванні: навч. посіб. Електронне видання каф. Прикладної фізики. - Суми: СумДУ, 2014. - 127 с.

УДК 662.6

Гончар В. О., Козицький С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Застосування лазерної діагностики для контролю за розпилом палива форсунками дизельних двигунів

Вступ:

Для збільшення повноти згоряння та економічної витрати палива і зменшення забруднення атмосфери необхідно контролювати величину крапель та їх концентрацією розприскування палива з форсунок [1-3]. Завданням роботи є застосувати розроблену портативну автоматичну установку для визначення концентрації розприскування палива з форсунок та їх розміру [1] як в лабораторних умовах, так і в реальних умовах експлуатації, яка дозволяє контролювати розмір та концентрацію крапель при розпилі дизельними форсунками.

Визначення концентрації розпилу пального:

Закон Бугера — закон експоненційного зменшення інтенсивності світла в середовищі в залежності від його пройденого шляху ч в середовищі:

$$I = I_0 e^{-\alpha x},$$

де I — інтенсивність світла на глибині x матеріалу, I_0 — інтенсивність світла на поверхні, α — коефіцієнт поглинання.

Застосування фотоелементів ґрунтується на тому, що величина фотоструму, що виникає в певних межах, має лінійну залежність від сили падаючого на фотоелемент світлового потоку. Чим більша концентрація речовини, тим менша величина фотоструму. В цьому випадку за величиною зменшення первісного світлового потоку можна визначити концентрацію, користуючись формулою Бугера [4].

Фотометрична система установки складається з гелій-неонового лазера потужністю 2-5 мВт і приймача світла (фотодіода) зображена на рис.1. За допомогою технічних характеристик приладу можливо проаналізувати концентрації в межах 100 – 10000 1/см^3 [1].

2. Визначення розміру частинок крапель палива:

Визначення розподілу часток за розмірами методом лазерної дифракції засноване на вимірі кутового розподілу інтенсивності розсіяного світла при проходженні лазерного променя через зразок з дисперсними частинками.

Лазерний промінь випромінюється напівпровідниковим лазерним модулем направленим на спеціальну оптичну систему, яка призначена для створення параллельного пучка та потім на розсіяну середу. При проходженні

розсіюю чого середовища лазер не випромінювання відчуває розсіювання на частинках середовища

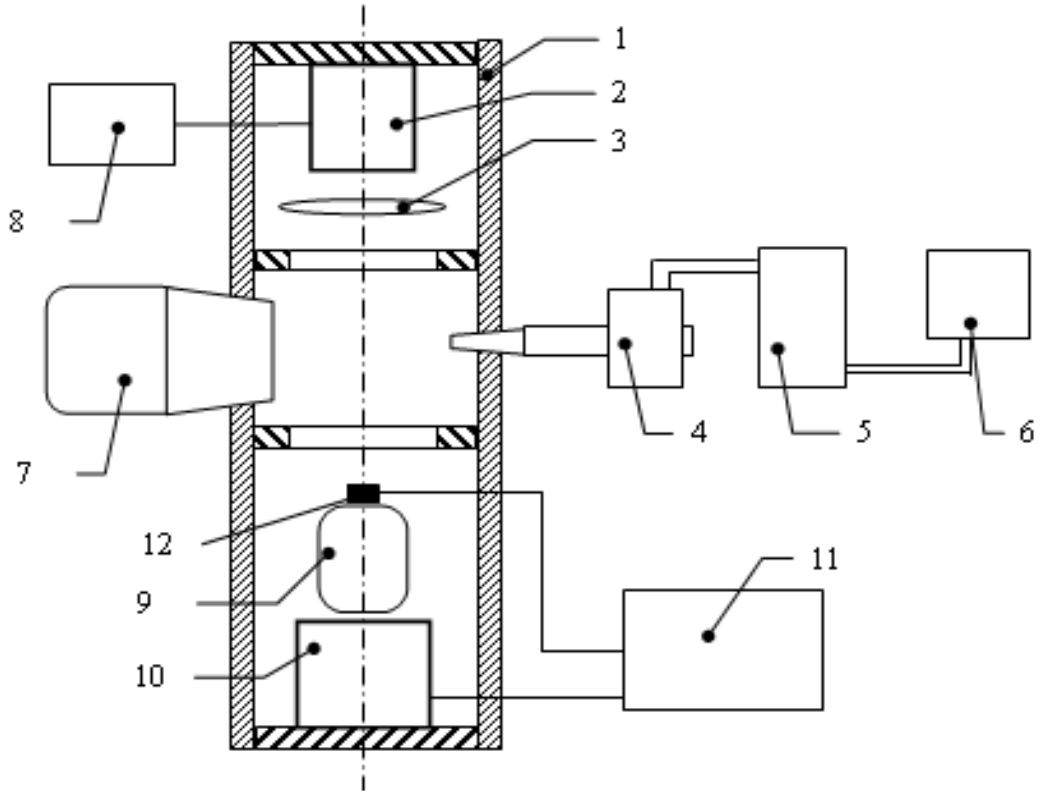


Рис.1.Функціональна схема вимірювального стенду: 1 - корпус приладу, 2 - напоївпровідникової лазер, 3 - колімуючих оптика, 4 - форсунка для розпилення палива, 5 - насос високого тиску, 6 - ємність з паливом, 7 – збірник використаного палива, 8 - блок харчування лазера, 9 - об'єктив, 10 - відеокамера, 11 - персональний комп'ютер, 12 - оптична пастка з фотодіодом

Великі частинки переважно розсіюють світло під малими кутами до лазерному пучку, тоді як дрібні частинки - під великими кутами (див. рис.2). З використанням теорії світлорозсіювача Мі визначають розміри частинок, які формують індикатриси розсіяння, збігається з вимірами даними про кутової залежності інтенсивності розсіяного світла. Розмір частинок виражається у вигляді діаметра сфери еквівалентного об'єму [1].

Розсіяне під різними кутами лазерне випромінювання потрапляє на напівпрозорий екран, центральний промінь вирізається оптичної пасткою. На екрані спостерігається картина розподілу інтенсивності розсіяного лазерного випромінювання в залежності від кутів розсіювання (див. рис.2). Дана картина реєструється відеокамерою з короткофокусної лінзою. З виходу відеокамери сигнал подається на USB вхід комп'ютера та записується у вигляді *avi* файлів з необхідною частотою, максимально 30 кадрів, тобто мінімальний час фіксування процесу 0,04 с.

Розмір частин диму визначають по мало-кутовому розсіюванню світла. Характерне зображення картини, що виводиться на відеокамеру, зображено на рис.2.

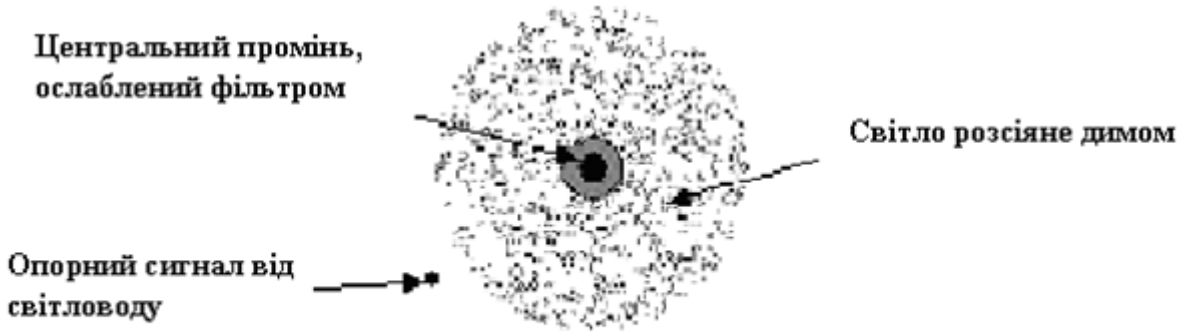


Рис.2. Негативне зображення розсіяного лазерного проміння, що фіксується

Оптична схема установки визначення розміру крапель представлена на рис.3 [1].

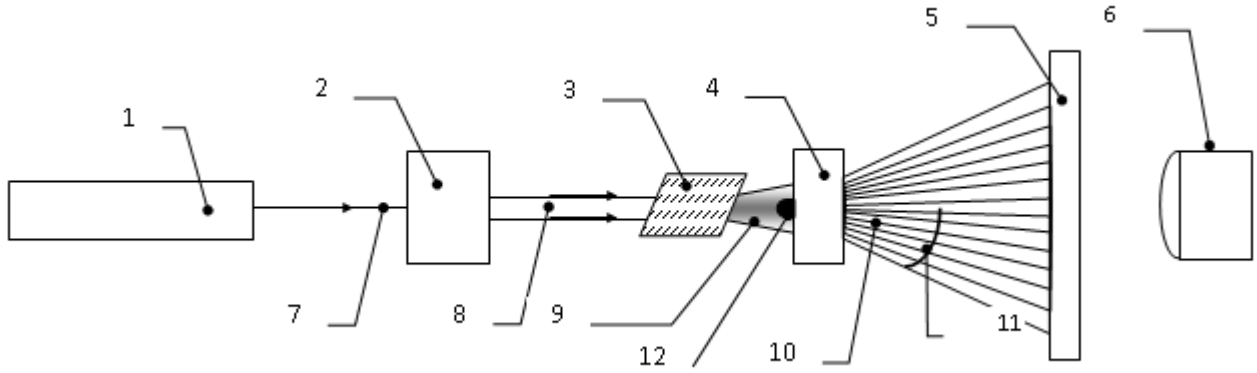


Рис.3 Оптична схема установки використовує в якості фото приймача відео матриця.

1– лазер, 2 –колімуюча оптична система, 3 - рассеивающая середа, 4 – фокусуюча лінза, 5 – напівпрозорий экран, 6 - відеокамера з короткофокусної лінзою, 7 – лазерний промінь, 8 – лазерне випромінювання після оптичної системи, 9 – розсіяне лазерне випромінювання, 10 – розсіяне лазерне випромінювання падаюче на напівпрозорий экран, 11 - кути розсіювання, 12 – оптична пастка для прямих променів.

Експериментальні індикатори світла, розсіяного сферичними діелектричними частинками вперед на кути ~5÷10º дозволяють належно зафіксувати розмір частинок з точністю до 1 мкм [1].

Умови утворення інтерференційної картини в результаті дифракції променів на частинках середовища визначаються рівнянням:

$$d\sin\varphi = n\lambda$$

Звідки за відомим ***n*** -порядок максимуму, □- кутом розсіювання, які фіксуються на напівпрозорому екрані, визначаємо ***d*** розмір частинок.

$$d = \frac{\lambda}{\sin\varphi}$$

для першого (***n=1***) найбільш інтенсивного порядку дифракційної картини.

Сигнал з відеокамери подається на USB вхід комп’ютера та записується у вигляді *avi* файлів з необхідною частотою, максимально 30 кадрів/с, отже, мінімальний час фіксації процесу 0,033 с. Дані обробляються за допомогою програми, яка видає результати розрахунків на принтер комп’ютера [3].

На рис.4, представленізображеннярозсіяного лазерного випромінювання при різних розмірах крапель аерозолю.

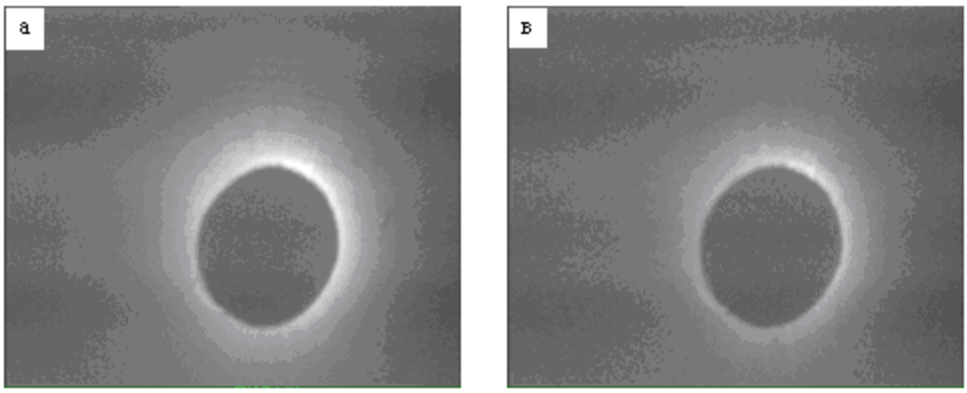


Рис.4. Зображення розсіяного лазерного випромінювання реєструється відео матрицею при діаметрікрапельаерозолі10 мкм (а), 15 мкм (в).

За допомогою технічних характеристик приладу можливо визначити розміру крапель: діапазон вимірюваних розмірів крапель і твердих частинок з точність до 1 мкм.

Робочі умови експлуатації:

• температура навколишнього повітря від мінус 10°С до плюс 35°С;

• відносна вологість повітря до 95% при температурі плюс 30°С;

• атмосферний тиск 60 - 106кПа.

Результати вимірювань при використанні приладу для діагностики якості розпилення палива форсунками в дизельних двигунах, а так само для вимірювання розмірів часток і їх концентрації в потоках пило повітряних сумішей в різних умовах відповідають стандарту ISO 13320 [1].

Висновки:

Прилад призначений для безконтактного вимірювання концентрації та розмірів крапель в розпорошених рідинах методом фіксації розсіювання світла краплями в лазерному промені, з миттєвою комп'ютерною обробкою даних вимірювання дозволяє:

- визначення концентрації з точністю 100 1/см^3;
- визначення розмірів з точність 1 мкм.

Даний прилад можна використовувати для визначення оптимальних режимів роботи форсунки на даному паливі, а також визначати оптимальні варіанти при отриманні нового палива, як на судні, так і в лабораторних умовах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Попов А. Ю., Гуцульский В. Я., Чечко В. Е., Патент України № 66315А від 15.04.2004 «Установка для визначення розміру краплин і їх концентрації у факелі розпилу форсунки".

2. Устройство для определения пространственного распределения концентрации капель в факеле распыла форсунки. Електронний ресурс : https://edrid.ru/rid/218.016.102a.html

3. Обзор приборов и методов исследования качества распыливания топлива дизельной форсункой. Електронний ресурс: https://moluch.ru/archive/33/3736/

4. Бугера-Ламберта формула. Електронний ресурс: https://chem21.info/info/884225/

УДК: 621.431.74-185.3

Улановський М. І., Кардашов Д.Л.
Національний університет «Одеська морська академія»

Моделювання ефективності процесу відцентрової сепарації суднових палив

Бункероване паливо може бути сильно забруднене і негативно впливати на характеристики сепарації. Зі всіх домішок, що містяться в нафтопродуктах, найбільш агресивними є каталітичні частки. Це тверді, абразивні, довільної форми частки силікату алюмінію. Вони мають бути видалені або, принаймні, їх концентрація має бути істотно зменшена до прийнятного рівня перед уприскуванням палива в двигун. Якщо частки залишаються, вони можуть пошкодити насоси високого тиску, форсунки, поршневі кільця і втулки циліндрів, викликаючи серйозний знос, який згодом може привести до поломок. Крім того такі параметри як температура сепарації та степінь забруднення пакету тарілок, можуть змінюватися.

Відповідно до стандартів ISO 8217, максимально допустима концентрація каталітичних часток в бункерованому паливі складає 80 часток на мільйон (проміле). Але оскільки виробники двигунів зазвичай встановлюють максимальний рівень в 15 проміле, паливо обов'язково має бути очищене відцентровою сепарацією до того, як воно попаде в двигун.

На початку 1980-х років компанія Альфа Лаваль провела тест ефективності сепарації з використанням типового палива. До і після сепарації домішки, якими були алюміній і силікон, були виміряні по вазі і по кількості. Ці тести показували ефективність сепарації часток розміром більше 5 мікрон на рівні від 70 до 80 відсотків [1].

На сьогоднішній час замість каталітичних часток використовуються монодисперсні сферичні пластикові частки розміром 5 мікронами. Це відповідає допускам систем подачі палива і мастила двигуна. Ці частки зроблені з дуже точними розмірами і густиною. У звичайних лабораторних тестах су-

міш з синтетичного масла і пластикових часток нагрівається до температури, при якій досягається в'язкість палива (яка відповідає 380 або 700 сСт при 50 °С), нагрітого до нормальної температури сепарації в 98^0 С. Суміш подається в сепаратора з різною величиною потоку, і через рівні інтервали (7 хвилин) після вивантаження барабана беруться зразки [1]. Цей метод показав, що тест може давати однорідні відтворні результати за заданих умов і, виходячи з цього, тест був визнаний високоточним методом для визначення ефективності сепарації, що дозволяє порівнювати паливні сепаратори по ефективності сепарації, а не пропускній спроможності. Сепараційні системи різних виробників можна порівнювати по величині потоку на вході в сепаратор при якій 85 відсотків 5-мікронних монодисперсних пластикових часток, які імітують шкідливі каталітичні частки, віддаляється з тестового масла, яке імітує паливо високій в'язкості.

Відомо, що ефективність сепарації залежить від величини потоку на вході в сепаратора. У загальному випадку, чим більше величина потоку, тим більше число часток залишатиметься в паливі і тим нижче буде ефективність сепарації. Але при зменшенні величини потоку видалення часток підвищується, і ефективність очищення зростає. Типова залежність ефективності сепарації від подачі показана на рис. 1 [2].

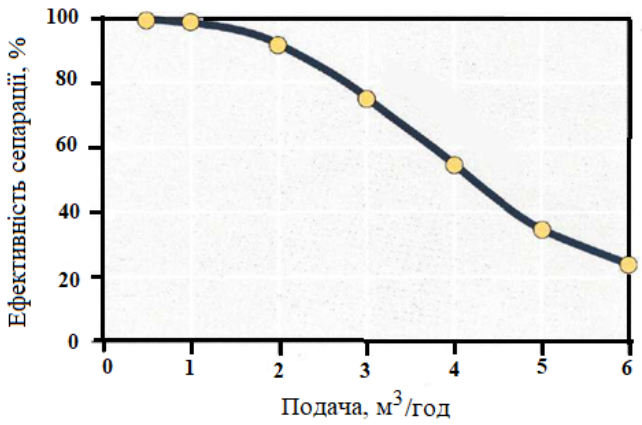


Рис.1. Типова залежність ефективності сепарації від подачі

Оскільки каталітичні частки не доступні в будь-якому стандартному постачанні, неможливо створити стандарт, заснований на оцінці тестів з використанням реальних каталітичних часток або важкого палива. Палива також варіюються в хімічних характеристиках, що впливає на їх фізичні характеристики, такі як густина і в'язкість [3]. Із-за цих широких варіацій неможливо досягти порівнянності результатів тестів, проведених з використанням реальних палив.

Модель процесу сепарації. Процес відцентрового очищення палива заснований на здатності частинок забруднень і крапель води осідати під дією відцентрової сили.

При русі частинки в просторі між тарілками на неї діють відцентрова сила та сила Архімеда

$$\vec{F} = -\frac{\pi}{6}\left(\rho_ч - \rho_п\right)\omega^2\vec{r}$$

де d - діаметр частинки; $\rho_ч$ - густина частинки; $\rho_п$ — густина палива; ω - швидкість обертання шпинделя сепаратора; $\vec{r}$ - радіус-вектор проведений від осі обертання до поточного положення частинки.

Силу опору середовища при ламінарному русі частинки забруднення можна обчислити за законом Стокса

$$\vec{F}_{cm} = -3\pi d\rho_п \nu k_f \vec{u}$$

де ν— кінематична в'язкість палива; $\vec{u}$ — відносна швидкість руху частинок в середовищі, k_f – коефіцієнт, який враховує відхилення форми частинки від сферичної.

Усталена (Стоксова) швидкість руху твердої частинки в паливі при дії вищеозначених сил [6]

$$u_s = \frac{d^2\left(\rho_ч - \rho_п\right)\omega^2 r}{18\rho_п k_f \nu}$$

Потік палива захоплює в межітарельчатий простір частинки забруднень зі швидкістю $V = \frac{Q}{NS}$, де S - площина поперечного перетину міжтарільчатого простору; Q - подача сепаратора, N- кількість тарілок.

У сепараторі відцентрова сила постійно зміщує частки убік від осі обертання. Швидкість руху часток від центру визначається, виходячи з рівності відцентрових сил і сил тертя. Тоді для розподілу сферичних частинок по радіусу за час знаходження між тарілками сепаратора можна отримати вираз

$$\ln(\frac{r}{r_0}) = \frac{d^2(\rho_ч - \rho_п)\omega^2 t}{18\mu}$$

У якості ефективності сепарації $\varepsilon\ (Q,d)$ взято відношення кількості забруднення відкинутого в шламовий простір $C_{шл}$ до кількості домішок в паливі на вході в сепаратор C_0.

$$\varepsilon(Q,d) = \frac{C_{шл}}{C_0}\cdot 100\%$$

Отримані результати добре узгоджуються із даними [1].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Морское и дизельное оборудование Альфа Лаваль/Альфа Лаваль Тумба, 2004.- 20 с.
2. Радченко О.П., Мацкевич А.Р., Неменко А.В., Чуб О.П. Обоснование необходимости автоматизированного контроля реологических параметров высоковязкого топлива при сепарировании// Вісник НТУ "ХПИ", 2013 № 1.- С. 117-121.

3. Пак Н.Г. Стохастическое моделирование очистки моторного масла в судовых дизелях центрифугированием и сепарированием/ Морские интеллектуальные технологии, 2015.- т.1.- №3.- С.114-119.
4. Кича Г.П., Надежкин А.В., Пак Н.К. Оптимизация работы маслоочистительного комплекса судовых двигателей внутреннего сгорания на основе вариационного исчисления/ Вестник инженерной школы ДВФУ, 2012.-№3.-С. 9 - 19.
5. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика/М: Наука, 1986.-731с.

Keywords: ship low pressure fuel system, settling process, centrifuging, filtering

УДК 629.5.035-233.1 (001.5)

Колесніков В.І., Кардашов Д.Л.
Національний університет «Одеська морська академія»

Сучасні проблеми зниження тертя і зношування в циліндропоршневій групі

До останнього часу основним напрямом по боротьбі із тертям і зношуванням в машинобудуванні було підвищення твердості поверхонь пар тертя. У промисловості розроблена велика кількість методів підвищення твердості деталей (хромування, азотування, цементування і т. д.). Багаторічний досвід свідчить, що цей напрям дозволив більшою мірою підвищити надійність деталей машин, що труться. Проте постійне прагнення до зменшення маси машин і підвищення інтенсифікації робочих процесів привело до збільшення тиску у вузлах машин і швидкостей ковзання і погіршило умови змазування. Крім того, вимоги до підвищення ККД механізмів, а також застосування спеціальних змащувальних матеріалів і рідин привело до того, що традиційні методи збільшення зносостійкості деталей підвищенням їх твердості у багатьох випадках перестали себе виправдовувати. Це поставило проблему розширення і застосування фінішної антифрикційної безабразивної обробки (ФАБО).

Як відомо, зносостійкість залежить від остаточної (фінішної) технологічної обробки поверхонь деталей. Є обширні експериментальні дослідження по впливу шорсткості поверхонь тертя на інтенсивність зношування деталей. Встановлено, що від фінішної обробки деталей залежить не тільки первинний (приработочний) знос, але і сталий знос. Останніми роками розроблені нові технологічні процеси фінішної обробки деталей, які дозволяють знизити приработочний знос деталей і підвищити антифрикційні властивості зчленування (покращити мастило деталей, понизити коефіцієнт тертя). До таких методів можна віднести вібраційну обробку поверхонь тертя і діамантове випрасовування. Але можна вважати що це ще не всі резерви підвищення

зносостійкості деталей в частині застосування нових фінішних обробок вичерпані [1,2].

Суть ФАБО [1] полягає в тому, що поверхня тертя деталі покривається тонким шаром латуні, бронза або міді шляхом використання явища перенесення металу при терті. Перед нанесенням покриття оброблювану поверхню знежирюють і покривають гліцерином або сумішшю, що складається з двох частин гліцерину і однієї частини 10%-ного розчину соляної кислоти. В процесі тертя окисна плівка на поверхні сталі розпушується, поверхня мідного сплаву пластифікується і створюються умови для його схоплювання із сталлю. Товщина перенесеного шару бронзи або латуні 1-2 мкм.

Перевага ФАБО перед іншими фінішними операціями полягає в тому, що цей метод надзвичайно простий і не вимагає складного устаткування. ФАБО додає сталевій або чавунній поверхні високі антифрикційні властивості.

Суттєвий вплив на подальший розвиток методів зниження тертя та зношування надало відкриття вибіркового перенесення (ВП) [5]. Вибіркове перенесення [3-5]- це комплекс физико-хімічних явищ на контакті поверхонь при терті, який дозволяє подолати обмеженість ресурсу зчленувань машин, що труться, і понизити втрати на тертя. ВП є особливий вид тертя, який обумовлений мимовільним утворенням в зоні контакту тонкої металевої плівки, яка не окислюється, з низьким опором зсуву і нездібною наклепуватися. На плівці утворюється у свою чергу полімерна плівка, яка створює додатковий антифрикційний шар. Процеси, які складають суть ВП, знаходяться на стиках розділів хімії, фізичної хімії, фізики, синергетики і механіки. Складність ВП полягає також в тому, що ряд його хімічних і фізичних процесів не зустрічалися в практиці досліджень тертя. Більшість хімічних реакцій ВП є гетерогенними, тому їх вивчення утруднене.

Традиційною системою зниження зносу і тертя є мимовільне утворення шару змащувального матеріалу при терті з граничним змащуванням в результаті адсорбції молекул змащувального матеріалу на поверхні. А в ВП є максимальне число систем зниження зносу та тертя, і ефект тут якнайповніший і істотніший. Вельми корисною властивістю ВП є також властивість працювати в середовищах, де тертя при граничному змащуванні не може ефективно виконувати свої функції. ВП проявляє здатність перебудови захисних систем, які варіюються залежно від властивостей середовища, що є початковим матеріалом для утворення системи зниження зносу і тертя.

В останній час в триботехниці формується новий погляд на процес тертя, заснований на теоретичному опрацьовуванні розділу фізики - термодинаміки утворення структур, які самоорганізуються, при незворотних процесах. Розробка цієї теорії, а також подальший розвиток робіт із створення вузлів тертя машин, що практично не зношуються, устаткування і приладів з використанням ВП - одні з найважливіших проблем сучасної триботехніки.

На основі зіставлення робіт по хімотології і гідродинаміці, можна стверджувати, що трибологічна дія моторного масла здійснюється на двох рівнях: мікро- і макро. У першому випадку мова йде про участі хімічних речовин,

що входять до складу моторного масла, у формуванні граничної плівки, що пригнічує тертя і зношування змащуваних поверхонь. В-другому - масло виступає як в'язка нестискувана рідина, здатна за певних умов створювати врівноважучий зовнішнє навантаження противотиск, - гідродинамічну несучу здатність (ГНЗ) [1]. З приведеного вище стає зрозумілим, що в сталому режимі зношування за типом молекулярного стирання знос може бути пригнічений одночасним підвищенням ГНЗ змащуваної поверхні і молекулярної твердості граничних плівок, що покривають поверхню [6].

Тому до першочергових завдань по вивченню ВП при терті слід віднести:

- створення нових ефективних металоплакуючих присадок до змащувальних матеріалів, що забезпечують режим ВП в двигунах внутрішнього згорання як для приробляння, так і для сталого режиму роботи;
- дослідження конструктивних особливостей змащувальних систем при роботі на металоплакуючих змащувальних матеріалах, визначення їх експлуатаційних характеристик і оцінка ефективності їх застосування;
- дослідження тертя без змащувального матеріалу в режимі ВП в парах метал-метал, металополімер-металл;
- розробка нових масел і мастил, забезпечуючих металлоплакування в зоні контакту деталей, які труться [6].

Keywords: marine diesel engines, cylinder liner, piston-ring, wear, friction.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний/Электронное учебное издание/М: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2011.- 288 с.

2. Буяновский И.А., Фукс И.Г., Шабалина Т.Н. Граничная смазка: этапы развития трибологии: Монография.- М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002.- 230 с.:ил.

3. Антифрикционная противоизносная суспензия - Ю.Н. Дроздов, И.А. Буяновский, Ю.В. Гостев, Р.Н. Заславский, В.И. Новиков // Патент на изобретение № 2237704 от 10.10. 2004 г.

4. Новая противоизносная и антифрикционная ресурсовосстанавливающая композиция присадок к смазочным материалам. Ю.Н. Дроздов, И.А. Буяновский, М.Н. Зеленская, Ю.В. Гостев, В.И. Новиков, Р.Н. Заславский // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. №5. С. 50-53.

5. Поляков С.А. Самоорганизация при трении и эффект безызносности. Монография. М.: Изд-во РГАУ-МСХА.2009. 108с.

6.Кужаров А.С., Онищук Н.Ю. Металлоплакирущие смазочные материалы // Долговечность трущихся деталей машин. М. Машиностроение. 1988. Вып. 3. С. 96–143.

УДК 629.063.6

Сущенко Р.К., кер. проф.Афтанюк В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз причин і технічних рішень по оснащенню суден системами очищення газів від SO_X

Питання охорони навколишнього середовища останнім часом висунулися в число найважливіших, який необхідно вирішити людству. Також одна з причин даної проблеми є тенденція постійного розвитку морського транспорту. Виходячи з даних що на 2010 рік кількість суден у Світовому океані становила 31150, а тільки в 2018 році в світі було замовлено 1467 суден загальним тоннажем 51,4 тис. рег. т, що перевищує показник попереднього року на 2% за кількістю суден і на 19% по тоннажу. Піки темпу зростання замовлень припали на 2010, 2013 і 2017 рр. Найімовірніше, наступне значне зростання (більш, ніж в 2 рази) буде спостерігатися в 2020 або в 2021 р. [1].

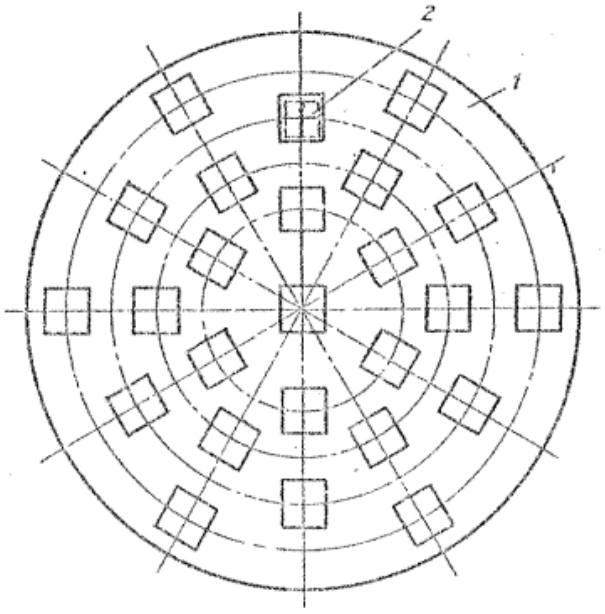
Тенденція використання важкого палива на водному транспорті призвела до того, що суднові двигуни внутрішнього згоряння стали працювати на паливах погіршеної якості. Крім інших несприятливих показників якості обтяжених і важких палив потрібно відзначити підвищений вміст в них сірки. Це означає, що в складі відпрацьованих газів істотно підвищується вміст сірчаного і сірчистого ангідриду, тобто потенційних кислотовмісних продуктів, вплив яких різко негативно позначається на навколишньому середовищі [2].

Це привело до того, що перед вченими різних країн постало питання про зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами суднових енергоустановок.

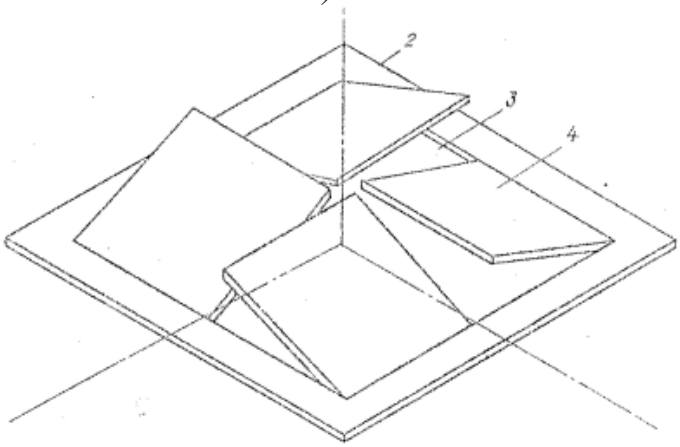
Для очищення відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) від токсичних домішок оксидів сірки використовують скрубери різної конструкції. Незважаючи на високу ефективність процесу очищення газу в скрубері, важливим питанням при розробці скруберів є оптимізація елементів апарату в яких відбувається взаємодія рідини та забрудненого потоку. Тобто будь-яке конструктивне рішення скрубера не є остаточним без оптимізації гідродинамічного та аеродинамічного режимів роботи апарату [3].

Для оснащення скруберів, розроблено ряд оригінальних пристроїв, які дозволяють інтенсифікувати процеси очищення за рахунок закручування рідинно-газового потоку.

Одним з найбільш вдалих пристроїв є контактна тарілка [4] для скрубера, конструкція якої дозволяє збільшувати закручування потоку і забезпечити більш повне використання робочого об’єм апарату за рахунок отворів оснащених пелюстками, вигнутими під кутом до площі диска і створюють щілинні отвори у формі хреста з загнутими під прямим кутом кінцями .



а)



б)

Рис. 1 – Контактна тарілка для тепломасообмінних апаратів [4]:
а) загальний вигляд тарілки; б) загальний вигляд елемента тарілки.

Оптимізація гідродинамічного режиму та вибір раціональної конструкції цього пристрою для роботи в судновій системі очищення є основною метою магістерської роботи.

Проектування та моделювання нових технічно складних пристроїв сучасних суднових двигунів або суднових систем неможливо без використання програмного забезпечення, яке дозволяє провести модельні розрахунки та оптимізацію обладнання, що розробляється [5].

Досягнення поставленої мети роботи забезпечується розробкою комп'ютерної моделі та моделюванням на ній гідродинамічного режиму роботи за допомогою програмного забезпечення.

Зазначена мета визначила такі основні завдання які вирішені у магістерський роботі:

- провести аналіз викидів відпрацьованих газів суднових двигунів;

- проаналізувати досвід впровадження спеціальних пристроїв для інтенсифікації очищення викидів від SO_x;

- розробити комп'ютерну математичну модель процесів, що відбуваються в контактній тарілці [4] для скрубера;

- на моделі провести пошук раціонального гідродинамічного режиму роботи контактної тарілки для суднової системи очистки;

- розробка рекомендацій для роботи суднової системи очищення зі скрубером з контактною тарілкою [4];

- еколого-економічна оцінка ефективності розроблених шляхів вдосконалення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Зубрілов С. П., Іщук Ю. Г., Косовський В. І. Л. Охорона навколишнього середовища при експлуатації суден. [Текст]: навчальний посібник - Л.: Суднобудування, 1989.
2. HERE. Международный журнал компании «Альфа Лаваль». № 30. 2012. С. 10-13.
3. Афтанюк В.В., Спінов В.М., Даниленко Д.В. Інтенсифікація скруберної технології очищення викидних газів суднових енергоустановок. – Одеса: Типографія НУ «ОМА», 2019. – 136 с.
4. А.с. 556819 (СССР). Контактная тарелка для массообменного аппарата. / Дронин В.Н., Соловьев Н.А., Богданов М.Х., Замалиева Р.Г.. Опубл. в Б.И. , 1977 , №17.
5. Компьютерное моделирование в инженерной практике. SolidWorks / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ - Петербург, 2005. – 800 с.

УДК 629.12+621.69

Суслов В. В., рук.доц. Гарагуля Б. А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз причин зіткнення суден при їх зближенні

В морський і річковий практиці відомі випадки зіткнення суден під час їх руху паралельними курсами. Судна, що рухаються поруч на відносно невеликій відстані одне від одного, притягуються одне до іншого і під час руху з достатньою швидкістю може відбутися зіткнення внаслідок їх взаємного притягування (прилипання суден), яке виникає через дії гідродинамічних сил.

Так, наприклад, в 1920-х роках в Англії відбулася одна з найбільших аварій: пасажирський пароплав «Кларіон» водотоннажністю 52 тис.т., довжиною 260 м, шириною 30 м і з осадкою 10 м йшов зі швидкістю 13 вузлів (24 км / год) в одному напрямку з крейсером (водотоннажність 7500 т, довжина 160 м, ширина 18,3 м, осадка 7,2 м). Крейсер, обганяючи «Кларіон»,

мав швидкість 29.5 вузлів (36 км / год). Відстань між суднами не перевищувала 110 м. Після того, як передня частина крейсера зрівнялася з кормою «Кларіон», крейсер швидко відхилився в бік пароплава і вдарив його в правий борт, незважаючи на те, що кермо було покладено вправо. Обидва судна отримали серйозні пошкодження.

Явище притягування суден можна пояснити тим, що судна своїми бортами утворюють міжсудновий канал (рис.1), в якому рідина, стиснена бортами, буде рухатися з більшою швидкістю відповідно до рівняння нерозривності.

Рівняння Бернуллі для перетинів I (на вході в міжсудновий канал) і II (в найбільш вузькій частині): в точках 1 і 2, що лежать на осі міжсуднового каналу для нестисливої рідини без урахування втрат має вигляд:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Слід підкреслити, що міжсудновий канал має деяку протяжність в глибину відносно рівня вільної поверхні OX. Точки 1 і 2 розташовані на глибині Z_1 на вході й Z_2 на виході з міжсуднового каналу.

p_1 і p_2 - абсолютні гідростатичні тиски,

V_1 і V_2 - швидкості потоку на вході і виході з міжсуднового каналу.

$Z + \frac{p}{\rho g}$ – гідростатичний напір;

$\frac{V^2}{2g}$ – гідродинамічний напір

Тиск на поверхні OX - p_0 дорівнює атмосферному $p_0 = p_a$. Відповідно до закону Паскаля абсолютний гідростатичний тиск в і-ої точці, що знаходиться на глибині h_i (рис.2) від вільної поверхні $p_i = p_0 + \rho g h_i$.

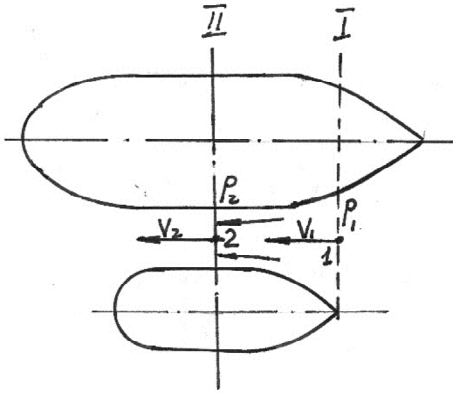


Рис. 1

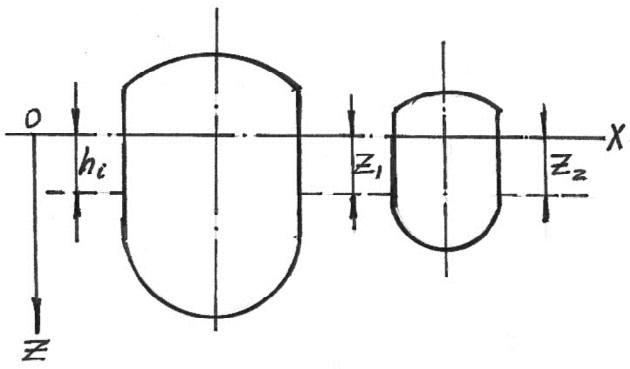


Рис. 2

У різних джерелах [1,2,3] причина притягування суден трактується порізному. Тут [2,3] не заперечується, що швидкість V_2 в міжсудновому каналі зростає в порівнянні зі швидкістю V_1 (за V_1 приймається швидкість судна, що обганяє). Далі стверджується, що зростання гідродинамічного напору $V_2/2g$ в лівій частині (1) призводить до зменшення гідростатичного напору (

$Z_2 + \frac{p_2}{\rho g}$). Це, як стверджується, відбувається тільки за рахунок зменшення величини Z_2 при збереженні рівності гідростатичних тисків p_1 і p_2. У міжсудновому каналі зниження рівня Z_2 порівняно з Z_1 на величину $\Delta Z = Z_1 - Z_2$ призводить до утворення додаткової гідростатичної сили, що викликає зближення суден (прилипання). Однак, якщо зменшується Z_2, то також має зменшуватися і гідростатичний тиск p_2 порівняно з p_1 із зовнішнього боку бортів суден через зменшення h_i в міжсудновому каналі, що і призводить до додаткової силі, що діє на судна з зовнішніх сторін бортів.

Для оцінки ступеня впливу цих двох факторів виконаємо чисельне порівняння діючих на корпус судна сил. Візьмемо до уваги, що судна мають певну осадку і, отже, між ними утворюється міжсудновий канал певної глибини, що залежить від осадки меншого судна. Припустимо, що глибина міжсуднового каналу, де проявляється дія гідростатичних сил з урахуванням обводу корпусу складає 4 м (враховуючи, що осадка меншого судна 7,2 м). Нехай середній рівень між суднами знизився на 0,4 м. При довжині меншого із суден 110 м можна вважати довжину найбільш звужуваної частини міжсуднового каналу такою, що дорівнює 50 м, де і відбувається зниження рівня води. Це призведе до появи додаткової бічної сили, що зближує судна $\Delta P = p \cdot S$, де p - гідростатичний тиск води на глибині 0,2 м (середній тиск по глибині від 0 до 0,4 м) складе 1960 Па. При площі, на яку цей тиск діє гідростатичний тиск води на глибині 0,2 м (середній тиск по глибині від 0 до 0,4 м) складе 1960 Па. При площі, на яку цей тиск діє S= 50мх0,2м=10м^2, величина сили ΔP = 19600Н. Ця сила викликана різницею гідростатичних тисків $\Delta p = p_1 - p_2$, діючих із зовнішнього (p_1) и внутрішнього (p_2) бортів корпусу судна через зменшення рівня води Z_2 в міжсудновому каналі. Оцінимо тепер вплив різниці гідростатичних тисків $\Delta p = p_1 - p_2$, діючу на зовнішні борти суден при зниженні рівня води в міжсудновому каналі на 0,4 м (в цьому випадку глибина міжсуднового каналу складе 3,6 м). Гідростатичний тиск змінюється лінійно від 0 на поверхні до величини $p = \rho g h_i$. Приймемо середній тиск p_2 на 0,5 глибини міжсуднового каналу - 1,8 м. Розрахунки показують, що в цьому випадку сила гідростатичного тиску ΔP= 19600Н. Таким чином, силовий вплив зміни повного гідростатичного напору ($Z_1 + \frac{p_1}{\rho g}$) на притягування суден складе ΔP близько 40 000 Н.

На нашу думку обидві причини присмоктування суден обґрунтовані. У першому випадку через зниження рівня води між суднами крім ефекту присмоктування у кожного з них з'являється крен в сторону іншого судна. Спроба відвернути ніс судна за допомогою керма в цьому випадку призводить до появи додаткової сили, що зближує судна. Присмоктування суден зростає зі збільшенням різниці в розмірах корпусу і сильніше діє на судно меншої маси.

Рекомендації в старовинних інструкціях з мореплавання свідчать [1]: якщо не можна уникнути зіткнення, то штовхай першим. З точки зору гідро-

механіки виконати таку рекомендацію легше, ніж уникнути зіткнення. При сильному зближенні двох суден співвідношення гідродинамічних сил таке, що судно послухається керма, якщо його розгортати носом до борту іншого судна.

Основні правила обгону і розходження суден полягають в наступному:

- при обгоні і розходженні судна повинні проходити якнайдалі одне від одного. Доцільно виходити на обгін меншим судном більшого на відстані, не меншій ніж одна довжина корпусу судна, що обганяється;
- у вузьких фарватерах судна повинні знижувати швидкість до найменшої;
- при першій ознаці присмоктування між двома суднами слід зупинити хід.
- при виникненні присмоктування судно погано слухається керма, якщо навіть кермо покладено на борт.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Столкновение судов, следующих параллельными курсами. Подгорный А.В., Гарагуля Б.А. // Матеріали наук.-техн. конф. молодих вчених "Суднова енергетика: технічні засоби та автоматизація". – Одеса : НУ «ОМА», 2016. – С. 148–151.

2. Богословский А.М.,Костюков А.А. Явление взаимного присасывания судов. - М: Морской транспорт,1970, -79

3. Кингсеп А., Локшин Г.,Ольхов О. Курс общей физики, Т1. - М: Наука, 2017. -157с

4. Меркулов В.И. Гидромеханика: знакомое и незнакомое. -М.- Наука,1989. -136с

УДК 621.436

Кривий М.О., Сагін С.В.
НУ «ОМА»

Математична модель мастильного шару в парах ковзання в суднових енергетичних установках

Важливими вузлами при дослідженні надійності і довговічності роботи судових енергетичних установок (СЕУ) є пари ковзання, в яких відбуваються процеси зношування і значні тепловиділення. Запорукою зменшення цих негативних впливів на загальну роботу СЕУ є наявність в зоні тертя мастильного шару і якість машинної оливи [2-5]. В роботі досліджено влив на наявність мастильного шару властивостей машинної оливи, зокрема її в'язкості.

Будемо вважати, що гідродинамічні процеси в парі ковзання не залежать від повздовжньої координати, тобто швидкість руху мастила вздовж осі

обертання суттєво менше швидкості кругового обертання і ним можна знехтувати. Крім того, будемо вважати усталеним режим обертання внутрішнього тіла пари ковзання, тобто $\omega(t)=\omega_0$, а густину мастила ρ сталою. При таких припущення тиск в мастильному шарі $p(\psi)$ і його товщина $h(\psi)$ зв'язані рівнянням Рейнольдса:

$$\frac{d}{d\psi}\left(\frac{\rho h^3}{\mu}\frac{dp}{d\psi}\right)=6\omega_0 R_1 R_2\frac{d(ph)}{d\psi},\ \psi_1<\psi<\psi_2. \qquad (1)$$

R_1, R_2 – відповідно радіуси тіла обертання і зовнішнього нерухомого циліндричного тіла, ψ_1, ψ_2 – визначають початок і кінець робочої контактної зони, в яких виконуються умови

$$p(\psi_1)=p(\psi_2)=0. \qquad (2)$$

Якщо допустити відсутність деформації в елементах пари ковзання, то для товщини прошарку мастил не важко отримати подання

$$h(\psi)=\delta+\varepsilon\cos\psi, \qquad (3)$$

де δ, ε – відповідно радіальний зазор і ексцентриситет центрів тіл пар ковзання.

Будемо вважати що мастило є неньютонівською рідиною: динамічна в'язкість μ залежить від тиску $p(\psi)$, тобто має місце співвідношення Баруса

$$\mu=\mu_0 e^{\xi p(\psi)}, \qquad (4)$$

е ξ – п'єзо коефіцієнт в'язкості мастил, Па$^{-1}$ (для нафтових моторних мастил ξ~(2…3)·10^{-3} Па).

Після інтегрування диференціальне рівняння (1) прийме вигляду

$$h^3 e^{-\xi p(\psi)}\frac{dp}{d\psi}=6\mu_0\omega_0 R_1 R_2 h+C,\quad \psi_1<\psi<\psi_2. \qquad (5)$$

Для визначення довільної сталої C скористаємося умовою

$$\frac{dp(\psi_0)}{d\psi}=0, \qquad (5)$$

де ψ_0 значення кута при якому товщина прошарку досягає мінімуму а тиск максимуму: $h_{\min}=h(\psi_0),\quad p_{\max}=p(\psi_0)$. Якщо допустити, зокрема, що максимальне значення тиск досягає в середині робочої області пари ковзання, то можна вважати $\psi_0=\frac{\psi_1+\psi_2}{2}$. Отже, після підстановки ψ_0 в рівняння (5),

отримаємо $C = -\mu_0 6\omega_0 R_1 R_2 h_{\min}$. Остання формула дозволяє рівняння (5) подати так

$$e^{-\xi p}\frac{dp}{d\psi} = 6\frac{\mu_0\omega_0 R_1 R_2 \varepsilon(\cos\psi - \cos\psi_0)}{(\delta + \varepsilon\cos\psi)^3}, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2. \qquad (6)$$

Диференціальне рівняння (6) допускає розділення змінних і отже для нього може бути отриманий розв'язок в квадратурах:

$$p(\psi) = -\frac{1}{\xi}\ln\left(6\xi\mu_0\omega_0 R_1 R_2 \varepsilon \int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(\delta + \varepsilon\cos\alpha)^3} d\alpha\right), \quad \psi_1 < \psi < \text{(7)}$$

Для ньютонівських мастил розв'язок диференціального рівняння (6) буде мати вигляд

$$p(\psi) = 6\mu_0\omega_0 \frac{\varepsilon_0 r_0}{\delta_0^2} \int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(1 + \varepsilon_0\cos\alpha)^3} d\alpha, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2 \qquad \text{(7)}$$

Отриманий розв'язок дозволяє визначити загальний питомий тиск P, силу в'язкого зсуву T і коефіцієнт тертя K_{tk} в мастильному шарі пари ковзання для неньютонівських мастил:

$$P = \frac{R_1}{\xi}\Phi_{P,\Theta}, \quad T = \frac{\mu_0\omega_0 r_0}{\delta_0}\Phi_T, \quad K_{tk} = \frac{T}{P}. \qquad \text{(8)}$$

де $\delta_0 = \frac{\delta}{R_1}$, $r_0 = \frac{R_2}{R_1}$, $\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon}{\delta}$, $\Theta = 3\xi\mu_0\omega_0\frac{\varepsilon_0 r_0}{\delta_0^2}$,

$$\Phi_{P,\Theta} = \int_{\psi_1}^{\psi_2} \cos(\psi + \psi_0)\ln\left(2\Theta\int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(1 + \varepsilon_0\cos\alpha)^3} d\alpha\right) d\psi,$$

$$\Phi_T = \frac{3}{2}\int_{\psi_1}^{\psi_2} \frac{\varepsilon_0(\cos\psi - \cos\psi_0)e^{\xi p}}{(1 + \varepsilon_0\cos\psi)^2} d\psi + \frac{1}{2}\int_{\psi_1}^{\psi_2} \frac{e^{\xi p} d\psi}{1 + \varepsilon_0\cos\psi}.$$

Висновки. Отже, отримано вираз для розподілу тиску в мастильному шарі пари ковзання для неньютонівських мастил і силові характеристики (7), що дозволяє застосувати, зокрема, критерій Зомерфельда для визначення умов відсутності зон сухого тертя в області контакту пар ковзання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. В 3 т. Т.1. Теоретические основы. М. : Машиностроение, 1989. – 400 с. : ил.

2. Sagin S. V., Semenov O. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / American Journal of Applied Sciences, 2016. – Vol.13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208

3. Sagin S. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specificarion / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 5. – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627

4.Кривой М. А. Обеспечение режимов смазывания подшипниковых узлов судовых малооборотных дизелей при режимах пуска и реверса / М. А. Кривой // Суднова енергетика: стан та проблеми : матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : НУК, 2017. – С. 74-78.

5. Кривий М.О. Особливості реології моторних мастил при забезпеченні режимів змащення пар тертя суднових мало-обертових дизелів./М.О. Кривий //Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт: матеріали науково-технічної конференції. – Одеса : НУ «ОМА», 2017. – С. 31-34.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ

УДК 629.33.016

Рябоконь В. В., кер.проф. Онищенко О. А.
Національний університет "Одеська морська академія"

Удосконалення методів очищення суднових моторних мастил

Дуже велику роль в економіці будь-якої держави, у тому числі і України, грають морські транспортні шляхи. На сучасних морських суднах, у більшості випадків, використовують двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). При роботі ДВЗ витрачаються і перероблюються великі обсяги паливно-мастильних матеріалів (ПММ). При порушеннях в експлуатації ДВЗ втрати ПММ стають неприпустимо великими. Наприклад, якщо своєчасно не замінити моторне мастило, то знос ДВЗ може зрости вдвічі, а витрата ПММ збільшитися на 15-20 %. Для збільшення терміну служби ДВЗ і зниження витрати моторного мастила застосовують очистку мастила від зайвих домішок і частинок. У середовищі моторного мастила присутні абразивні частинки і домішки. Ці абразивні елементи, що знаходяться у моторному мастилі, досить шкідливі, бо виникають у процесі зносу ДВЗ і часто мають властивості феромагнетиків.

Для їх видалення з моторного мастила застосовують різні системи очищення. У комбінованих системах очищення моторних мастил від механічних домішок часто з'єднують різні методи видалення частинок.

Один з сучасних пристроїв очищення моторного мастила-магнітний гідроциклон (МГЦ). Переваги застосування МГЦ розкриваються для потужних суднових дизельних установок - при великих обсягах очищення. Однак МГЦ-спосіб ще не знайшов повсюдного застосування через велику кількість невирішених проблем (оптимізації структури магнітних пристроїв очищення, принципів управління полем і інших). Відомі дослідження із застосуванню магнітного поля для збільшення ступеня очищення фрагментарні і теоретично погано обґрунтовані.

Багато літературних джерел у галузі застосування зовнішнього накладання магнітного поля в інерційних апаратах очищення показують, що розробка нових приладів проходить без аналізу процесів у робочій камері апарату, без урахування особливостей управління магнітним полем МГЦ та на емпіричному рівні.

Наприклад, дослідженнями по очищенню забруднених нафтою середовищ, у тому числі на морських суднах, займалися Пісарев А. О., Распопов О. В., Тихомиров Г. І. Ряд авторів (Акопов М. Г, Хоффман А., Барт М., Стейрманд З. і інші). Ці автори виклали основні принципи створення гідроциклонів без магнитного поля і тому їх дослідження є тільки частиною загальної проблеми очищення мастил.

Таким чином, актуальною і важливою для практики задачею є урахування примусового процесу коагуляції (процесу зменшення ступеня дисперсно-

сті і числа частинок дисперсної системи шляхом злипання первинних частинок) під дією зовнішнього керованого магнітного поля.

Предметом дослідження є магнітні гідроциклони, що використані у системах примусового очищення моторних мастил у суднових ДВЗ.

Об'єктом дослідження є процес вилучення сторонніх феромагнітних домішок з моторних мастил.

Мета дослідження - підвищення ефективності очищення моторних мастил у суднових ДВЗ шляхом застосування гідроциклонів з накладеним зовнішнім магнітним полем.

Найбільш важливі завдання укладені у:

- систематизації та узагальненні літературних джерел і доступного інтернет-контенту, який стосується конструкції і властивостей інерційних пристроїв очищення в'язких середовищ з накладеним магнітним полем;

- аналізі і встановленні недоліків та переваг систем очищення моторних мастил для ДВЗ морських суден;

- виробленні рекомендацій щодо вдосконалення конструкції і способів управління магнітним полем МГЦ.

Практична значимість роботи укладена в удосконаленні пристроїв очищення суднових моторних мастил для ДВЗ, що забезпечується використанням сучасних методів наукових досліджень. Ця значимість для практики визначається можливостями МГЦ для більш повного видалення продуктів зносу (магнітних домішок) у криволінійному потоці, створеному у МГЦ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Авдеев, Б. А. Анализ воздействия магнитного поля на процесс сепарации в гидроциклонах / Б. А. Авдеев // Технический аудит и резервы производства. – Харьков, 2013. - № 5/4(13). - С. 45-47.

2. Авдеев, Б. А. Расчет электромагнитной системы магнитного гидроциклона / Б. А. Авдеев // Вестник АГТУ, 2015. – № 2. – С. 64-71.

3. Александров, Е. Е. Повышение ресурса технических систем путем использования электрических и магнитных полей : монография / Е. Е. Александров, И. А. Кравец, Е. Н. Лысиков [и др.] – Харьков : НТУ «ХПИ», 2006. – 544 с.

4. Голиков, С. П. Использование модели магнитного гидроциклона для расчета эффективности очистки / С. П. Голиков, Б. А. Авдеев // Проблемы информационных технологий. – Херсон : ХНТУ, 2014. - №1(15). – С. 252-256.

5. Масюткин Е. П. Анализ основ теории и методов расчета гидроциклонов с силовыми полями электрической природы / Е. П. Масюткин, В. И. Просвирнин, Б. А. Авдеев // Рыбное хозяйство Украины. – Керчь : КГМТУ, 2011. – № 6 (77). – С. 61-68.

УДК 621.56/59

Тарантінов В. М., кер.проф. Онищенко О. А.
Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності експлуатації суднових холодильних установок

Для зберігання продуктів тваринного і рослинного походження в охолодженому або замороженому стані використають різні типи холодильних установок. Проте, основний їх тип - компресійні.

Роль штучного холоду неухильно зростає. І це позначається на зростанні числа транспортних холодильних установок, до яких безпосередньо відносяться і суднові холодильні установки. В даний час очевидна тенденція до збільшення холодопродуктивності суднових холодильних установок (СХУ) при одночасному підвищенні їх енергетичної ефективності.

Охолодження до температур нижче температури навколишнього середовища може реалізуватися тільки з витратою енергії, в основному, витраченою на електропривод холодильної машини (ХМ). Тому енергетика і виробництво холоду нерозривно пов'язані. Можна відзначити, що завдання підвищення ефективності експлуатації СХУ, з урахуванням сучасних вимог екології, вирішується, в основному, за рахунок застосування засобів автоматизації всіх головних і допоміжних технологічних режимів їх роботи.

У транспортних холодильних установках, у тому числі і суднових, найбільше застосування знаходять парокомпресійні хладонові машини з компресорами різного типу. Загальні напрямки і тенденції развитку СХУ укладені у:

- забезпеченні екологічної безпеки;
- підвищенням темпів енергетичної ефективності, що розглядається і з позицій непрямих вимог зниження емісії парникових газів у цілому;
- додання додаткових споживчих властивостей;
- підвищенням темпів цінової, надійнісної і сервісної привабливості для кінцевого споживача.

Аналіз ряду джерел дозволяє сформулювати основні завдання удосконалення СХУ:

- зниження питомого споживання електроенергії всіма доступними способами: за рахунок застосування більш ефективної теплоізоляції, підвищенням якості процесів регулювання та іншими;
- підвищення надійності і холодопродуктивності хладонових, у тому числі і герметичних, компресорів при одночасному зниженні температурного рівня компресорів;
- підвищення показників питомої холодопродуктивності;
- зниження масогабаритних показників;
- забезпечення роботи СХУ при живленні від малопотужної суднової електромережі.

Дослідження показують, що вдосконалення окремих вузлів і складальних одиниць СХУ дозволить знизити витрату електроенергії за рахунок:

- поліпшення теплоізоляції і ущільнення, не менше, ніжна 20 %;
- зниження нагріву компресора не менше, ніж на 14 %;
- підвищення механічного ККД компресорів, приблизно на 9 ... 12 %;
- удосконалення способів автоматизації, не менше, ніж на 4 ... 10 %;
- збільшення тепловіддачі від випарника і конденсатора, не менше, ніж на 8 %;
- правильної експлуатації, не менше, ніж на 5 %.

При одночасній реалізації всіх перерахованих вдосконалень і вимог, можна скоротити енергоспоживання СХУ на 30-50 % і більше. Таким чином, проблема підвищення енергетичної ефективності СХУ є комплексною, нерозривно пов'язаною із загальною завдання покращення ефективності експлуатації СХУ. Проблема вирішується шляхом проведення робіт у всіх зазначених вище напрямках, причому розробка будь-якого перспективного для ринку устаткування або моделі СХУ повинна відповідати основним світовим тенденціям розвитку холодильної техніки:

- забезпечення зниження втрат холоду в камерах з підвищенням ступеня переохолодження робочого тіла на шляху у випарник;
- зменшення питомої металоємності елементів СХУ при збереженні корисного об'єму камер;
- підвищення енергетичної ефективності СХУ при зниженні масогабаритних показників, у першу чергу, хладонового компресора.

Безумовно, розвиток СХУ і їх додаткового обладнання неможливий без застосування сучасних засобів автоматизації. Тому дуже широко необхідно використати у сучасній судновій холодильній техніці електронні засоби управління і автоматизації. Різноманіття суднових споживачів холоду заважає уніфікацію обладнання та проектів рішень в обсязі, що перевищує серію однотипних суден. Саме це призводить до розширення номенклатури приладів і засобів автоматизації.

Пристрої автоматизації успішно вирішують завдання підвищення енергетичної ефективності холодильного обладнання та забезпечення безпечних режимів експлуатації, зменшують витрати праці на обслуговування, що дуже важливо для сучасних морських суден з нечисленними екіпажами. Важливо підкреслити, що надійність суднового холодильного обладнання украй важлива, у тому числі і для вантажних холодильних установок суден, що транспортують скраплені гази, для холодильних установок рефрижераторних контейнерів. І завдання підвищення надійності також вирішуються за рахунок забезпечення "щадних" режимів експлуатації засобами автоматизації.

УДК 621.421

Коротнян Р. В., Унгаров Д. В., кер.проф. Онищенко О. А.
Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності функціонування суднової системи енергопостачання

Відомо, що суднова електростанція генерує електроенергію необхідних параметрів і розподіляє її між судновими споживачами у відповідності з режимами роботи судна. Суднова електроенергетична система (СЕЕС) повинна забезпечувати безперебійне постачання електроенергією високої якості всіх відповідальних споживачів на будь-яких режимах роботи судна й задовольняти вимогам простоти, екологічності, зручності обслуговування, високої надійності при мінімально можливих початковій вартості, масі, габаритах, а також експлуатаційних витратах.

Основне джерело енергії для морських суден є трифазний синхронний генератор, винайдений більш ніж сто років тому. За столітнє використання він не перетерпів принципових змін, пов'язаних з поліпшенням якості генерованої електроенергії й дотепер залишається одним з головних джерел трифазного струму у всіх областях енергетики. Але за останні роки кількість і характер споживачів у СЕЕС сильно змінились. Споживачі одержують електроенергію від суднових джерел безпосередньо із ГРЩ або через проміжні перетворювачі. Якість електроенергії впливає на режими роботи споживачів, джерел і ліній електропередачі. Тому згадану якість характеризують показниками, перелік яких і припустимі значення більшості з них контролюють міжнародні й національні наглядові організації: морські Регістри України й Росії, англійський класифікаційний Ллойд, французьке й норвезьке Бюро Веритас, японський класифікаційний нагляд, італійський судновий Регістр, Американське бюро судноплавства й інші.

На відміну від синхронного генератора (СГ), суднові споживачі енергії перетерпіли у своїй конструкції більші зміни, з'явилися нові типи електроспоживачів, що вимагає поліпшених параметрів якості вироблюваної електричної енергії. Часто виробники спеціалізованої для суден нової техніки, наприклад частотних перетворювачів, пристроїв плавного пуску, керуючих контролерів, поряд із загальноприйнятими вимогами, висувають особливі вимоги, регламентовані національними класифікаційними наглядовими організаціями. При роботі таких приймачів від дизель-генераторного агрегату (ДГА) існує головний недолік – можливість знеструмлення СЕЕС, а саме - спрацьовує захист приймачів електричної енергії, набудований на більш вузький спектр відхилення параметрів якості електроенергії вироблюваної СЕЕС. Аналізуючи вимоги класифікаційних наглядових органів різних держав можна зробити висновок про те, що необхідна така модернізація СЕЕС, яка, після впровадження сучасних, акумулюючих резервних джерел електричної енергії, дозволить підвищити рівень безпеки роботи всього суднового електроустаткування, у тому числі іноземного виробництва.

У результаті виникає завдання покращання якості генерованої електроенергії СЕЕС за рахунок удосконалювання її системи генерування. Зокрема - виключення таких динамічних "провалів" напруги, які можуть викликати знеструмлення судна. Без сумніву, на судні основним споживачем енергії є електричні машини основних і допоміжних механізмів - вентиляторів, вантажних рамп, підкерма, тралів, лебідок, кранів, транспортерів, насосів і інших технологічних механізмів. В умовах розвитку існуючого флоту у СЕЕС починають впроваджувати сучасні напівпровідникові пристрої керування електродвигунами (транзисторні, тиристорні). Незважаючи на те, що більшість керованих електроприводів мають системи плавного пуску й плавної зміни продуктивності технологічного механізму, застосовуються й електродвигуни, які підключаються безпосередньо до СЕЕС способом "прямого пуску". І оскільки при пуску ЕРС обертання дорівнює нулю, виникають великі пускові струми (іноді - до 10 номінальних значень струму). Тривалість пускового струму електродвигуна, звичайно, менше однієї секунди. Але навіть такий короткий інтервал часу впливає на динамічну стійкість СЕЕС і може привести до ефекту "доміно", і навіть до знеструмлення судна. Одним з основних недоліків СЕЕС, побудованих на основі ДГА, є висока інерційність, тому при піковому навантаженні системам автоматичного регулювання частоти й напруги необхідний помітний час для відновлення номінальних параметрів.

Звичайно, сучасні селективні системи захисту усувають можливість повного знеструмлення, але, у першу чергу, така система захисту повинна вже бути встановлена на судні і добре налаштована, що далеко не завжди практично реалізується. І крім того, існують розбіжності у вимогах класифікаційних наглядових органів, є "несумісність" закордонного й вітчизняного устаткування. У цей час, практично щорічне, підвищуються ціни на енергоресурси, у тому числі й на дизельне паливо. Судновласники змушені усіма засобами заощаджувати на витрати палива, внаслідок чого, старші механіки найчастіше беруть на себе відповідальність, а по суті - високий ризик, включаючи в роботу тільки один ДГА. У результаті різко збільшується ймовірність порушення безперебійної подачі електроенергії на судні у випадку виникнення короткочасних перевантажень або непередбачених ситуацій.

Можна виділити ряд існуючих ситуацій і невідповідностей, що відбуваються на судні:

- проблема невідповідності й селективності настроювання систем захисту закордонного встаткування при установці їх на вітчизняні судна, де поряд із закордонним устаткуванням функціонує й вітчизняне;
- завдання підвищення динамічної стійкості при короткочасних динамічних перевантаженнях одиночного ДГА, що працює на суднову мережу;
- завдання підвищення якості параметрів вироблюваної електроенергії паралельно працюючих генераторних агрегатів, зокрема, підвищення стійкості СЕЕС до динамічних навантажень.

Для вирішення цих ситуацій пропонується встановлення додаткового джерела енергії, заснованого на використанні електрохімічних суперконденсаторів (СК). Такі системи резервного джерела енергії є перспективними але мало дослідженими. Для розв'язку завдання екстреного включення резервного ДГА, що перебуває у "холодному резерві" з метою економії паливних витрат, а також забезпечення безвідмовної роботи СЕЕС у будь-яких умовах плавання, необхідно проаналізувати можливості автономних джерел енергії побудованих на основі СК. Такий аналіз дозволить розв'язати завдання паралельної роботи одного ДГА із додатковим джерелом резервного живлення.

Концептуально пропонується використання в СЕЕС батареї СК, котра складена з двошарових електрохімічних конденсаторів EDLC (electric double-layer capacitor). Такий СК – статичний електрохімічний пристрій з електролітом, «обкладинками» якого служить подвійний електричний шар на межі розділу електродів та електроліту. Функціонально EDLC являє собою гібрид конденсатора і хімічного джерела струму, він має безліч конструктивних модифікацій, назв (суперконденсатор, молекулярний або іонний конденсатор і ін.) і відноситься до накопичувачів електричної енергії молекулярного типу. EDLC – конденсатор з подвійним симетричним електричним шаром і відрізняються від класичних конденсаторів тим, що для просторового розділення різнойменних зарядів, які створюють робоче електричне поле, використовує мікроскопічний поляризований шар на кордоні поверхні розподілу двох середовищ. Саме тому цей пристрій унікальний. EDLC має біполярну герметичну й дуже технологічну конструкцію на основі активованого вугілля у зв'язаному водному лужному електроліті і володіє дуже високими енергопотужними характеристиками. Властивості EDLC дозволяють його ефективно застосовувати у якості заряджуваного імпульсного джерела струму з робочою напругою заряду до декількох сотень вольт і майже необмеженою кількістю циклів заряду-розряду (не менше мільйона циклів).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суперконденсатор [Електроний ресурс]: http://www.capacitorguide.com/supercapacitor/.

2. Букарос, А. Ю. Коректор коефіцієнту потужності для частотно-регульованого електроприводу / А. Ю. Букарос, О. А. Онищенко // Наукові праці НТУ “КПІ”. Енергетика. Екологія. Людина. – 2012. – С. 11-17. [Режим доступу]: http://en.iee.kpi.ua/files/2012/2012.pdf.

3. Унгаров, Д. В. Концепція побудови системи демпфування пікових навантажень у судновій електричній мережі / Д. В. Унгаров, О. А. Онищенко // Матеріали VII-ї міжн. наук.-техн конф. “Суднова енергетика: стан та проблеми” (12.11.2015 - 13.11.2015). – Миколаїв: НУК ім. адм. Макарова. – С. 23-25.

УДК 629.56.064.5

Колпаков О. С., кер.проф. Онищенко О. А.
Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності функціонування автостернового морського судна

Необхідність підвищення безпеки мореплавання і експлуатаційних характеристик морських суден призвела до створення різних типів автокермових. Такий електронавігаційний прилад, як автостерновий: *а*) автоматично утримує судно на заданому курсі; *б*) забезпечує перехід судна з курсу на курс із заданим радіусом або швидкістю; *в*) здійснює керування рухом судна по траєкторії при роботі з електронною картографічною навігаційно-інформаційною системою (ЕКНІС). Сучасні автостернові забезпечують не лише ефективну стабілізацію курсу судна, але і самонастроювання параметрів системи керування курсом при змінах стану судна (опади, види вантажу) і змінах умов плавання (швидкості, погоди, глибини фарватеру). Сучасні системи автоматичного керування курсом (САКК) судна, побудованих на основі автостернових, дозволяють зменшити втрати ходового часу до 4 %, збільшити провізну спроможність судна та знизити витрати палива за рейс на 3–6 %.

Функціонування будь-якої САКК ґрунтується на використанні математичної моделі динаміки кермового керування судном. У даний час теорія керування морськими суднами добре розвинена і дозволяє побудувати адекватні фізичним процесам руху судна математичні моделі (ММ). Міжнародна морська організація (IMO) розробила і прийняла резолюцію А.751 (18), що регламентує необхідність використання математичних моделей судна при вирішенні практичних задач, що лежать у області безпеки судноводіння. У результаті застосування резолюції А.751 (18) морськими класифікаційними органами рекомендовані для практичного використання у САКК спрощені математичні моделі судна – моделі Номото.

Структура сучасних автокермових (*NAVPilot* ххх *Series* фірми *«Furuno»*, АР3ххх компанії *«Navis Engineering OY»*, РТ500*D* компанії *«Yokogawa»*, *NautoPilot* 5000 і *NP*2025*PLUS* компанії *«Raytheon»*, *PilotStar D*, *Saura SA*-10, *Navitron* та ін.) дозволяє гнучко перебудовувати режими їх роботи, враховувати різні чинники і зовнішні впливи. Більшість відомих САКК використовують у своєму складі класичні ПІД-регулятори і засновані на принципі стабілізації «за відхиленням». Але існує клас систем керування, заснований на принципах двоканального (інваріантного, комбінованого) керування. Проте цей принцип не застосовується у САКК у зв'язку зі складністю вимірювання зовнішніх збурень, діючих на корпус судна та відхиляючих його від заданого курсу.

Метою дослідження є встановлення можливості підвищення точності стабілізації судна на курсі та, відповідно, зниження втрат енергії, що витрачається на «рискання», за рахунок застосування у САКК принципів інваріан-

тного керування, викладених у класичних роботах Г. В. Щипанова, М. М. Лузіна, Б. М. Петрова.

Зовнішнє навантаження (вітрове, хвильове), що діє на судно, має складний характер і робить основний збурюючий вплив на роботу системи стабілізації курсу (ССК). Попередньо, у найбільш загальному вигляді, необхідно розглянути особливості функціонування систем стабілізації, заснованих на застосуванні принципу двоканального керування. Проте, для ССК судна практично реалізувати уведення сигналу, що компенсує збурення, яке відхиляє судно від заданого курсу, досить складно. Це пов'язано із тим, що безпосереднє вимірювання вітро-хвильового збурення пов'язане з технічними труднощами, які принципово складно вирішити. Пропонується використати простий метод уведення у САКК властивостей часткової інваріантності до вітро-хвильового збурення, заснований на *непрямому* визначенні основного збурення, відхиляючого судно від заданого курсу. Непряме вимірювання цього збурення засноване на використанні принципу "диференційної виделки". З аналізу результатів математичного моделювання запропонованої системи стабілізації курсового куту морського судна можна визначити, що така система є дієвою і ефективно придушує вітро-хвильові збурення на корпус судна. Встановлено, що при умові компенсації результуючого збурення на судно, з використанням класичної системи стабілізації "за відхиленням" і ПІД-регулятора автостернового, максимальне динамічне відхилення становить ± 2 °, що неприпустимо. При аналогічних умовах навантажень, але з роботою частково-інваріантної до збурень ССК, отримане максимальне динамічне відхилення, близько до 0,35 °. З детальнішого аналізу запропонованої системи додатково можна визначити, що більш ефективна стабілізація курсу судна зумовлена підвищенням швидкодії автостернового - за рахунок упередженої дії на стерновий пристрій судна, сформованої каналом позитивного зворотного зв'язку за збуренням. Саме цій ефект визначає зменшення витрат пального і втрати ходового часу. Безумовно й те, що запропонована система потребує подальших досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Острецов, Г. Э., Клячко, Л. М. Методы автоматизации управления движением корабля. – М.: Физматлит, 2009. - 120 с.

2. Вагущенко, Л. Л., Цымбал, Н. Н. Системы автоматического управления движением судна. – М.: ТрансЛит, 2007. - 376 с.

3. Golikov, V. V., Golikov, V. A., Volyanskaya, Ya., Mazur, O., Onishchenko O. A simple technique for identifying vessel model parameters // Earth and Environmental Science, 2018. Vol. 167, pp. 135-139.

4. Седова, Н. А. Интеллектуальная система автоматического управления курсом судна // Транспортное дело России. Спецвыпуск, 2006. № 7. - С. 58–61.

УДК 621.316.79

Кучеренко І. М., Василець Д. В., кер.проф. Онищенко О. А.
Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності функціонування суднової каютної системи кондиціонування повітря

При експлуатації морського судна температура, вологість і тиск повітря в його каютах, службових і виробничих приміщеннях суттєво змінюються. Крім того, повітря насичується різними парами, газами, вологою, пилом. Щоб забезпечити комфортні умови для суднового екіпажу і пасажирів, у приміщеннях судна необхідно підтримувати постійну якість (кондицію) повітря.

Створення у каютах і інших приміщеннях морського судна комфортних кліматичних умов - значуще і актуальне завдання, вирішення якого неоднозначне і є вкрай важливим, оскільки забезпечує організму людини необхідні умови праці і відпочинку у будь-який час року і у будь-якому районі плавання судна.

Фундаментальною основою забезпечення комфортних умов знаходження людини у приміщеннях судна є необхідність стабілізації температури повітря у його каютах, службових і виробничих приміщеннях, що і є основним завданням дослідження.

Описується робота традиційної системи стабілізації температури повітря у каюті морського судна з пропорційно-інтегрально-диференціальним (ПІД) регулятором у контурі управління комфортною системою кондиціонування.

На основі математичного моделювання показано, що існуючи на суднах системи кондиціонування повітря з ПІД-регуляторами у контурі управління, при змінах теплових навантажень, не задовольняють вимогам до динамічних режимів стабілізації температури у каютах судна.

Запропоновано структуру системи стабілізації з нечітким ПІД-регулятором, що відрізняється простим принципом фазифікації і логічного виведення. Проведено аналіз її роботи.

Методами математичного моделювання у середовищі Матлаб/Сімулінк показано, що запропонована система комфортного кондиціонування повітря у каюті судна забезпечує високу якість процесів стабілізації температури повітря і має властивості робастності.

Аналіз результатів математичного моделювання дозволяє стверджувати, що використання у різних приміщеннях морських і річкових суден запропонованої системи управління з нечітким регулятором для керування системою комфортного кондиціонування повітря, дозволяє помітно поліпшити умови знаходження на судні членів екіпажу і пасажирів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Голиков В. А. Научные основы управления микроклиматом судна /В. А. Голиков. – Одесса: ОГМА, 1990. – 321 с.

2. Василец Д. И. Анализ методов моделирования систем кондиционирования судовых помещений / Д. И. Василец, Н. А. Козьминых, О. А. Онищенко // Вестник НТУ "ХПИ", Серия: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2017. – № 7(1229). – С. 24-29. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.04.

3. Василец Д. И. Использование метода электротепловых аналогий при моделировании процессов в судовой холодильной установке / Д. И. Василец, Н. А. Козьминых, Г. В. Налева, О. А. Онищенко // Морские интеллектуальные технологии. – 2018. Том 1, № 3(41). – С. 214-221.

4. Структурная модель судовой холодильной установки / А. Ю. Букарос, О. А. Онищенко, Н. А. Козьминых, Д. В. Василец, В. Н. Букарос // Морские интеллектуальные технологии. – 2018. Том 4, № 42. – С. 229-235.

5. Кондратенко Ю. П. Синтез та аналіз властивостей нечітких регуляторів для стабілізації температури в суднових приміщеннях / Ю. П. Кондратенко, Г. В. Кондратенко, Т. Л. Мельник // Автоматизация судовых технических средств. – 2007. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. 53-67.

УДК 681.51:621.316.79

Малюченко Л.Л., кер.проф. Никольский В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення роботоздатності системи управління подачею палива суднового дизеля з електронним управліням

Традиційні приводи паливних насосів високого тиску і випускних клапанів не можуть забезпечити необхідної гнучкості при оптимізації робочого процесу дизеля. Тому розробники дизелів перейшли до створення нових типів паливних систем і систем газорозподілу, в яких закон подачі палива, зміна фаз подачі палива і газорозподілу не пов'язані жорстко з режимами роботи дизеля.

Розвитком теорії і практики паливних систем займаються такі зарубіжні фірми, як Wartsila, MAN-B&W, Caterpillar тощо.

Аналіз характеристик систем управління подачею палива суднових дизелів провідних фірм в цій галузі, зокрема MAN B & W тощо довів, що подальше підвищення ефективності автоматизованої системи управління подачею палива можливе за рахунок удосконалення виконавчого механізму. Існуючі типи приводів: гідравлічні, із застосуванням асинхронних електродвигунів змінного струму, однофазних синхронних, колекторних і безколекторних (вентильних) двигунів; з використанням електромагнітів і магнітострикційних матеріалів досягли краю.

В [1] доведено, що існуючі теоретичні та практичні положення не дозволяють ефективно застосовувати існуючі рішення побудови п’єзоперетворювачів в якості виконавчих механізмів систем подачі палива

суднових дизелів та запропоновано можливість використання в якості виконавчого механізму п'єзоелектричного приводу, наведено переваги та недоліки, а також особливості їх застосування.

Метою дослідження є створення моделі системи позиціонування золотника блоку управління подачею палива з п'єзоприводом в середовищі SimIntech, оскільки за останні декілька років це середовище для моделювання процесів по основним показникам перевищує можливості Matlab [2].

Попередньо проведені дослідження довели переваги використання SimIntech при моделюванні процесів у складальному стовпі п’єзоелектричних шайб, кількість яких перевищує 100 шарів [3], що наближає їх до результатів, які були отримані на аналогових обчислювальних машинах [4, 5].

Однак, головна проблема використання складального стовпа – невелике переміщення при великому зусиллі, яке він розвиває. Рішення, які запропоновано у насос-форсунках (модель PPD 1.1) від Volkswagen Mechatronic GmbH& Co. KG (сумісние підприємство з Siemens VDO Automotive AG, Штольберг, Саксония) [6], дозволяють висунути гіпотезу про можливість адаптації технічних рішень при застосуванні у системах подачі палива в суднови дизель MAN-B & W 12K98ME. Це дозволяє зробити висновок про актуальність дослідження.

Ключьові слова: MANB & W, RT-Flex, складальний п’єзоелектричний стовп, система подачі палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Оженко Є. М. Моделі, методи та засоби покращення системи подачі палива суднового дизеля на базі п’єзоелектричних перетворювачів. Дис. ... канд. техн. наук: 05.13.05. - Миколаїв, 2018. - 166 с.

2. Презентация. Технология SimInTech — моделирование, разработка и создание САУ [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://simintech.ru/?page_id=2443/ (Дата звернення 01.08.2018).

3. Никольский В. В., Никольский М. В., Лысенко В. Е. Модель пьезоэлектрического преобразователя клапана подачи газа в судовой дизель-генератор // Вісник Черкаського державного технологічного університету: технічні науки. – Черкаси: ЧДТУ, 2019. – №3. – С. 25 – 30.

4. Никольский А.А. Двухканальные электроприводы с пьезокомпенсаторами. Автореферат дис. ... докт. техн. наук: 05.09.03. - Москва, 1991. - 40 с.

5. Никольский А.А. Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 160 с.

6. Пособие по программе самообразования 352. Насос-форсунка с пьезоэлектрическим клапаном. Конструкция и принцип действия/ - ООО «Фольксваген Груп Рус», Wolfsburg - 24 с. [Internet]. Available from: https://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/352_Siemens_VDO_Automotive.pdf

УДК 681.587.72:004,3'144:621.4(045)

Покуса Г.М., кер.проф. Никольский В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Совершенствование системы подачи газа судового двухтопливного дизель-генератора

При перевозке газа-метана LNG FSRU Explorer происходит испарение из грузовых танков. Для его утилизации осуществляется сжигание в судовой электростанции, которая оснащена двумя двигателями HiMSEN (модель H35DF, 7 и 9 цилиндров, мощностью 3360 и 4320 кВт соответственно) и Wartsila (модель VASA 12V32DF, 12 цилиндров, мощностью 3850 кВт). Все ДВС работают на двух сортах топлива: жидком и газообразном. Жидкое топливо используется в качестве инжекционной (пилотной) порции. Для подачи газа в камеру сгорания используются электромагнитные клапаны Woodward SOGAV – 250, срок эксплуатации которых не превышает 1-2 месяца по причине использования электромагнитных соленоидов, что приводит к залипанию электромагнитного клапана и соответственно к износу пары клапан-седло и изменению свойств блока пружин. В итоге наблюдается метановое скольжение [0].

В [2 - 5] приведены сравнительные данные электромагнитных и электромеханических приводов с наборными пьезостолбами и двигателями: удельное усилие к площади активной поверхности пьезодвигателя на два порядка превосходит усилия, развиваемые электромагнитами и электродвигателями. Применение пьзопривода позволяет увеличить срок службы клапана, сохранить характеристики его работы (табл. 1) и уменьшить эксплуатационные затраты на обслуживание.

Табл. 1 – Эксплуатационные требования к электрической части клапана

Время до полного открытия / закрытия	0,002 сек (мах)
Величина перемещения пластины клапана	~ 0,4 мм (0,38-0,43 мм)
Максимальное давление газового топлива P1 / продувочного воздуха P2	5 Бар /3 Бар (абсолют)
Максимальная разница давлений P1-P2	2 Бар
Максимальная температура газового топлива	80 ^{O}C
Рабочая температура газового топлива / продувочного воздуха	5-45 ^{O}C /30-55 ^{O}C

Восстановление рабочих характеристик клапана невозможно в судовых условиях. Такие работы выполняются на заводах разработчика, с привлечением испытательных стендов.

В [6, 7] были предложены конструкции для замены электромагнитного соленоида на пьезоэлектрический привод: актуаторы в виде наборных столбов и пьезодвигателей – линейных и роторных.

В [8 - 11] представлены модели для наборных столбов и линейного пьезодвигателя.

Однако существующие мощности линейных пьезодвигателей приводят к увеличению габаритных размеров блока привода клапана.

В результате поиска двигателей с повышенными мощностными характеристиками был выбран линейный пьезодвигатель LCS010 [12]. В табл. 2 представлены характеристики двигателя, на рис. 1, *а* внешний вид двигателя, рис. 1, *б* – нагрузочная характеристика.

Таблица 2 – Параметры линейного пьезодвигателя LCS010

Motor Specifications	**Standard**	**Encoder**
Mode of Operation	Stepping & Continuous	
Push/Pull Force	>10N	
Self Braking Force	>12N	
Response Time	30µs to 50µs	
Velocity Range	0 to 0.2 m/s	0.014 to 140mm/s
Travel Range	30 mm	
Minimum Linear Step (resolution)	<0.05 µm	
Minimum controlled Linear Step	N/A	2.6 µm
Dynamic Range	4 kHz	
Supply Voltage for Driver	12 VDC	
Operating Temperature	-20° to 80°C	
Max Current over velocity range	1600mA	
Motor Weight	190g	220g
Motor Dimensions (mm)	106x77x18	106x77x25
Driver PCB Dimensions (mm)	48x63x25	

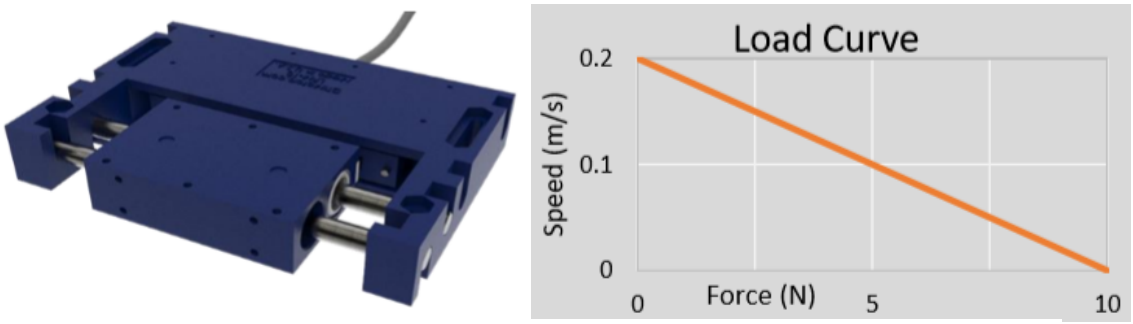


Рисунок 1 – Пьезодвигатель LCS010: а – внешний вид; б – нагрузочная характеристика

Таким образом, данный тип двигателя свести количество двигателей до 6 единиц, что позволит уменьшить размер блока двигателей до двух уровней и модулей драйверов. Кроме того, размер двигателя с учетом требуемого перемещения может быть умеьшен до 80x78x18.

Исследования в магистерской работе будут посвящены разработке модели клапана с пьезодвигателями LCS010.

Ключевые слова: впускной клапан газа, GAV, пьезоэлектрический привод, система подачи газа, двухтопливные дизели.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. JUSSI PEURALA Model-based design, modelling and simulation of digital hydraulic GAS admission valve / Master of Science Thesis, 132 pages, 12 Appendix pages May 2014 [Internet]. Available from: https://dspace.cc.tut.fi/dpub/bitstream/handle/123456789/22251/peurala.pdf;sequence=1.

2. Никольский А.А. Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 160 с.
3. Никольский В. В., Лысенко В. Е., Никольский М. В. Пьезоэлектрический привод впускного клапана двухтопливного двигателя внутреннего сгорания // XXIV Міжнародна конференція з автоматичного управління, м. Київ, Україна, 13–15 вересня 2017 року: тези конференції. Київ. 2017. – С. 223.
4. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Нікольський М.В. Використання п'єзоприводу для клапана подачі газу двохпаливного двигуна внутрішнього згоряння // Автоматизация судовых технических средств: науч. –техн. сб. – 2017. – Вып. 23. Одесса: НУ "ОМА". – С. 65 – 69.
5. Нікольський В. В. Использование пьезопривода в судовой энергетике / В.В. Никольский, Е.М. Оженко, В.Е. Лысенко, М.В. Никольский, К.Ю. Бережной // Наукові праці ЧДУ ім. Петра Могили. – Серія: “Комп’ютерні технології”. – Вип. 295. – Т. 307. – Миколаїв, 2017. – С. 82–91.
6. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Никольський М.В. Патент на корисну модель, Клапан подачі газу з п'єзоприводом. – № 124102; Заява U2017 08811, від 04.09.2017. Опубл. 26.03.2018, Бюл. № 6.
7. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Нікольський М.В. Патент на корисну модель, Клапан подачі газу зі складальним стовпом п’єзоелементів. – № 133724; Заява U201809785, від 01.10.2018. Опубл. 25.04.2019, Бюл. № 8.
8. Нікольський В. В., Нікольський М. В., Лисенко В. Є. Модель клапану подачі газу суднового дизеля з лінійним п'єзоелектричним двигуном / Наукові праці ЧДУ ім. Петра Могили. – Серія: “Комп’ютерні технології”. – Вип. 305. – Т. 317. – Миколаїв, 2018. – С. 102– 106.
9. Никольский В. В., Никольский М. В., Лысенко В. Е. Модель пьезоэлектрического преобразователя клапана подачи газа в судовой дизель-генератор // Вісник Черкаського державного технологічного університету: технічні науки. – Черкаси: ЧДТУ, 2019. – №3. – С. 25 – 30.
10. Лысенко В.Е., Никольский В.В. Модель клапана подачи газа с пьезоэлектрическим актуатором // Матеріали науково–технічної конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2018–23.03.2018. – Одеса: НУ «ОМА», 2018. – С. 245–246.
11. Нікольський В.В., Нікольський М.В., Лисенко В.Є. Моделювання п’єзоелектричного приводу клапану подачі газу суднового дизеля в сімінтек // Інформаційні технології та компютерне моделювання; матеріали статей Міжнародної науково–практичної конференції, м. Івано–Франківськ, 20–25 травня 2019 року. – Івано–Франківськ: 2019 – С. 225 – 228.
12. LCS010 Series Linear Motors [Internet]. Available from: https://www.dtimotors.com/product/lcs010-series/

УДК 681.587.72:004,3'144:621.4(045)

Нікольский В.В., Платонов А.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Паливна система суднового дизель-генератора з п'єзоприводним клапаном подачі газу

При перевезенні газу-метану LNG FSRU Explorer відбувається випаровування з вантажних танків. Для його утилізації здійснюється спалювання в суднової електростанції, яка оснащена двома двигунами HiMSEN (модель H35DF, 7 і 9 циліндрів, потужністю 3360 і 4320 кВт відповідно) і Wartsila (модель VASA 12V32DF, 12 циліндрів, потужністю 3850 кВт). Усі ДВС працюють на двох сортах палива: рідкому і газоподібному. Рідке паливо використовується в якості инжекційної (пілотної) порції. Для подачі газу в камеру згоряння використовуються електромагнітні клапани Woodward SOGAV - 250, термін експлуатації яких не перевищує 1-2 місяці через використання електромагнітних соленоїдів, що призводить до залипання електромагнітного клапана і відповідно до зносу пари клапан-сідло і зміни властивостей блоку пружин. В результаті спостерігається метанове ковзання [0].

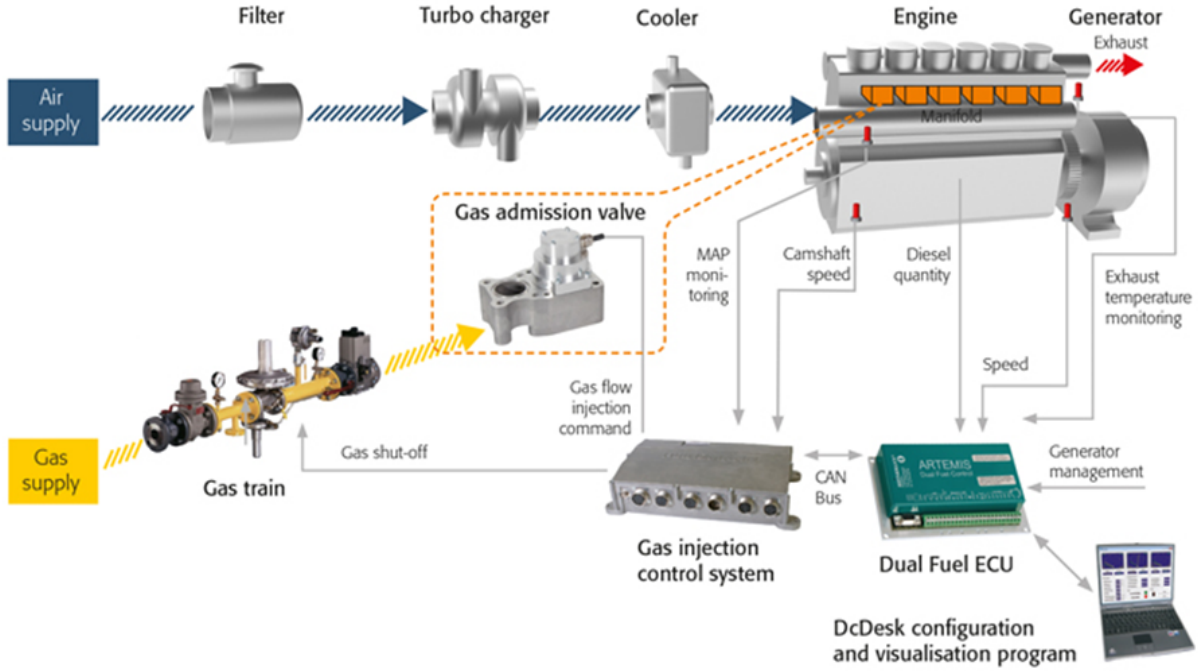


Рисунок 1 – Структурна схема комп'ютерно – інтегрованої системи подачі газу в судовий дизель-генератор

В [2 - 5] наведено порівняльні дані електромагнітних і електромеханічних приводів зі складальними п'єзостовпами і двигунами: питоме зусилля до площі активної поверхні п'єзодвигунів на два порядки перевершує зусилля, що розвивається електромагнітами або електродвигунами. Застосування п'єзопривода дозволяє збільшити термін служби клапана, зберегти характеристики його роботи [4] і зменшити експлуатаційні витрати на обслуговування.

Відновлення робочих характеристик клапана неможливо в суднових умовах. Такі роботи виконуються на заводах розробника, із залученням випробувальних стендів.

В [6, 7] були запропоновані конструкції для заміни електромагнітного соленоїда на п'єзоелектричний привід: актуатори у вигляді складальних стовпів і лінійних або роторних п’єзодвигунів.

В [8 - 11] представлені моделі для набірних стовпів і лінійних п’єзодвигунів. Так, один з виробників актуаторів [12] пропонує використання складальних стовпів для систем управління вприском палива в автомобільних двигунах.

Табл. 1 – Багатошарові п’єзоелектричні актуатори МПМА-1

Параметр	Ед. Измерения	Тип актюатора		
		МПМА-1/30	МПМА-1/70	МПМА-1/90
Масса	г, не более	20	40	50
Габаритные и присоединительные размеры	мм х мм	ø16х32	ø16х52,5	ø16х74
Максимальное перемещение при напряжении 100В	мкм	16±10%	40±10%	60±10%
Развиваемое усилие (при напряжении постоянного тока +150В	Н, не менее	1200	1200	1200
Электрическая ёмкость	мкФ	4,0±20%	7,0±20%	9,0±20%
Сопротивление изоляции	МОм, не менее	40	20	15
Срок службы, лет	годы	10		
Наработка на отказ, час	часы	25 000		

Отже, для того щоб отримати необхідне переміщення клапану, треба застосувати систему важільних підсилювачів, або збільшувати лінійний розмір складального стовпа.

Тому подальші дослідження в роботі магістра повинні бути направлені на з’ясування оптимального співвідношення розмірів складального стовпа та важільних підсилювачів.

Ключові слова: Впускний клапан газу, GAV, п'єзоелектричний привід, система подачі газу, двопаливні дизелі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. JUSSI PEURALA Model-based design, modelling and simulation of digital hydraulic GAS admission valve / Master of Science Thesis, 132 pages, 12 Appendix pages May 2014 [Internet]. Available from: https://dspace.cc.tut.fi/dpub/bitstream/handle/123456789/22251/peurala.pdf;sequence=1.

2. Никольский А.А. Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 160 с.

3. Никольский В. В., Лысенко В. Е., Никольский М. В. Пьезоэлектрический привод впускного клапана двухтопливного двигателя внутреннего сгорания

// XXIV Міжнародна конференція з автоматичного управління, м. Київ, Україна, 13–15 вересня 2017 року: тези конференції. Київ. 2017. – С. 223.
4. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Нікольський М.В. Використання п'єзоприводу для клапана подачі газу двохпаливного двигуна внутрішнього згоряння // Автоматизация судовых технических средств: науч. –техн. сб. – 2017. – Вып. 23. Одесса: НУ "ОМА". – С. 65 – 69.
5. Нікольський В. В. Использование пьезопривода в судовой энергетике / В.В. Никольский, Е.М. Оженко, В.Е. Лысенко, М.В. Никольский, К.Ю. Бережной // Наукові праці ЧДУ ім. Петра Могили. – Серія: "Комп'ютерні технології". – Вип. 295. – Т. 307. – Миколаїв, 2017. – С. 82–91.
6. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Никольський М.В. Патент на корисну модель, Клапан подачі газу з п'єзоприводом. – № 124102; Заява U2017 08811, від 04.09.2017. Опубл. 26.03.2018, Бюл. № 6.
7. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Нікольський М.В. Патент на корисну модель, Клапан подачі газу зі складальним стовпом п'єзоелементів. – № 133724; Заява U201809785, від 01.10.2018. Опубл. 25.04.2019, Бюл. № 8.
8. Нікольський В. В., Нікольський М. В., Лисенко В. Є. Модель клапану подачі газу суднового дизеля з лінійним п'єзоелектричним двигуном / Наукові праці ЧДУ ім. Петра Могили. – Серія: "Комп'ютерні технології". – Вип. 305. – Т. 317. – Миколаїв, 2018. – С. 102– 106.
9. Никольский В. В., Никольский М. В., Лысенко В. Е. Модель пьезоэлектрического преобразователя клапана подачи газа в судовой дизель-генератор // Вісник Черкаського державного технологічного університету: технічні науки. – Черкаси: ЧДТУ, 2019. – №3. – С. 25 – 30.
10. Лысенко В.Е., Никольский В.В. Модель клапана подачи газа с пьезоэлектрическим актуатором // Матеріали науково–технічної конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2018–23.03.2018. – Одеса: НУ «ОМА», 2018. – С. 245–246.
11. Нікольський В.В., Нікольський М.В., Лисенко В.Є. Моделювання п'єзоелектричного приводу клапану подачі газу суднового дизеля в сімінтек // Інформаційні технології та компютерне моделювання; матеріали статей Міжнародної науково–практичної конференції, м. Івано–Франківськ, 20–25 травня 2019 року. – Івано–Франківськ: 2019 – С. 225 – 228.
12. Многослойные пьезоэлектрические микроактюаторы МПМА-1 [Internet]. Available from: https://www.elpapiezo.ru/Datasheets/AKTUATORS%20MPMA-1.pdf.

УДК 681.587.72:004,3'144:621.4(045)

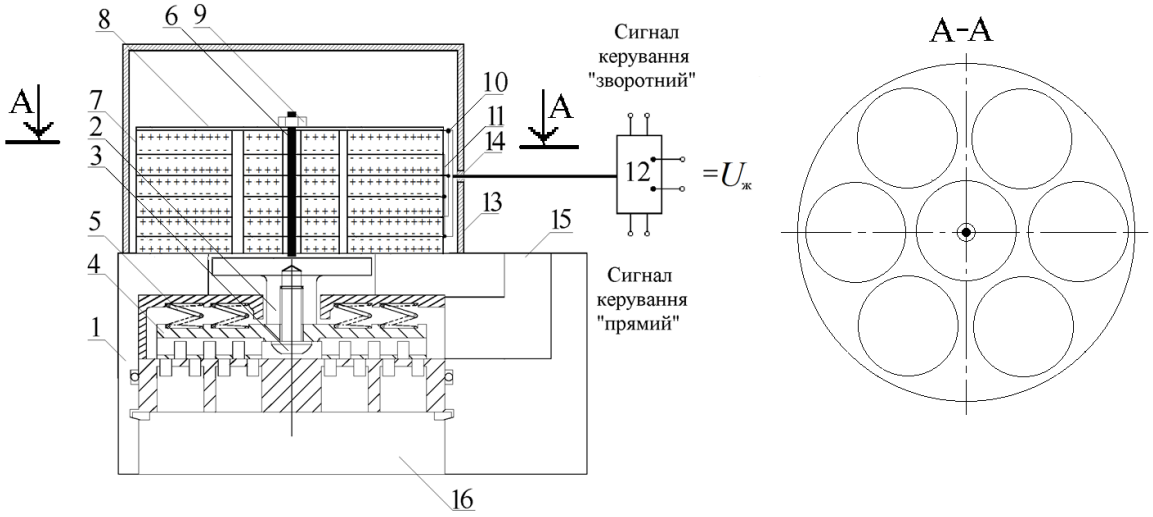
Никольский В.В., д.т.н., проф.,, Лысенко В.Е., м.н.с., Никольский М.В., к.т.н
Национальный университет «Одесская морская академия»

Конструктивные решения клапана подачи газа с пьезопреобразователями

Утилизация испарений газ на судах - газовозах LNG осуществляется при сжигании в дизель-генераторах. Неотъемлемым элементом системы подачи газа в двухтопливный судовой дизель-генератор является клапан подачи газа. Существующий клапан SOGAV-250 обладает рядом недостатков, обусловленных наличием электромагнитного соленоида [1].

Нами проведено математическое конструирование, которое позволило создать ряд конструкций на основе пьезоэлектрических преобразователей (ПП).

На рис. 1 представлена конструкция с ПП из 7 наборных столбов, 6 из которых выполнены на основе круглых пьезопластин и один – на основе кольцевых. Данная конструкция является развитием решения [2].



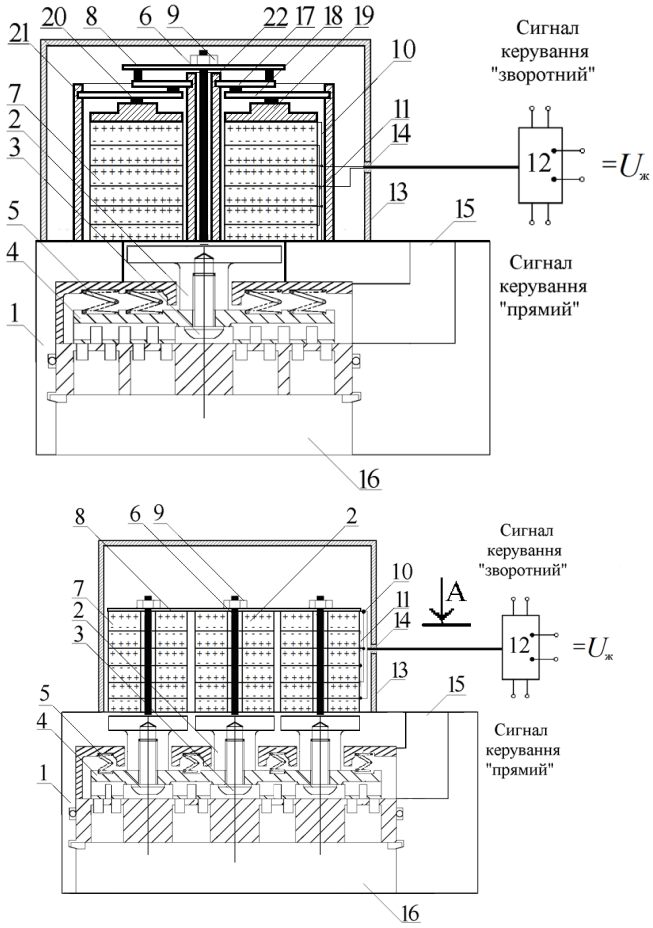
а) б)

Рисунок 1 – Конструкция клапана подачи газу с ПП из 7 наборных столбов: а – конструкция; б – разрез

На рис. 1 представлены: 1 – корпус клапана, 2 - клапан, разделяющий впускной 15 и выпускной 16 входы; 3 – винт крепления тарелки распыла газа 4; 5 – блок пружин, прижимающий клапан к седлу и осуществляющий предварительное нагружение составного столба пьезоэлементов для обеспечения надежного закрытия клапана при отсутствии напряжения питания; 7 – составной столб; 8 – шайба; 9 – гайка; 10 – межэлектродные контакты; 11 – кабель; 12 – блок управления наборным столбом; 13 - защитный корпус блока ПП с отверстием под кабель; 14 – уплотнительная резина.

Достоинством данного конструктивного решения является снижение времени переходного процесса. Недостаток – линейные размеры наборных столбов остаются на прежнем уровне, больше 30 см.

Поэтому для уменьшения размеров составных столбов было предложено использование мультипликаторов (система рычагов), которая представлена на рис. 2.



а) б)

Рисунок 2 – Конструкция клапана подачи газа с ПП: а - из 6 наборных столбов с мультипликаторами; б - с набором из 6 составных столбов пьезоэлементов

На рис. 2, а элементы 1 – 16 имеют такое же назначение, как и на рис. 1.

Назначение остальных элементов: 17 и 18 – элементы мультипликаторов; 19 – упор-покрытие свободного конца наборного столба; 20 – упор; 21 – внешний цилиндр, который вкручивается в основание корпуса клапана (на рисунке резьбовое соединение не показано); 22 – внутренний цилиндр (резьбовое соединение также не показано).

Особенность конструкции – наличие пазов в цилиндрах (21) и (22), в которые устанавливаются элементы мультипликаторов (17) и (18). Здесь по сравнению с предыдущим конструктивным решением задействовано 6 наборных столбов. Соотношение элементов мультипликатора позволяет уменьшить линейный размер столбов в 2 - 3,5 раза.

Следует отметить, что аналогичные решение уже имелись в ряде разработок [3, 4].

Недостатком таких приведенных конструкций клапана является сложная схема управления промежуточными состояниями клапана в целях обеспечения предвпрыска газа.

Поэтому в соответствии с принципом минимизации была разработана конструкция клапана, представленная на рис. 3, которая позволяет использовать современные достижения «цифровой жидкости».

Так, каждый наборной столб управляет отдельным клапаном. На рис. 2, б в разрезе показаны 3 «цифровых» клапана на основе наборных столбов. В этой конструкции предусмотрено 7 клапанов, что позволяет значительно упростить схему управления за счет применения простых драйверов. Однако, на выходе, изменяя комбинацию подключения отдельных клапанов, можно получить 7 состояний объединенного клапана. Это позволит применить любой закон управления подачей газа. Следует отметить, что в случае выхода одного или нескольких составных клапанов из строя, подача газа в камеру сгорания не прекратится, что позволит системе управления, поменяв соотношение порции пилотного топлива и газа, продолжить дальнейшую работу.

Современные же решения с электромагнитными соленоидами исключают такую возможность. В такой ситуации система управления переводит дизель полностью на жидкое топливо. В случае использования таких конструктивных решений в качестве генератора электростанции компьютерная система, как вариант, может отключить потребителей в соответствии с их приоритетом. И если использовать электрический пропульсивный комплекс, то судно гарантировано остается на ходу.

Недостаток этой конструкции – ещё большие линейные размеры наборных столбов. Применение же мультипликаторов приводит к неоправданному усложнению конструкции, а, соответственно, и удорожанию клапана в целом.

Следует отметить, что конструктивно возможно переделать клапан на блок насос-форсунок II-го поколения с наборными столбами и мультипликаторами. На площадке диаметром 10 см можно расположить 6 насос-форсунок.

Однако, значительного уменьшения линейных размеров блока преобразователей по сравнению с электромагнитными не удается достичь. Но если изменить давление подаваемого газа, уменьшить ход клапана, то можно сократить габаритные размеры. Но такие изменения потребуют длительных исследований процессов подачи топлива и режимов работы двигателя.

Поэтому, следующим этапом стало использование реверсивных пьезоэлектрических двигателей (ПЭД).

На рис. 3 представлена конструкция клапана подачи газа с роторным ПЭД, где 1 – корпус, 2 – реверсивный роторный ПЭД и 3 – дроссельная заслонка.

В таком исполнении возможно использования конструктивных решений, таких как у линейных двигателей [5] и роторных [6].

Снабженные энкодерами поворота такие клапаны позволяют довести до совершенства конструкцию системы подачи газа, т.к. ресурс таких ПЭД составляет более 5 тыс. часов зависимости от конструкции. Очевидно, что в

случае использование двигателей с корпусами, изготовленными при помощи 3-D печати, снижается металлоёмкость конструкции, а, соответственно, стоимость и надежность ПЭД.

Однако, «дросселирование» в части управления потоком топливной смеси менее эффективно по сравнению с цифровыми технологиями управления клапаном. Использование же редукторов для преобразования вращательного движения в линейное приведет к усложнению и удорожанию конструкции.

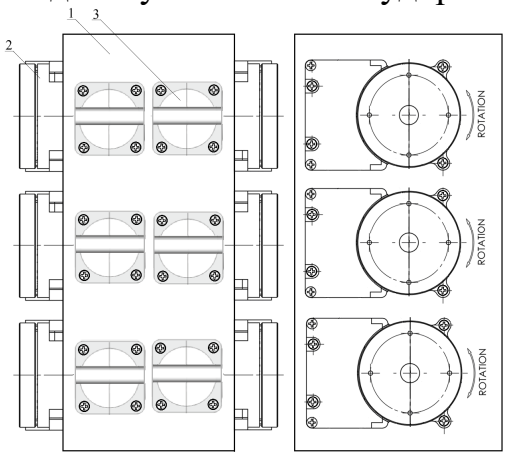


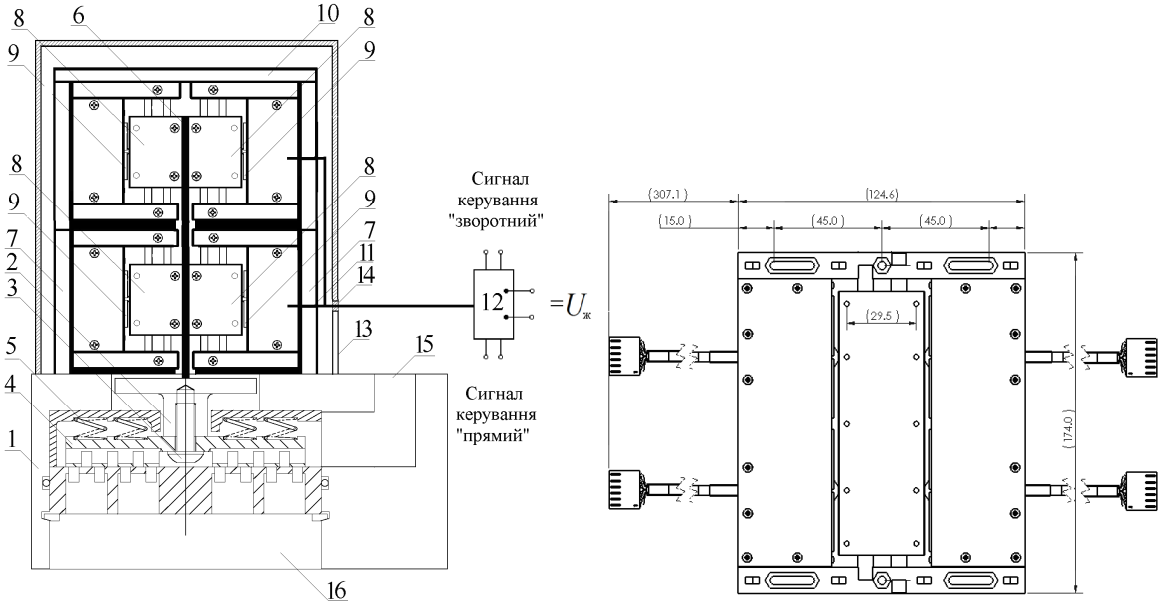
Рисунок 3 – Конструкция клапана подачи газа с ПП на основе роторных ПЭД

Поэтому, объективно, напросилось использование реверсивных линейных пьезодвигателей (ЛПД) [5], не требующих редукторов.

Нами предлагается новое решение конструкции [7] на основе двухуровневого блока ЛПД, представленного на рис. 4, где: 1 – корпус; 2 – клапан, разделяющий входное 15 и выходное 16 отверстия; 3 – винт крепления тарелки и клапана; 4 – тарелка распыла газа, 5 – блок пружин; 6 – направляющие; 7 – ЛПД; 8 – подвижная часть ЛПД; 9 – осцилляторы ЛПД, перемещающие направляющую 6; 10 – металлическая скоба; 11 – электрический кабель; 12 – блок управления; 13 – защитный кожух; 14 – отверстие для кабеля с уплотнительной резиной.

Для данной конструкции возможно использование ЛПД LCS010, который развивает усилие 10 Н [7].

Очевидно, что использование такого двигателя при одноуровневом расположении двигателя позволяет достичь усилия 60 Н. А для преодоления усилия блока пружин в 100 Н достаточно двухуровневого блока из 12 ЛПД LCS010. Размер двух уровней составит 21,2 см, что всего в 2 раза превышает размер существующего электромагнитного преобразователя. Если же учесть, что требуемое перемещение меньше 1 мм, а у данной конструкции ход подвижной части 30 мм, то можно довести размер двухуровневого блока LCS010 до 174.0 мм.



а) б)

Рисунок 4 – Конструкция клапану подачи гази с духуровневым расположением ЛПД (а) и предложенная конструкция парного ЛПД (б)

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. JUSSI PEURALA Model-based design, modelling and simulation of digital hydraulic GAS admission valve / Master of Science Thesis, 132 pages, 12 Appendix pages May 2014 [Internet]. Available from: https://dspace.cc.tut.fi/dpub/bitstream/handle/123456789/22251/peurala.pdf;sequence=1.

2. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Нікольський М.В. Патент на корисну модель, Клапан подачі газу зі складальним стовпом п’єзоелементів. - № 133724; Заява U201809785, від 01.10.2018. Опубл. 25.04.2019, Бюл. № 8

3. Оженко Є. М. Моделі, методи та засоби покращення системи подачі палива суднового дизеля на базі п’єзоелектричних перетворювачів. Дис. ... канд. техн. наук: 05.13.05. - Миколаїв, 2018. - 166 с.

4. Пособие по программе самообразования 352. Насос-форсунка с пьезоэлектрическим клапаном. Конструкция и принцип действия/ - ООО «Фольксваген Груп Рус», Wolfsburg - 24 с. [Internet]. Available from: https://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/352_Siemens_VDO_Automotive.pdf.

5. LPM-5-E [INTERNET]. Available from: https://www.dtimotors.com/product/lpm-5-e/.

6. RBS SERIES HOLLOW SHAFT [INTERNET]. Available from: https://www.dtimotors.com/product/rbs-hollow-shaft/.

7. Нікольський В.В., Лисенко В.Є., Никольський М.В. Патент на корисну модель, Клапан подачі газу з п'єзоприводом. - № 124102; Заява U2017 08811, від 04.09.2017. Опубл. 26.03.2018, Бюл. № 6.

8. LCS010 SERIES LINEAR MOTORS [Internet]. Available from: https://www.dtimotors.com/product/lcs010-series/.

УДК 629.5.064:665.753 (045)

Лесоводський А.С., кер. проф.Логішев І.В.
Національний університет "Одеська морська академія"

Використання нетрадиційних палив у судновій енергетичній установці

Шкідливі викиди з відпрацьованими газами (ВГ) суднових енергетичних установок (СЕУ) представляють серйозну екологічну проблему. Основними компонентами суднової емісії є оксиди азоту, вуглецю, сірки, високомолекулярні ароматичні вуглеводні й тверді сажисті частки.

Міжнародна морська організація постійно посилює норми викидів шкідливих речовин в ВГ суднових двигунів. Що ставить перед судновласниками завдання по зниженню небезпеки СЕУ для довкілля.

Одним з економічно прийнятних шляхів підвищення енергетичної ефективності й екологічної безпеки суден є перехід на нетрадиційні (інакше – альтернативні) палива, використання яких забезпечує скорочення шкідливих викидів у навколишнє середовище судновими двигунами.

Палива ненафтового походження (спирти, стислий природний газ, зріджені гази, палива рослинного походження) відрізняються по своїх властивостях від традиційних Використання палив цієї групи вимагає модифікації двигунів і систем зберігання та згоряння палива.

Розглянуто властивості вищевказаних альтернативних палив (АП). Палива за їх якістю в більшості пристосовані для використання в суднових дизелях. Але такі палива, як газ та спирти, мають низьке цетанове число, тому треба вирішувати проблему згоряння при їх використанні в дизелі.

Метою даної дипломної роботи магістра перевод роботи суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) на палива ненафтового походження.

Модернізовано схеми паливної системи високого тиску суднових ДВЗ, які дозволили ефективно спалювати низькоцетанові палива. Приведено результати досліджень роботи ДВЗ на АП. Вони показали, що їх використання в дизелях забезпечує зниження екологічного навантаження на навколишнє середовище.

УДК 621.438(045)

Бондик В.В., кер.проф. Логішев І.В.
Національний університет "Одеська морська академія"

Удосконалення теплової схеми суднового газотурбінного двигуна

Дизельні установки по економічності перевищують газо- та паротурбінні установки, особливо при утилізації теплоти вихлопних газів. Однак дизельні установки програють останнім по вібраційним і шумовим характеристикам, масогабаритним показникам.

Але сполучення газотурбінної установки (ГТУ) як основної і паротурбінної як додаткової дає можливість утилізувати теплоту відпрацьованих газів газотурбінного двигуна (ГТД). І значно підвищити коефіцієнт корисної дії (ККД) установки

Вітчизняне підприємство «Зоря-Машпроект» (м. Миколаїв) випускає цілу лінійку ГТУ, починаючи з ГТУ простого циклу (ККД ≈ 30%) до ГТУ з бінарним циклом – бінарні газопарові установки (БГПТУ) (ГТД працює на газі, парова турбіна – на парі) та установки з упорскуванням пари в проточну частину ГТД – контактні газопарові установки (КГПТУ) (ГТД працює на суміші газу та пари, парова турбіна відсутня). БГПТУ та КГПТУ мають теплоутилізаційний контур (ТУК) за ГТД і який генерує пару.

Теплова схема БГПТУ реалізована в енергетичній установці суден-ролкерів серії РО-60. Наявність ТУК знижує питому витрату палива b_e на 80 г/кВт-год. ККД установки дорівнює ≈ 45%.

Метою магістерської роботи є підвищення коефіцієнту корисної дії суднової газопарової турбінної установки за рахунок використання комбінованого (газопарового) робочого тіла.

В роботі існуюча схема бінарної суднової ГТУ модернізована в схему контактної ГТУ з комбінованим робочим тілом (газ + пара). На відміну зі схемою БГПТУ пара в КГПТУ йде в камеру згоряння, відсутня парова турбіна та включений парогазовий конденсатор.

Проведено порівняльний термодинамічний аналіз обох теплових схем, який показав, що ККД контактної газопарової установки вище на 2÷3% ніж ККД бінарної. Тому доречно модернізувати існуючу суднову газопарову

турбінну установку.

УДК 621.431.74: 662.613.12 – 032.7 (045)

Шарик О.Ф., кер.проф. Логішев І.В.
Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності утилізації нафтовмісних вод в судновій енергетичній установці

Сучасний екологічний стан різних регіонів Земної кулі викликає тривогу.

Значну роль у цьому негативному процесі забруднення навколишньої середовища, зокрема води, відіграє морський флот. Небезпеку представляють лляльні води (з англ. - bilge water), тому що вони містять нафтопродукти

Конвенція по запобіганню забруднення із суден (МАРПОЛ 73/78) передбачає такі технічні засоби для запобігання забруднення водного середовища нафтовмісними водами з суден:

– збірні танки;

– нафтаводяне фільтруюче/сепараційне устаткування з очисною здатністю до рівня нафтовмісту у скиданні не більше 15 мл/л або *ppm*.

В більшості випадків фільтрація та сепарування приводять до вторинного забруднення навколишнього середовища у вигляді залишкових концентрацій продуктів утилізації (тобто потребує знищення) відсепарованого шламу та фільтруючих елементів.

Метою даної роботи є принциповий розв'язок питання про можливість ефективного застосування способу безвідходної утилізації (тобто спалювання нафтовмісних вод) в суднових умовах.

В роботі докладно розглянута класифікація методів очищення нафтовмісних вод і принцип їх дії.

Сучасні енергетичні установки мають устаткування для очищення нафтовмісних вод, які включають комбінацію цих методів, а також оснащені приладами, контролюючими ступінь очищення лляльних вод і автоматичними пристріями для закриття зливних клапанів, коли вміст нафти в очищеній воді, що скидається за борт, перевищує 15 *ppm.*

Одним із шляхів безвідходної утилізації нафтовмісних вод є їх згоряння в паровому котлі СЕУ прямо на борту судна.

Нафтовмісні води є емульсією нафтового палива з водою. Розглянута їх структура та поведінка краплі воднопаливної емульсії (ВПЕ) при згорянні.

Обґрунтовано кількісні показники дисперсності емульсії, краплі якої при заданій температурі середовища 850^{o}C запалюватимуться раніше, ніж аналогічні краплі «сухого» палива.

Дано результати дослідження спалювання нафтовмісних вод в судновому допоміжному котлі. Розжигання котла повинне бути на «сухому» паливі, а далі робота може бути переведена на воднопаливну емульсію з концентрацією води в паливі до 45%.

Перед плановими зупинками котла надання лляльних вод припинялося з метою видалення емульсії з системи

Колір диму на зрізі труби мінявся істотно. При роботі на ВПЕ дим яснішав, придбаючи сірі відтінки.

В цілому котел показав задовільну зі збереженням його паспортних даних. Тим самим підтвердивши ефективність даного способу безвідхідної технології знищення нафтовмісних вод.

УДК 621.43.068.(046)

Завалій Р., кер.проф. Логішев І.В.
Національний університет "Одеська морська академія"

Зниження шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднового дизеля

Тенденції форсування суднових дизелів, а також розширення парку дизельних двигунів неминуче супроводжуються зростанням шкідливих викидів в атмосферу. Основу цих викидів становлять окисли азоту NO_x, окис вуглецю CO, окисли сірки SO_x, вуглеводні CH і зола. Ці викиди негативно впливають на довкілля та здоров'я людини.

Існуючі та нові державні і міжнародні стандарти вимагають жорстко обмежувати викиди таких речовин.

Тому заводи-виготовлювачі та судновласники постійно займаються цією проблемою. Одним з шляхів її вирішення є використання сучасних «електронних» дизелів, які мають спеціальний режим зі зменшеним викидом шкідливих речовин в відпрацьованих газах (ВГ). Але в силу різних причин (невірне регулювання дизеля, знос паливної апаратури високого тиску і т.д.) норми викидів бувають перевищені. Тому треба застосовувати інші способи зниження шкідливих речовин в ВГ.

Метою даної роботи є розгляд використання воднопаливної емульсії (ВПЕ) в судновому дизелі для зниження шкідливих речовин у відпрацьованих газах.

Розглянуто механізм утворення ВПЕ, модернізовано паливну систему низького тиску. Передбачалося, що за рахунок зниження температури згоряння в циліндрі дизеля при застосуванні ВПЕ зменшуються кількість окислів азоту NO_x, в ВГ.

Результати випробування дизеля підтвердили це припущення. Крім того відбувається зниження витрати палива.

УДК 681.518.3:621.370

Руснак Д. Ю., кер.доц. Довіденко Ю.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності використання палива методом ультразвукового очищення

У наш час головним джерелом енергії на суднах є ДВС (двигуни внутрішнього згоряння). Вони складають пропульсивний комплекс разом з корпусом, гвинтом та валом. Перетворюють хімічну енергію палива в механічну роботу яка забезпечує рух судна. Сьогодні на суднах морського та річкового флоту використовуються: МОД (мало обертові двигуни), та СОД (середньо обертові двигуни)[1]. Під час експлуатації досить часто постають дилеми наприклад у використанні високов'язкого палива з високим вмістом сірки. Питання у тому, що високов'язке паливо є більш дешевим і почало використовуватися для заощадження коштів у допоміжних котлах, потім його почали використовувати для МОД. Сьогодні вже використовують і для СОД.

Елементний хімічний склад палива – це склад хімічних елементів з яких утворюється паливо, виражений в масових частках, або у масових відсотках. Паливо має досить високе число елементів у своєму складі, але не дивлячись на це елементний хімічний склад палива виражається залежністю

Cp + Hp + Op + Np + Sp + Ap + Wp = 100%, яка демонструє його основні горючі речовини: сірку (S), водень (H), вуглець (C), а також кисень (O), і азот (N), всі вони перебувають в складних високомолекулярних зв'язках, і так само не горючі мінеральні домішки. Під час згоряння вони перетворю-

ються в золу і вологу (W). Головнішим горючим хімічним елементом який виділяє найбільше тепла є вуглець. Вміст вуглецю в паливах різного складу 83 … 88% по масі, і чим складніша маса по щільності, і по фракційному складу, тим більше у складі палива вуглецю. Вуглець входить до всіх хімічних сполук палива.

Другим у складі палива за процентним відношенням є водень, його вміст приблизно 10 … 14% від маси палива. В більш важких паливах вміст водню є менше. Разом із вуглецем водень є складовою частиною у всіх без винятку хімічних сполуках входячих до складу палива. Вони є основними хімічними елементами горіння, і носієм теплової енергії[3].

Підвищена частота обертання СОД зменшує час, який відводиться для впорскування, сумішоутворення, і згоряння палива в циліндр (у порівнянні з МОД). Цей факт є причиною сірчаної корозії, і сірчаного зносу механізму випускного клапану, паливної апаратури, циліндропоршньової групи.

У фірмах MAN- B&W і Wärtsilä-Sulzer публікують інформацію, що найбільшу кількість відмов припадає на деталі ЦПГ, паливну апаратуру, і випускні клапани. Досить логічно припустити, що це, перш за все, можна зв’язати з якістю підготовки палива та його властивості згоряння. Основний вплив на стан цих деталей роблять механічні домішки що містяться у паливі (карбоїди, карб, частки не органічного походження), меркаптанові сполуки сірки, різні види солі що містить вода (особливо морська), усі вони під час згоряння перетворюються в золу. Доречно було б врахувати той факт, що існуючі на борту суден системи паливо підготовки в їх «штатному» комплектуванні не можуть забезпечити повну очистку від всіх описаних домішок. Достатньо добре вирішено на сьогоднішній день питання зменшення у паливі механічних домішок і води, і меншою є успішність видалення золи, а практично жодним чином не вирішено питання очищення від сірки.

Сірка є частиною численної групи сірковмісних гетероатомних з'єднань. Палива поділяються на: з малим вмістом сірки (вміст сірки 0,01 … 0,5% по масі); з великим вмістом сірки (вміст сірки до 3,5%). Сірка як правило знаходиться у висококиплячих фракціях нафти (це більше 400°С), менш частіше у низькокипьячих. Сірка є небажаним хімічним елементом в паливі з точки зору екології та сірчаної корозії.

Аналіз паливопідготовки на суднах показує що найпоширенішими методами очистки палива є відстоювання, сепарація, та фільтрація. Ці методи вирішують питання очищення від води, механічних домішок. Їх необхідність стала очевидною через аналіз впливу домішок, що знаходяться в паливі, на робочі параметри дизеля і тих методів та засобів якими володіють більшість СЄУ.

Перший та найпростіший метод очищення є відстоювання палива, під час якого за рахунок різності щільності та сили тяжіння води та палива дві рідини розділяються. Вода опиняється внизу, паливо зверху.

Основний недолік процесу відстоювання це велика тривалість процесу і не можливість очищення палива від дрібнодисперсних частинок.

Другим самим популярнішим і найефективнішим методом очистки палива є сепарація. Під час сепарації зменшується кількість механічних домішок, частинок золи та води. Процес сепарації відбувається під дією центробіжних сил. Ефективність палива залежить від характеристик палива. Головний вплив на очищення палива має груповий склад, співвідношення дистилятів і залишкових компонентів, прийняте компаундуванні, і нарешті обраний режим сепарації.

Аналіз результатів досліджень кажуть про те, що більш ефективно очищується маловязке ніж високов'язке паливо. Однак досить справедливим є той факт, що після сепарації (очищення) палива і зменшення механічних домішок і води супроводжується зменшенням горючої частини палива, в першу чергу важких компонентів таких як: асфальтени і смоли. Процентна втрата може дорівнювати 2 … 3%, що є істотним недоліком сепарації.

Через те, що сепарація середньовязких та високов'язких палив відбувається при температурі 85 … 95°С цей процес супроводжується посиленням процесів окислення які підвищують у складі палива вміст смолестих речовин.

Ще одним вагомим негативним фактором при процесі сепарації є його мала ефективність зі зміни дисперсності механічних домішок (карбоїдів, карбонів та частинок не органічного походження) які є у паливі. При зменшенні кількості домішок майже не змінюється відносна щільність розподілу решти у паливі частинок менших за розміром. Як висновок, сепарація лише зменшує ризик відмов паливної апаратури, але не виключає її повністю.

На сьогоднішній день вирішено завдання зниження сірчистого зносу деталей ДВС в МОД, що мають окрему лубрикаторну систему змащування. При цьому треба лише знайти оптимальне співвідношення між кількістю сірки в паливі і кількості лужних присадок що є у паливі. Для палив в яких вміст сірки до 2% рекомендується використовувати циліндрові оливи що мають у своєму складі 40 … 50 мгКОН / г. Для використання високовязких палив з вмістом сірки до 3% рекомендують значення КОН 70 … 80 мг. КОН – це вміст лугу в маслі. СОД мають загальну систему змащення, тому використання масла з підвищеним вмістом лугу не доцільне. В першу чергу с економічної доцільності, через високу вартість. По друге через їх експлуатаційні параметри, які є гіршими, вони дають менший опір при нормальних навантаженнях. Тому можна казати про те, що у випадку з СОД єдиним методом боротьби з наслідками впливу сірчаного палива є його додаткова обробка перед впорскуванням у циліндр, що до речі сприяє згодом зниженню сірчистого зносу[4].

Враховуючи це необхідно брати до уваги, що повинен бути комплексний підхід до видалення сірчаних домішок з палива. Треба пам'ятати, що будь-яка фізична дія на паливо призводить до зміни усіх його компонентів.

Дуже важливим є виконання конвенції MARPOL, а саме його шостого додатка, в ньому прописані вимоги до палива які є обов'язкові до виконання, а також резолюцій Міжнародної морської організації МЕРС.203 (62) і

MEPC.213 (63), в яких йде мова про вдосконалення паливо підготовки для підвищення енергетичної ефективності судна. Один з ефективних методів є використання палива з вмістом сірки 0,01 …0,1%. Однак на сьогоднішній день нафтопереробні заводи не в змозі забезпечити таким паливом усіх охочих. Справедливо буде зазначити про значну вартість цього палива, через це не всі можуть його придбати. Не мало важним є те, що далеко не всі порти в змозі зберігати таке паливо. Враховуючи сказане частіше за все СОД використовують палива з вмістом сірки 2,5 … 3,5%. Використання таких палив призводить до підвищеного корозійного зносу деталей ЦПГ, тому необхідна є додаткова паливо підготовка[6].

Наукова значимість полягає в підготовці палива методом ультразвукової кавітаційної очистки. Використання ультразвукової системи дозволяє знизити знос поршневих кілець и циліндрових втулок приблизно в 2,3 … 3,7 рази. Дуже важливо що ТАКОЖ зменшується вміст оксидів сірки у випускних газах випускного тракту дизеля в 2,3 … 2,7 рази, що покращує технічний стан ЦПГ так само як і його випускної системи. Що важливо для персоналу знижується на 35 … 40% трудомісткість робіт з обслуговування дизеля. Впровадження на морських суднах результатів попередніх досліджень дозволило поліпшити на 3,5 … 4,8% економічні, та на 7,3 … 9,6 енергетчні показники суднового СОД. Вдосконалення системи паливо підготовки СОД можливе за рахунок проведення кавітації методом ультразвуку, що сприяє розриву C – S зв’язків і десульфурізації палива.

Розглянемо особливість кавітаційної обробки палива на суднах. Суднове паливо є високомолекулярною, гетерогенною рідиною, у якому під час впливу атмосферного тиску і нормальної температури молекули складно орієнтуються. Потім коли додаємо до нафти зовнішнього тиску в кілька сотень атмосфер починається процес поляризації молекул, протидіють зовнішнім силам і зберігають рівновагу системи. Якщо після цього потім різко зняти тиск, то макромолекули почнуть розриватись на більш дрібні складові, це все супроводжується зменшенням щільності продукту. Цей принцип є основою обробки нафти, і похідної до зміни її структури. Ідея дроблення довгих ланцюжків палива на більш короткі, що утворюють нові сполуки не є новою. Цим процесом займаються нафтопереробні заводи, їх завданням було розрив C – C сполук в молекулах парафіну, через що відбувалась фізико-хімічна зміна складу палива. Метод кавітації є одним з найпоширеніших методів розриву міжмолекулярних зв’язків, під час якого відбувається утворення розривів палива в результаті місцевого спаду тиску. Якщо в наслідок великих локальних швидкостей відбувається зниження тиску, то кавітація вважається гідродинамічною, а якщо це відбувається за допомоги проходження в паливі акустичних хвиль то вона називається акустичною, або ультразвуковою. Ефект кавітації супроводжується мікровибухами під дією ультразвуку, і механічними зрізами та соударінням під впливом сотень ріжучих пар, які рухаються на зустріч з високою лінійною швидкістю. Величина цієї швидкості приблизно кілька десятків метрів в секунду, тому це дає можливість розріза-

ти диспергуємі речовини на найдрібніші мікрочастинки. Під час поширення ультразвукової хвилі навіть не дуже великої інтенсивності (лиш декілька Ват на квадратний сантиметр) в паливі виникає змінний звуковий тиск, його амплітуда не перевищує 1 МПа[5]. Під впливом даного тиску паливо то стиснюється, то розтягується. Паливо як рідина не змінює своїх властивостей під дією тиску, але якщо створити розрядження всередині палива, чи на його поверхні його агрегатний стан починає змінюватись, можливе газоутворення в його обсязі. Під час поширення ультразвукової хвилі розтягуючи зусилля в паливі в області розрядження хвилі приводять до появи розривів, тобто дрібних анти кавітаційних бульбашок які заповнені газом і парою. Це сприяє ультразвуковій кавітації. Бульбашки кавітацій утворюються в момент, коли підходить до фази хвилі ультразвуку. Як правило кавітаційні бульбашки короткочасні: під час стиснення майже всі вони закриваються. Тобто можна казати, що кавітаційні бульбашки закриваються одразу після дії ультразвукової хвилі. Достовірним результатом досліджень є те, що ультразвукові хвилі можуть змінювати агрегатний стан палива, також диспергує і емульгує його, може змінювати швидкість дифузії, а також кристалізації розчинення речовин, пришвидшує техногочічні процеси, активізує реакції. Хвилі великої амплітуди які проходять через паливо, утворюють так звані області стиснення і розрядження. При достатньо великому розрядженні виникає так званий «негативний тиск», що приводить до розриву палива. Порожнечі як правило займає газ, який потрапляє туди через дію дифузії від навколишнього палива, а також з парами палива. Оскільки після розрядження наступає стиснення, різко зростає тиск на пузирьок, це призводить до «хлюпання» бульбашок. Під час цього процесу виникають хвилі високої інтенсивності. Ультразвукова кавітація є досить ефективним способом концентрації енергії звукових хвиль низької щільності в високу щільність енергії, це пов'язано з пульсаціями кавітаційних бульбашок і зменшенням радіусу навколо них R до мінімально можливого Rmin «схлопування». Будування кавітаційних зон відбувається в наступній послідовності, ще їх називають «кавітаційні бульбашки» в паливному середовищі. Під час фази розрідження акустичної хвилі в паливі утворюється розриви у вигляді порожнин, вони в свою чергу заповнюються насиченими парами палива. У фазі стиснення під дією підвищеного тиску і сил поверхневого натягу порожнину закривається, а пари палива конденсуються на кордоні розділу фаз. Через стінки порожнини в ній дифундує розчинений в паливі газ, який потім піддається сильному адіабатичному стиску. У момент схлопування, тиск і температура газу досягають значних величин (за деякими даними до 100 МПа і 10000 °С). Після схлопування полості в навколишньому її обсязі палива поширюється сферична ударна звукова хвиля, швидко загасаюча в просторі[7].

Схема дообладнання системи подачі палива до двигуна (фрагмент)

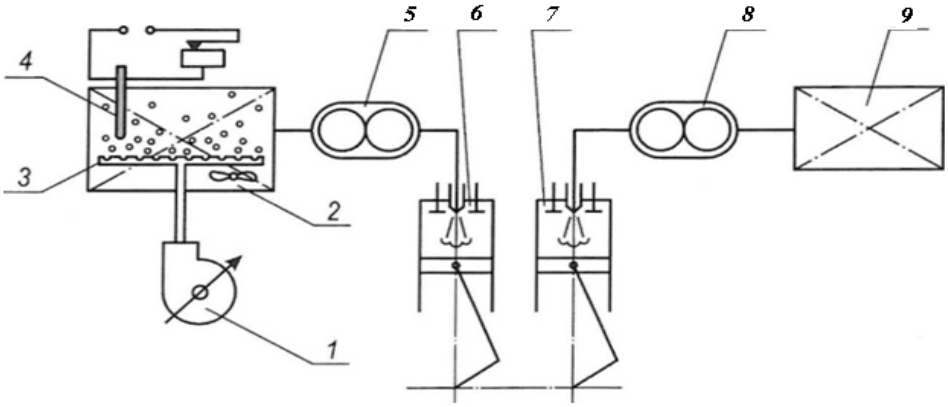
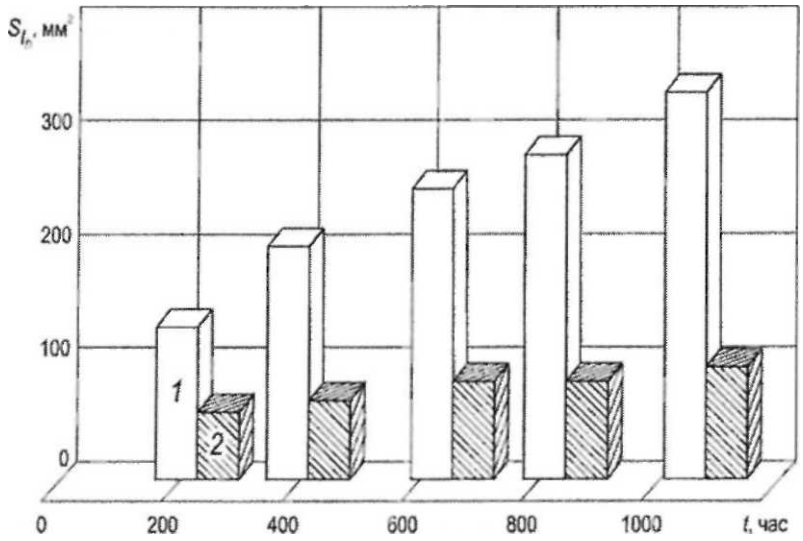


Рис. 1: 1 - повітряний компресор; 2, 9 - паливні цистерни; 3 - повітряна магістраль; 4 - ультразвукова установка; 5, 8 - паливні насоси; 6, 7 - двигуни

Висновок:

Результат досліджень використання системи ультразвукової паливо підготовки показує що ефективність системи доведено меншим зносом паливної апаратури, ЦПГ, випускних клапанів циліндра, випускного тракту та інше. Зменшується лакоутворення, та зменшується вплив сірчаної корозії.



Зміна зносу прецизійної пари плунжер-втулка паливного насоса високого тиску суднового СОД при різних умовах проведення експерименту

1- паливо без додаткової обробки (при експлуатації системи паливопідготовки дизеля в «штатному» режимі);

2 – паливо, що пройшло додаткову кавітаційну обробку (при використанні ультразвукового кавітатора і додаткової подачі повітря в зону кавітації)

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сизих В. А. Суднові енергетичні установки / В.А. Сизих. - М .: РКонсульт, 2002. - 264 с.

2. Сорокін В. А. Виробництво сучасних середньообертових суднових дизелів / В. А. Сорокін // Двигунобудування. - 2013. - № 3. - С. 3-8.
3. Паливо і паливні системи суднових дизелів / Ю. А. Пахомов, Ю. П. Коробков, Д. В. Дмитрієвський. - М.: РКонсульт, 2004. - 496 с.
4. Солодовніков В. Г. Використання в суднових дизелях палив різного фракційного і структурного складу / В. Г. Солодовніков // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. - 2014. - № 33. - Одеса: ОНМА. - С. 110-117.
5. Солодовніков В. Г. Використання палив з підвищеним вмістом сірки при експлуатації суднових середньообертових дизелів / В. Г. Солодовніков // Проблеми техніки: науково-виробничий журнал. – 2014. – № 2. – С. 65-71.
6. Солодовніков В. Г. Загальна характеристика способів захисту деталей дизеля при роботі на сірчистих паливах / В. Г. Солодовников // Зб. мат. науково-технічної конференції «Енергетика судна: експлуатація та ремонт», (26.03.14-28.03.14, м. Одеса). Частина ІІ. - Одеса: ОНМА, 2014. - С. 26-27.
7. Солодовніков В. Г. Використання сірчистих палив в суднових допоміжних двигунах / В. Г. Солодовніков // Зб. ст. VI Міжнародної науково-практичної конференции «Сучасні інформаційні та Інноваційні 181 технології на транспорті - MINTT-2014 »(27-29 травня 2014 р., м. Херсон). -Херсон: Херсонська державна морська академія, 2014. - С. 304-306.

УДК 621.431.74+621.43.068.4

Хорунжий Н.Е., кер.доц. Довиденко Ю.М.
Національний університет «Одеська Морська Академія»

Підвищення ефективності очищення випускних газів суднових дизелів шляхом застосування скруберів.

Дизелі різних модифікацій і розмірів знайшли широке застосування в якості головних і допоміжних у складі силових установок на річковому і морському транспорті. У загальному балансі шкідливих викидів з газами двигунів різного призначення, на долю морського і річкового транспорту приходить до 40% шкідливих речовин, до 34% загальних викидів оксиду вуглецю (CO), до 6,4% оксидів азоту (NOx) і до 30% твердих часток (ТЧ), включаючи сажу.

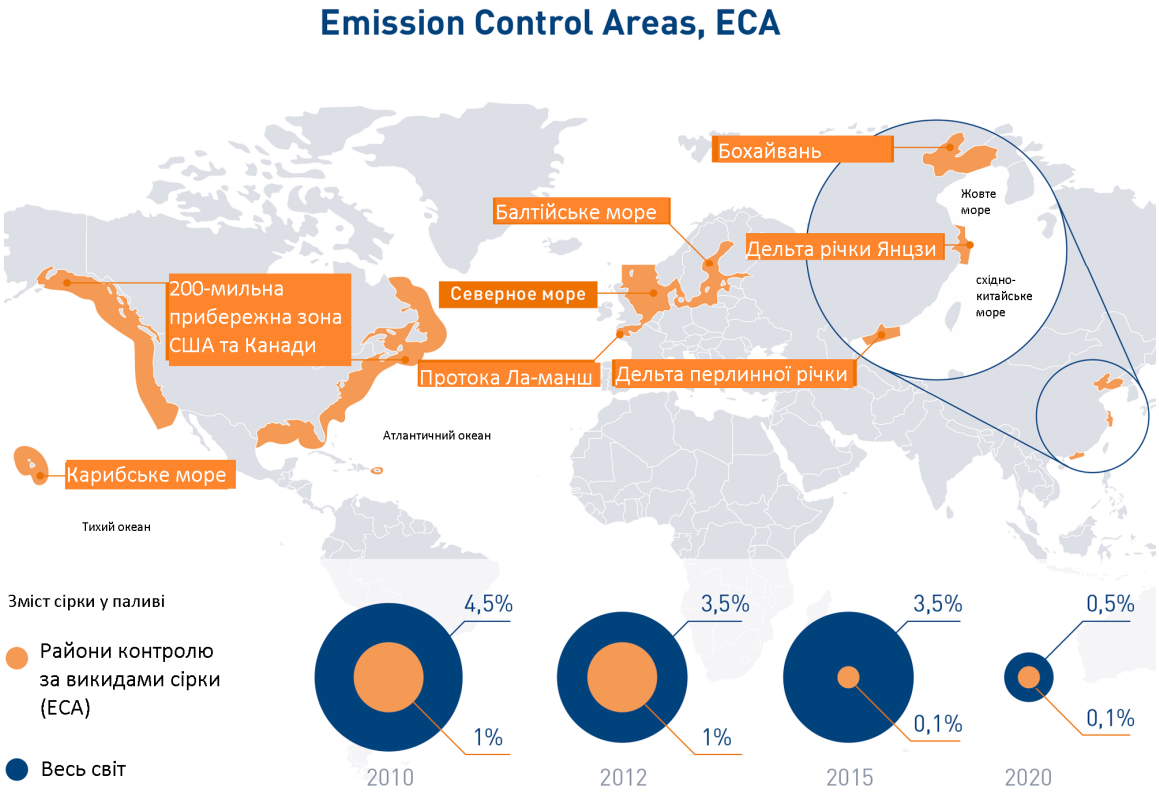
Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами суднових дизелів регулюються додатком VI МАРПОЛ, що уперше набув чинності в травні 2005 року. Надалі організацією ІМО було прийнято безліч поправок, що обмежують зміст сірки в різних паливах, використовуваних на судах. Проте, ІМО також схвалила використання високосірчистих палив, спільно із скруберами вихлопних газів, які знижують зміст сірки у випускних газах дизеля до допустимих меж. Сірчані викиди з судів представляють з собою діоксид і триоксид сірки (SO2, SO3), і є загрозою довкіллю і людському здоров'ю. З'являються ці викиди усередині дизеля внаслідок згорання палива, спільно зі шкідливими твердими частками, у формі попелу і сажі. Також, додаткові

тверді частки формуються, коли викиди сірки досягають атмосфери, формуючи аерозольні з'єднання. Доповнення VI МАРПОЛ передбачає загальні вимоги до змісту сірки в паливі для будь-яких районів світового океану, а також строгіші вимоги для Emission Control Areas (ECA). На початок січня 2015 року, необхідний зміст сірки в паливах для цих районів - 0,1%, а глобальні вимоги для абсолютно будь-якого району - 3.5% сірки в паливі. У жовтні 2016 року IMO прийняло рішення понизити допустиме значення сірки в паливі з 3.5% до 0.5%, зі вступом в силу 1 січня 2020 року. На мал. 1.1 представлена світова карта ECA.

Немає необхідності підкреслювати, що на сьогодні найпопулярнішим паливом є залишкове паливо, завдяки своїй низькій ціні, в порівнянні з дорогим дистилятним паливом . Проте проблема полягає в тому, що зміст сірки в залишковому паливі у декілька разів перевищує вимоги IMO, які увійдуть до сили в січні 2020 року. Цей факт ставить судновласника перед вибором:

– Перейти на скраплений природний газ;
– Перейти на низько-сірчисте паливо;
– Використати каталітичні нейтралізатори сірки;
– Використати SOx скрубери.

Перші два варіанти здаються найлегшими, але в той же час вони вимагають найбільших витрат. Сьогодні, все більшу увагу привертають скрубери, застосування яких поширене в промисловості. Установка такого вузла на судні дає можливість продовжувати використання недорогого залишкового палива з високим вмістом сірки, оскільки надалі, зміст сірки у випускних газах дизеля задовольнятиме вимогам МАРПОЛ.



Мал. 1.1 Світова карта районів ECA.

Зі свого технічного боку, скрубери прості і використовуються в промисловості вже багато років. Проте, це відносно нове рішення для морського транспорту. Існує дві основні категорії скруберів : вологий і сухий. Обидва варіанти показали ефективність очищення викидів до рівня, якого вимагає Конвенція МАРПОЛ.

При конфігурації вологого скрубера, потік відпрацьованих газів очищується шляхом його контакту з водою. У якості цієї рідини може використовуватися морська вода, яка, за своєю природою, має лужність. Також в системі може використовуватися опріснена вода, з використанням лужних добавок. Вода вбирає в себе частину сірки з випускних газів, тим самим запобігаючи її викиди в атмосферу.

Сухий скрубер очищає потік випускних газів, пропускаючи його через ліжко гранульованого гідроксиду кальцію. Навіть з урахуванням того, що цей варіант набагато легше встановити і обслуговувати, він рідше зустрічається на практиці. Це частково обумовлено високою витратою гранул, тобто окрім свіжих, використані гранули також повинні зберігатися на борту до моменту здачі їх на берег.

Існує два варіанти перевірки скрубера на відповідність вимогам. Скрубер після установки перевіряється і здійснюється його огляд, з наступними регулярними перевірками, іноді шляхом установки системи моніторингу стану випускних газів. У разі коли система постійного моніторингу не встановлена, показник сірки фіксується програмою раз на день.

Якщо скрубер не оглядується і не піддається регулярним перевіркам, то у такому разі обов'язково встановлюється система постійного моніторингу стану газів.

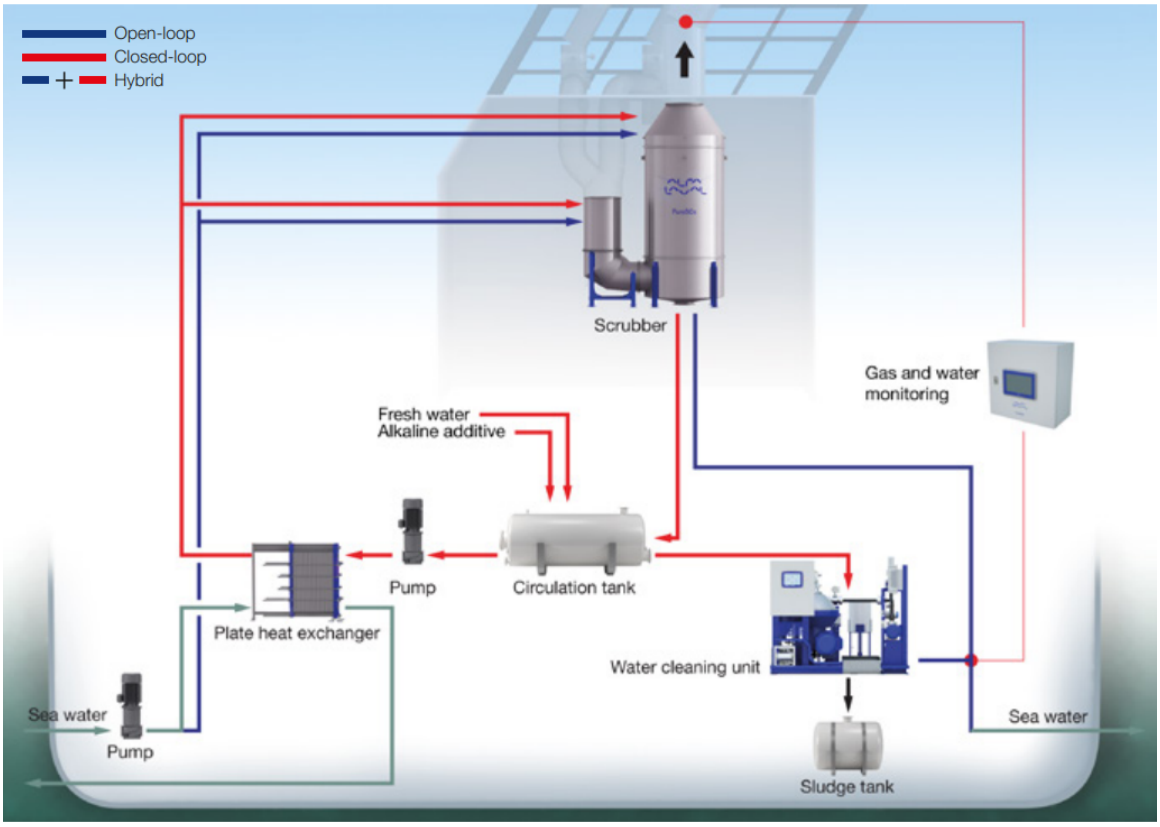
Оскільки обидва варіанти включають систему постійного контролю випускних газів, більше застосування має 2-ий варіант.

В процесі очищення SOx розчиняється, іонізується, після чого окислюється в сульфати. Оскільки сульфати є природними складовими морської води, система нешкідлива для довкілля.

Серед вологих скруберів, існує три схеми конструкції (які ми можемо побачити на мал. 1.2): закрита, відкрита і гібридна циркуляція.

При закритій циркуляції, опріснена вода з присадками (в основному каустична сода), після проходження через випускні гази, подається на станцію очищення, в процесі якого формується шлам, який у свою чергу здається на берег тим же чином, як звичайний паливний шлам.

При відкритій циркуляції, випускні гази очищаються безпосередньо забортною водою, після чого вона скидається за борт. Така система виключає частину дорогого устаткування, але не виключає недоліки використання забортної води, такі як корозія трубопроводів. Також така система малоефективна в районах, де забортна вода має малу лужність (наприклад північний район Балтійського моря), також скидання такої води може бути обмежене локальними вимогами деяких країн.



Мал 1.2 Схема конструкції скруберів

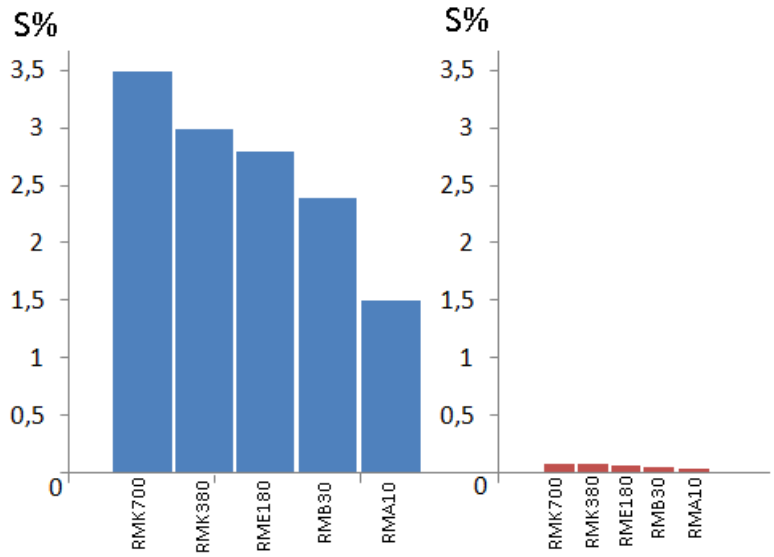
Гібридна циркуляція є оптимальним компромісом, який включає переваги як відкритої, так і закритої системи. При такій конструкції, система велику частину часу працює в режимі відкритої циркуляції, перемикаючись на закриту тільки тоді, коли скидання води за борт неможливе.

Відкрита циркуляція:

Забортна вода прокачується через систему за допомогою спеціального насоса, після чого відкачується за борт. Перевагою такої системи є найменша кількість обладнання та експлуатаційні витрати. Недолік - застосування такої системи може буде обмежено вимогами країни порту, або низькими показниками лужності забортної води.

Закрита циркуляція:

Прісна вода зі спеціальною присадкою для підвищення лужності, циркулює у системі за допомогою насоса. Коли вода забруднюється і не може більш застосовуватись, вона очищується у сепараторі та частково замінюється. Перевагою такої схеми є можливість очистки газів повсеместно, завдяки тому, що система не залежить від зовнішніх факторів. Недоліком є більші затрати на технічне обслуговування та ремонт.



Мал 1.3. Пониження змісту сірки в паливі при використанні скрубера

Висновки: скрубер це - економічне рішення (використання важкого палива (HFO) замість дорожчого суднового дизельного палива MGO). Відповідає вимогам додатка VI регламенту МАРПОЛ - МЕРС 58 і 59. Видалення більше 98% сірки (як показано на мал. 1.3) з відпрацьованих газів, що задовільняє вимогам ІМО до ECA, . Уловлювання твердих часток досягає 80%. Унікальне і гнучке рішення, що дозволяє перекладати скрубер з роботи на забортній воді, на роботу на прісній воді. Використовується добре апробована технологія, перевірена на випробувальній базі компанії MAN Diesel. Найбільший у світі, з числа введених в експлуатацію, скруберів - 21 мВт. Можливість роботи в умовах використання води низької лужності за рахунок перемикання в режим прісної води. Споживана потужність - близько 1,5% потужності двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1) Alfa Laval PureSOx scrubber systems instruction manual.

2) Веб ресурс https://www.alfalaval.com/

3) Веб ресурс http://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Sulphur-2020.aspx

УДК 621.431.74+621.43.068.4

Рознатовський А. О., кер. доц.Довиденко Ю. М.
Національний університет “Одеська морська академія”

Підвищення ефективності використання циліндрових олив в малообертовому судновому дизелі

На річкових та морських суднах застосовують теплові двигуни, з яких більше 80% двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Основні втрати під час генерування і передачі механічної енергії в ДВЗ (до 30 %) пов’язані і з тер-

тям, вібрацією та тепловою енергією, що відводиться з випускними газами та охолоджуючою рідиною. Із них, значну частину складають витрати механічної енергії на забезпечення руху циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна. Однією з складових завдань є організація процесу циліндрової змазки.

В сучасних ДВЗ має місце нерівномірність процесу подачі мастила до робочої поверхні циліндрової втулки, яка виникає з причин імпульсної подачі олії при нагнітанні його лубрикатором. Це призводить до завищеної кількості мастила на початку циклу мастилоподачі і недостатній його кількості в кінці цього циклу, що підвищує завищені зноси деталей ЦПГ, інтенсивний процес нагаровідкладення, нераціональне використання дорогих циліндрових мастил. таким чином, визначення параметрів роботи системи мащення, які впливають на рівномірність розподілу олії по робочій поверхні циліндрової втулки потребує вдосконалення існуючих технологій мащення ЦПГ суднового ДВЗ. [1]

Результатом дослідження роботи лубрікаторних систем з'явилися розробки, які мають на меті збільшення рівномірності (по оборотам) надходження масла в циліндри двигунів, так звані акумуляторні системи. Вони являють собою лубрікаторние системи дизелів, в нагнітальний тракт яких встановлюються акумулятори мастила. Дроблення циклової порції масла на весь період між двома нагнітальними ходами плунжера лубрикатора було досягнуто в акумуляторних системах за рахунок зниження тиску масла перед зворотним клапаном штуцера до мінімальної величини, яка в проміжках між імпульсами тиску газів, до приходу поршневих кілець до точок змащування, забезпечила регулярний вихід масла в циліндр на кожному ході поршня. (рис.1).

Для зміни характеристик процесу подачі мастила з метою підвищення його ефективності і поліпшення показників роботи суднового двигуна, на підставі виконаних досліджень розроблено новий спосіб мащення, який відрізняється тим, що для забезпечення стабільної і рівномірної плівки мастила на поверхнях його контакту з деталями ЦПГ, в штуцері лубрикатора підтримується постійний тиск, який створюється за рахунок однакової жорсткості пружин клапана штуцера і акумулятора об'єму мастила та їх зусиль рівних тиску продувного повітря ДВЗ, а також оптимальних розмірів (1,5…2 мм) каналу дроселя штуцера. Розроблений спосіб було реалізовано в технічному рішенні (рис.2). Акумуляторна система призначена для збільшення частоти подачі мастила в циліндр за рахунок створення умов у нагнітальному тракті, що забезпечують можливість поділу порції, що нагнітається плунжером, на кілька частин.

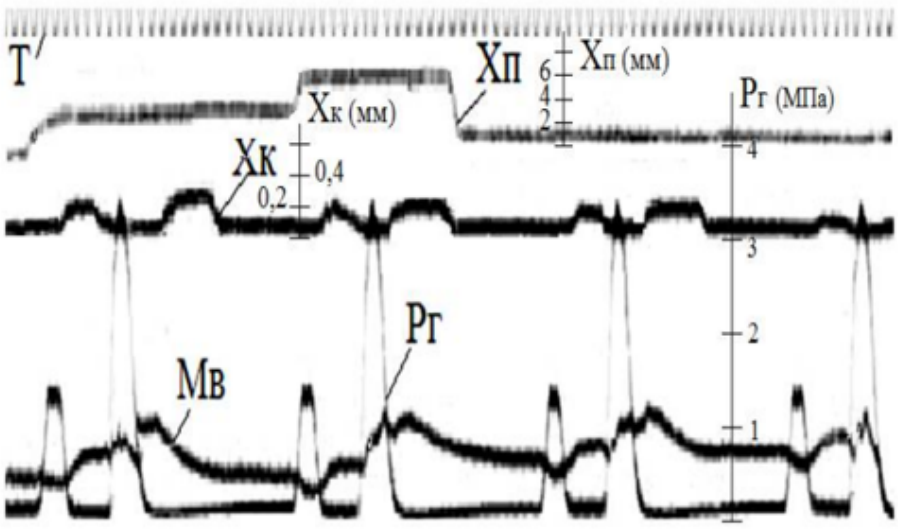


Рис.1. Осцилограма мастилоподачі акумуляторної системи мащення.

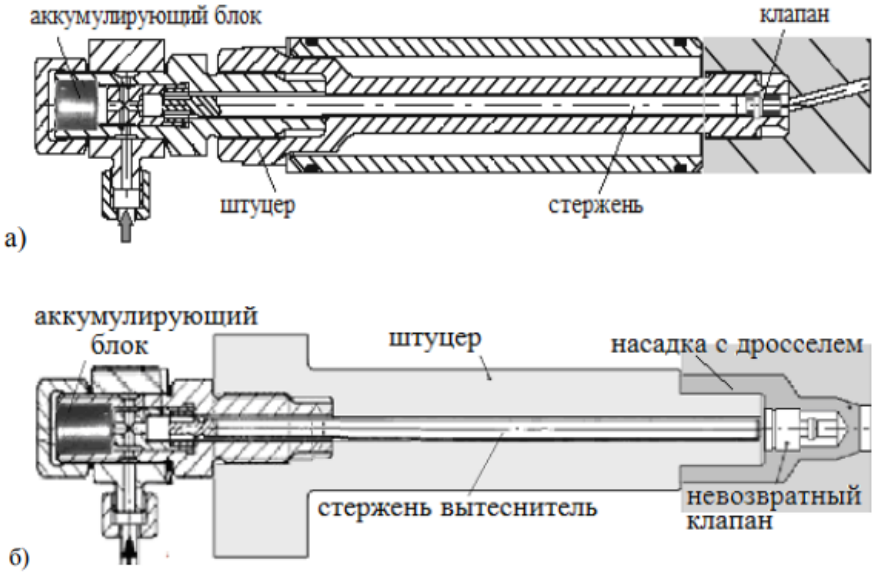


Рис.2. Акумулюючий блок тиску мастила встановлений у штуцері: а) 3-я модифікація; б) 4-я модифікація системи мащення "Puls"

У період нагнітального ходу плунжера лубрикатора, акумулятор, завдяки пружним властивостям, діє як компенсатор і накопичувач, що знижує тиск мастила в системі, наближаючи його до постійного.

Шляхом коректування керуючої програми нагнітальний хід плунжера лубрикатора “Puls” розбито на декілька етапів (нагнітання - зупинка – нагнітання – зупинка і т.д.), що робить процес подачі мастила дійсно пульсуючим. Це, разом з акумулятором і дросельними отворами (перед акумулятором і на виході із штуцера) забезпечує практично постійний тиск мастила в каналах штуцера і втулки. В свою чергу така система мащення з постійним тиском в ній забезпечує найбільш ефективну її роботу.

Удосконалення конструкції системи змащування циліндрів з Альфа-лубрикатором, як зазначалося, мало на меті, поряд із забезпеченням подачі всього масла в мастилорозподілительні канавки, збільшити частоту його на-

дходження в циліндри двигуна. Для зміни характеристик процесу подачі масла з метою підвищення ефективності його використання та поліпшення показників роботи циліндрів двигуна на підставі викладених досліджень розроблена технологія вдосконалення нагнітательного тракту лубрикаторної системи дизелів MAN - B & W (з Альфа-лубрикатором). Ця технологія включає: зміни форми вихідної ділянки каналу з осьового на похилий; зміна профілю поперечного перерізу мастилорозподілительних канавок з симетричного на жолобуватий і поглиблення гілок канавок в місці сполучення їх з каналом до 5- 6 мм, причому форма перетину канавок повинна виходити від отвору і на наступних 70-100 мм поступово переходити в звичайний профіль.

Експериментальні дослідження конструкцій нагнітального тракту систем мащення циліндрів довгоходових ДВЗ, дозволили визначити характеристики його елементів, що впливають на формування процесу мастилоподачі в циліндр. До них відносяться також геометричні характеристики мастильного каналу штуцера: його довжина, діаметр, місце розташування безповертового клапана, направлення мастильного каналу до поверхності циліндрової втулки. (рис.3.)

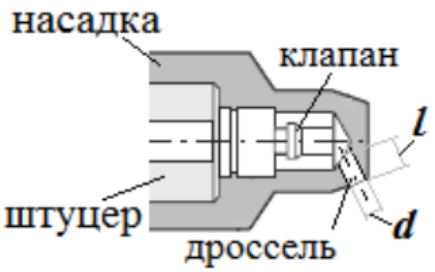


Рис.3. Геометрія мастильного каналу.

Удосконалення процесів мащення циліндрів шляхом усунення виявлених недоліків конструкцій мастилоподающих пристроїв, дозволили поліпшити умови розподілу й використання мастила в циліндрі й перейти на новий, більш низький рівень його витрати. Аналіз досліджень дозволив виявити основні недоліки процесу мастилоподачі й визначити ті вузли систем мащення, які потребують зміни або вдосконалення. З метою забезпечення безвідривного витікання мастила з каналу в стінці втулки, останній повинен бути змінений або модернізований так, щоб обсяг мастила, між вихідним зрізом і безповоротним клапаном був гранично обмежений. Зменшення швидкості витікання мастила з каналу, може бути отримане вирівнюванням діаметрів ділянок каналу по всій його довжині й збільшенням його гідравлічного опору, що дозволяє каналу бути завжди заповненим маслом.

Експлуатаційними випробуваннями встановлене, що вдосконалювання процесу мастилоподачі, забезпечує зниження на 30% витрати циліндрового мастила, в 2 рази зменшує нагаровідкладення в циліндрі і в 1, 4 рази зноси деталей ЦПГ, а отже є ефективним напрямком підвищення технікоекономічних показників роботи суднових малообертових ДВЗ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ
1. Шебанов А. М., Підвищення ефективності експлуатації судових двигунів шляхом удосконалення систем мащення циліндрів.
2. Стенін В.А. СГЭО. Розрахунок судового дизеля.– Архангельск: САФУ ім М.В. Ломоносова, 2014. – 250 с. (ст 165)
3. Богач В.М., Шебанов А.Н., Колиєв І.Д., Журавльов Ю.І. Експлуатаційні показники ефективності лубрикаторних систем судових дизелів.
4. Задорожний А.А. Підвищення ефективності систем мащення циліндрів судових дизелів // Судові енегретичні установки: науч.- техн. сб. – 2005. – Вып.14. – Одеса: ОНМА. – С. 79-91.

УДК 681.518.54

Пілюгін Д.Д., кер.доц. Довиденко Ю.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності експлуатаційних показників середньообертового дизеля за рахунок удосконалення систем охолодження.

В даний час передбачається розробка нових модифікацій сучасних суднових чотиритактних дизельних двигунів, форсованих як по частоті обертання колінчастого вала, так і по середньому ефективному тиску.

Для забезпечення високих економічних, екологічних і ресурсних показників таких двигунів особливу увагу необхідно приділяти організації їх раціонального охолодження.

Вдосконалення систем охолодження особливо актуально для ДВЗ підвищеної та високої оборотності в зв'язку зі зростанням виникнення кавітаційних явищ в сорочці охолодження циліндрових втулок і високими тепловими і механічними навантаженнями, що діють на деталі циліндропоршневої групи.

Актуально поліпшення ресурсних, економічних і екологічних показників суднових ДВЗ за рахунок науково обґрунтованого удосконалення водно-хімічних, режимних та конструктивних параметрів їх систем охолодження (СО).

Тепловий стан двигуна впливає як на економічні, так і на екологічні показники роботи двигуна. Особливо важливе значення тепловий стан має для форсованих дизелів, тому що є одним з основних факторів, що визначає їх працездатність.

Характерними для систем охолодження є процеси кавітаційно-корозійних руйнувань і утворення відкладень і накипу.

Забезпечення необхідних властивостей охолоджуючих рідин повинно розглядатися як складова частина комплексного вдосконалення охолодження суднових ДВЗ.

Формування структурної схеми системи охолодження і вибір основних параметрів охолодження необхідно проводити з урахуванням призначення двигуна, ступеня його форсування, вимог, що пред'являються до систем ДВЗ, характеристик і властивостей застосовуваних конструкційних і експлуатаційних матеріалів .

Параметри, що характеризують роботу СО, доцільно розділити на три групи:

– конструктивні, що характеризують структурну схему СО;

– режимні: кількість теплоти, що відводиться через СО; температура охолоджуючої рідини на вході в двигун, виході з двигуна, температурний перепад в сорочці охолодження, середня швидкість циркуляції охолоджуючої рідини, масова витрата рідини, тиск в системі охолодження;

– водно-хімічні: хімічний склад теплоносія, водневий показник охолоджуючої рідини, її жорсткість, кінематична в'язкість, теплоємність, поверхневий натяг.

Взаємозв'язок конструктивних, режимних та водно-хімічних параметрів охолодження ДВЗ з процесами, які супроводжують його роботу, і основними експлуатаційними властивостями, такими як надійність, паливна економічність і екологічність. Вдосконалення конструкції СО, оптимізація режимних параметрів охолодження, також фізико-хімічних і теплофізичних властивостей теплоносіїв системи охолодження здатні одночасно підвищити надійність двигуна, поліпшити його паливну економічність, знизити токсичність і димність відпрацьованих газів.

Надійна робота двигуна може бути забезпечена лише за умови, що охолоджуюча рідина не викликає корозію металів, з яких виготовлені деталі системи охолодження двигуна; не володіє схильністю до накипформування; не втрачається стабільність часу; не роз'їдає неметалеві деталі, гумові шланги та з'єднання.

Порівняльний аналіз різних методів водопідготовки показав, що для суднових енергетичних установок найбільш доцільним і ефективним є введення в охолоджуючу рідину присадок, що змінюють фізико-хімічні властивості теплоносіїв.

Розробка присадок включала в себе визначення переліку вимог до охолоджуючих рідин, вибір компонентів присадок і їх композицій, проведення лабораторних і експлуатаційних випробувань. Композиція присадок повинна включати компоненти, що знижують інтенсивність кавітаційної ерозії, гідравлічний опір, а також регулюють процес теплообміну в порожнинах охолодження, інгібітори корозії чорних і кольорових металів і накипоутворення.

Одним з головних чинників, що руйнують остов суднових двигунів, є кавітаційна ерозія. Присутність полімерів в охолоджуючої рідини призводить до зміни реологічних властивостей охолоджуючої рідини, зменшує швидкість росту і закривання кавітаційних бульбашок. Зменшення поверхневого натягу досягається введенням поверхнево-активних речовин (ПАР),

які також змінюють динаміку зростання і закривання кавітаційних бульбашок.

В якості присадок було обрано такі сполуки: полиакриламид (ПАА), полівініловий спирт (ПВС); ПАР Синтанол ДС-10.

При проведенні випробувань двигуна 2Ч 10,5 / 13 проводилося термометрірованія циліндрової втулки (рис. 1). Результати досліджень підтвердили можливість впливу на температурний стан деталей ЦПГ шляхом введення в охолоджуючу воду малих концентрацій речовин, здатних змінювати теплофізичні властивості рідини.

При роботі по гвинтовий характеристиці на 25% навантаженні введення в охолоджуючу воду 0,05% ПАА призводить до підвищення температурного рівня втулки на 7 ... 10 ° С, а введення ПАР і присадки I –до його зниження на 5 ... 7 ° С. Із зростанням навантаження відмінності, що мали місце, зменшувалися і становили при роботі на номінальній потужності для ПАА + 4 ... 5 ° С, для ПАР і присадки I 2 ... 3 ° С.

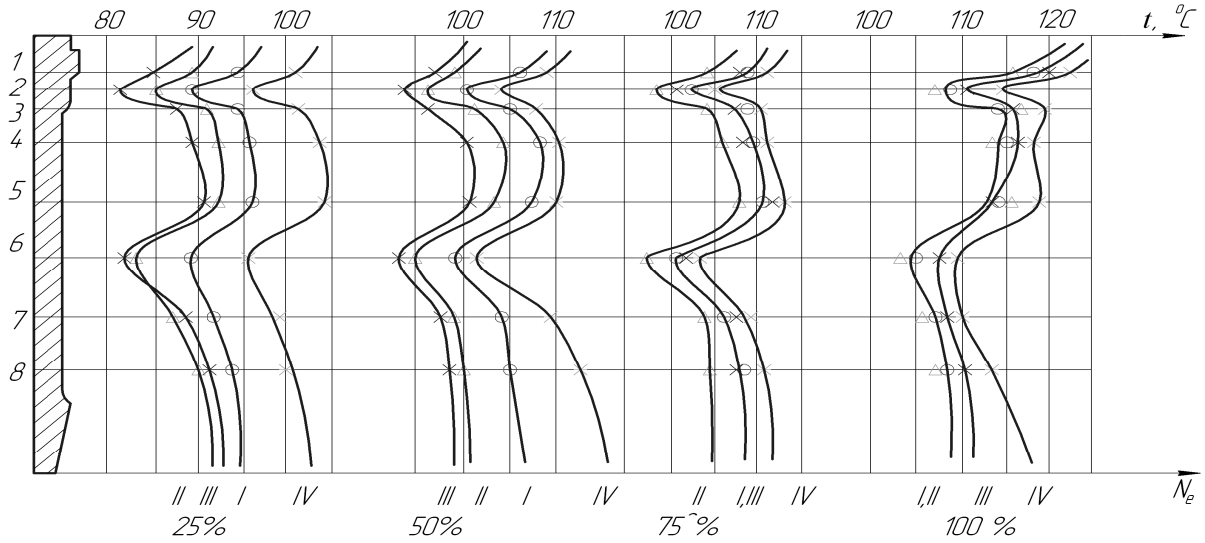


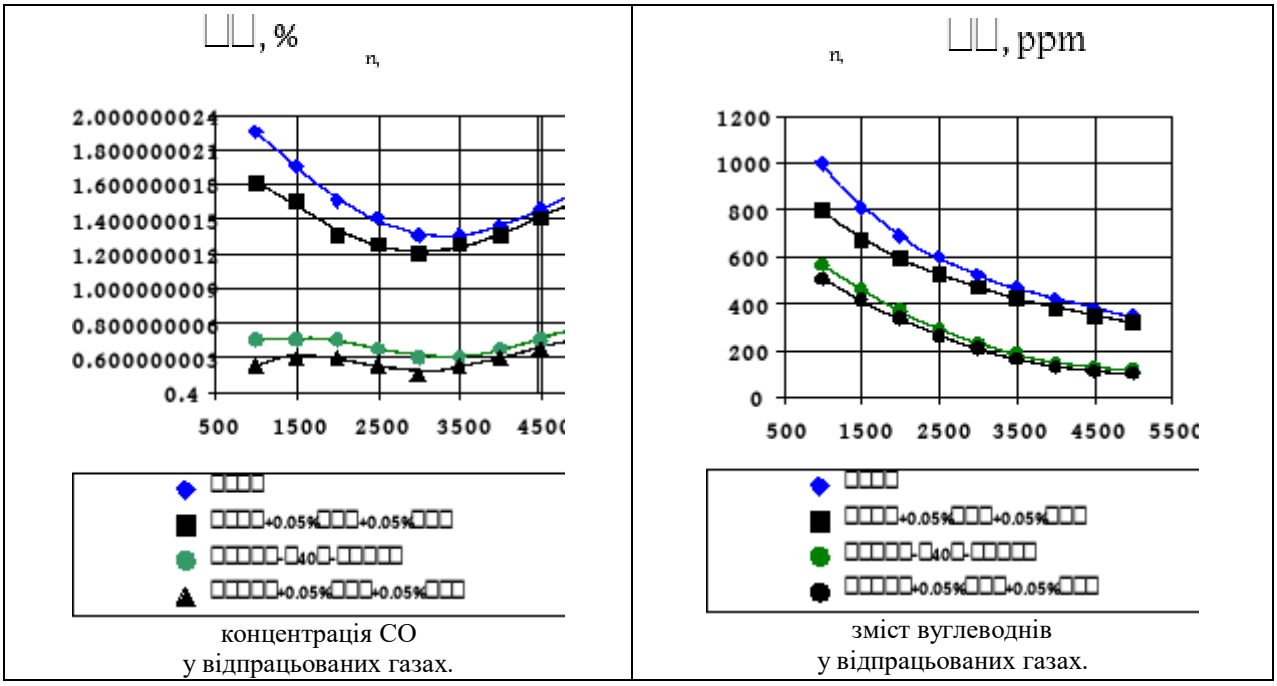
Рис. 1. Розподіл температури в циліндрової втулці при роботі по гвинтовий характеристиці: охолоджуючі рідини: I - ● вода без добавок; II - ▲ вода + 0,5% прис. II; III- X вода + 0,1% ПАР; IV - * вода + 0,01% ПАА

При проведенні випробувань було встановлено, що питома складова теплового балансу qохл при охолодженні двигуна рідинами, що містять присадки найістотніше зменшувалася при роботі двигуна по зовнішньої і навантажувальної характеристикам. Зменшення qохл становило від 3 ... 4% на режимі номінальної потужності до 10% на малих навантаженнях, при цьому частка теплоти, еквівалентній ефективній роботі QE збільшувалася на 0,6 ... 1,5%. Наслідком скорочення теплових втрат стало зниження питомої ефективної витрати палива випробовуваних двигунів на 2 ... 4% на режимах близьких до номінального і на 5 ... 8% на режимах часткових навантажень .

Результати досліджень доводять, що охолодження наддувочного повітря значно знижує викиди оксидів азоту .Це пояснюється тим, що при зниженні температури наддувочного повітря підвищується щільність повітряного заряду і коефіцієнт надлишку повітря, а також знижується максимальна темпе-

ратура циклу, яка і справляє визначальний вплив на емісію оксидів азоту. "Утеплення" деталей ЦПГ внаслідок введення присадок в охолоджуючу рідину і переходу на високотемпературне охолодження призводить до підвищення температури робочого тіла під час процесу стиснення. Найбільш істотний вплив "утеплення" деталей ЦПГ проявляється при роботі на малих навантаженнях. Скорочення періоду затримки запалення палива призводить до зменшення швидкості наростання тиску в процесі згоряння і жорсткості роботи двигуна.

Визначення токсичності відпрацьованих газів при проведенні моторних випробувань підтвердило вплив складу охолоджувальної рідини на концентрацію в них оксиду вуглецю CO і вуглеводнів CnHm (рис. 2).



концентрація CO у відпрацьованих газах.

зміст вуглеводнів у відпрацьованих газах.

Рис. 2 Вплив складу охолоджувальної рідини на токсичність відпрацьованих газів

Основними параметрами при підвищенні ефективності охолодження є - температура охолоджуючої рідини, тиск в системі, середня швидкість циркуляції теплоносія, температура і тиск надувочного повітря; водно-хімічні параметри - склад охолоджуючої рідини, її фізико-хімічні та теплофізичні властивості.

Максимальний ефект може бути досягнутий за рахунок одночасного вдосконалення властивостей теплоносіїв, вибору найкращих параметрів надувочного повітря і конструктивних модернізацій систем охолодження, спрямованих на перехід до ізольованим системам охолодженням зі змінним тиском і високотемпературного охолодження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Безюк О. К., Жуков В. А. Охолодження рідини транспортних ДВЗ. - СПб .: СПГУВК, 2009. - 263 с.

2. Жуков В. А. Вплив параметрів охолодження на надійність комбінованих двигунів. - Рибінськ: РГАТУ імені П. А.Соловйова, 2012. - 186 с.

УДК 681.518.3:621.371

Мацефук В. В., кер.проф.Корбан В. Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

Дистанційний контроль частоти обертання валу суднового дизеля

ABSTRACT

The paper considers and analyzes a method for controlling the speed of a ship's diesel engine shaft, based on measuring frequency intervals between the harmonics of the spectrum of a signal reflected from a rotating shaft. The implementation scheme of the remote method is presented, which makes it possible to measure the rotation frequency of the diesel shaft up to 106 rpm.

Keywords: rotation frequency, marine diesel shaft, spectrum harmonics, reflected signal, receiving antenna, transmitting antenna, frequency meter, low-frequency harmonics analyzer.

РЕФЕРАТ

В роботі розглянуто та проаналізовано метод контролю частоти обертання валу суднового дизеля, заснований на вимірюванні інтервалів частоти між гармоніками спектру відбитого від обертового валу сигналу. Представлена схема реалізації дистанційного методу, що дозволяє вимірювати частоту обертання валу дизеля до 106 об / хв.

Ключові слова: частота обертання, вал суднового дизеля, гармоніки спектра, відбитий сигнал, приймальня антена, передавальна антена, частотомір, аналізатор гармонік низьких частот.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

Дистанційний контроль технічних параметрів при роботі суднового дизеля є необхідною умовою безпеки судноводіння. Вимірювання параметрів, що характеризують роботу різних систем суднового дизеля, в тому числі і частоту обертання валу дизеля, характеризує, в цілому, стійкість його роботи при русі судна у будь-яких несприятливих умовах середовища при навантаженнях, що змінюються. Великі можливості для вирішення завдання дистанційного контролю частоти обертання валу суднового дизеля мають радіохвильові методи.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

Використання надвисокочастотних вимірювачів частоти обертання контрольованих об'єктів засноване на їх електромагнітному зондуванні хвилями певного діапазону. Так в роботі [1] вимірювання кутової швидкості обертан-

ня валу двигуна засноване на амплітудній модуляції луна-сигналу. В роботі [2] інформація про вал, що обертається, заснована на обліку розподілу гармонійних складових в спектрі луна-сигналу. А в роботі [3,4] представлений радіолокаційний метод вимірювання частоти обертання, заснований на вимірюванні різниці частот між першою і нульовою гармоніками в спектрі луна-сигналу. Однак, розглянуті методи мають досить складні схеми їх реалізації.

Формулювання мети статті (постановка задачі)

Метою даної роботи є обґрунтування методу, вимірювання частоти обертання валу суднового дизеля, заснованого на вимірюванні інтервалів частоти між гармоніками спектру відбитого сигналу, який має більш високу точність вимірювання.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Для реалізації дистанційного методу використана і проаналізована вимірювальна схема, яка представлена на рис.1.

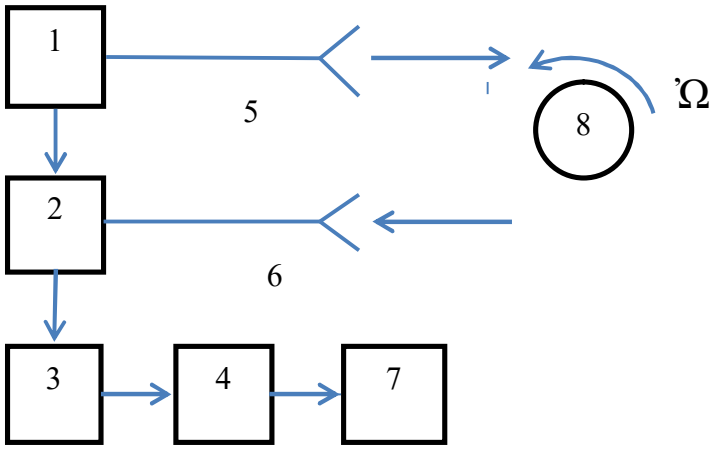


Рис.1. Схема вимірювання частоти обертання валу дизеля:
1 - генератор; 2 - синхронний детектор: 3 - підсилювач низьких частот; 4 - аналізатор гармонік низьких частот; 5 - передавальна антена; 6 - приймальна антена; 7 - частотомір; 8 - вал, що обертається дизеля.

Робота вимірювача відбувається наступним чином. Електромагнітні коливання надвисокої частоти (довжина хвилі 3 см), на яких працює генератор 1 передавача суднової радіолокаційної станції, надходять на передавальну антену 5 через атенюатор і опромінюють обертовий вал 8 суднового дизеля. Відбиті від обертового валу суднового дизеля сигнали приймаються приймальною антеною 6 і надходять на синхронний детектор 2, на другий вхід якого подаються сигнали генератора 1. З виходу синхронного детектора коливання низької частоти, з урахуванням фазових співвідношень між двома сигналами на його вході, посилюються за амплітудою підсилювачем 3. Посилені коливання низької частоти надходять на аналізатор гармонік низьких частот 4. На аналізаторі гармонік низьких частот 4 виділяється контрольована частота обертання валу суднового дизеля, яка вимірюється частотоміром 7.

Перевагою цього методу, дистанційного вимірювання частоти обертання валу суднового дизеля, є відсутність порушення режиму обертання валу з

боку вимірювача, так як відсутній контакт між вимірником і самим обертовим валом.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

Розглянуто дистанційний метод, контролю частоти обертання валу суднового дизеля, що дозволяє отримувати вимірювальну інформацію крізь діелектричні поверхні, що закривають обертовий вал дизеля.

Подальші дослідження будуть спрямовані на дистанційне вимірювання вібрацій окремих вузлів суднового дизеля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 Пат. 3593136. США, НКИ: 324-175. Sensing rotational speed by amplitude modulating a continuous microwave signal / F. W. Chapman, F.E. Jamerson, N.L. Muench, 1971.

2 А. с. 1045128 СССР. МКИ[4] G01P 3/48. Устройство для измерения скоростей вращения валов двигателей / Т. И. Щеломенцев, В.А. Константинов,А. М. Боглов и др. // Открытия. Изобретения. 1983, №36.

3 А. с. 278263 СССР. МКИ[4] G01P 3/48. Радиолокационный способ измерения частоты вращения / Б.М. Петров// Открытия. Изобретения. 1974, №45.

4 Викторов В.А. Радиоволновые измерения параметров технологических процессов / В.А. Викторов, Б.В. Лункин, А.С. Совлуков. – М.:Энергоатомиздат, 1989. – 208с.

УДК 681.518.3:621.371

Мацефук А. М., кер.проф.Корбан В. Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення контролю можливих витоків палива в трубопроводах при його подачі в судовий дизель

ABSTRACT

The paper analyzes the possibility of using a remote device to determine and localize diesel fuel leaks in a pipeline on a ship. Remote detection of the presence and localization of leaks reduces to determining the position and size of the inhomogeneity from the values of the Stokes parameters of the reflected wave recorded by the meter.

Keywords: fuel leakage, pipeline, heterogeneity, dielectric tightness, reflection coefficients, Stokes parameters.

РЕФЕРАТ

В роботі проведено аналіз можливості використання дистанційного пристрою для визначення і локалізації витоків дизельного палива в трубопроводі на судні. Дистанційне визначення наявності та локалізації витоків зво-

диться до визначення положення і розмірів неоднорідності за значеннями параметрів Стокса відбитої хвилі, що реєструються вимірювачем.

Ключові слова: витік палива, трубопровід, неоднорідність, діелектрична непроникність, коефіцієнти відображення, параметри Стокса.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

При експлуатації суднових дизелів у камери згоряння, яких надходить паливо по трубопроводу, можуть з'являтися можливі витоки палива в трубопроводі, внаслідок корозії, що приводить до порушення їх герметичності. Трубопроводи на судні розташовуються як у відкритих, так і в важкодоступних місцях, часто покритих ізоляцією, і доступ до них обмежений. Тому створення дистанційної системи контролю витоку дизельного палива на певних ділянках трубопроводу є актуальним завданням.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

Загальні вимоги до побудови дистанційних систем контролю витоків в трубопроводах різних гідравлічних систем розглянуті в роботах [1,2], в яких аналізуються пристрої для визначення місць течі рідини з трубопроводу. У таких пристроях використані коаксіальні вимірювальні лінії, які необхідно прокладати уздовж трубопроводу, що є складним завданням.

Формулювання мети статті (постановка задачі)

Метою даної роботи є розробка радіолокаційного методу побудови дистанційної системи контролю витоку дизельного палива при пошкодженні трубопроводу на судні.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

При роботі суднового дизеля важливе місце займає дистанційний контроль можливих витоків палива, що подається в дизель по трубопроводу, особливо при перекачуванні важкого палива на високому робочому тиску в системі перекачування.

Система дистанційного контролю витоків палива може бути побудована за типом радіохвильової системи, заснованої на радіолокаційному зондуванні трубопроводу імпульсами електромагнітної хвилі лінійної поляризації. При відсутності витоку палива коефіцієнти відбиття у двох площинах x і y, матимуть діелектричні проникності, значення яких визначається матеріалом трубопроводу. При наявності витоку палива коефіцієнти відбиття n_{1x}^2 і n_{2y}^2 будуть визначатися діелектричною проникністю дизельного палива. Рівняння зв'язку між коефіцієнтами відбиття при витоку палива пов'язані з параметрами Стокса відбитої хвилі наступною залежністю:

$$\begin{aligned} n_{1x}^2 &= n_{0x}^2 - U_x\left(I_x - I_y\right) + S_x\left(I_x + I_y\right); \\ n_{2y}^2 &= n_{0y}^2 - U_y\left(I_x + I_y\right) + S_y\left(I_x + I_y\right), \end{aligned} \qquad \textbf{(1)}$$

де U_x - коефіцієнти відбиття при наявності витоку палива з трубопроводу;

U_y - коефіцієнти відбиття від трубопроводу при відсутності витоку в ньому;

S_x - функції векторної реакції, що зумовили анізотропний відгук відбиваючої поверхні на вплив електромагнітної хвилі лінійної поляризації;

S_y - функції скалярної реакції, що зумовили ізотропний відгук відбиваючої поверхні на вплив електромагнітної хвилі лінійної поляризації;

I_x і I_y - інтенсивності відбитої електромагнітної хвилі у двох площинах x і y;

$\left(I_x + I_y\right) = I$ - перший параметр Стокса електромагнітної хвилі, відбитої від відбиваючої поверхні контрольованої ділянки трубопроводу;

$\left(I_x - I_y\right) = Q$ - другий параметр Стокса електромагнітної хвилі, відбитої від відбиваючої поверхні контрольованої ділянки трубопроводу.

Рівняння (1) можна також представити через діелектричні проникності ε контрольованої ділянки трубопроводу:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1x} - \varepsilon_{0x} &= U_x\left(I_x - I_y\right) + S_x\left(I_x + I_y\right); \\ \varepsilon_{2y} - \varepsilon_{0y} &= -U_y\left(I_x - I_y\right) + S_y\left(I_x + I_y\right), \end{aligned} \qquad (2)$$

де ε_{1x} і ε_{2y} - діелектричні проникності палива, яке витікає з трубопроводу;

ε_{0x} і ε_{0y} - діелектричні проникності трубопроводу без витоку палива.

Реалізація дистанційного методу контролю витоку палива з трубопроводу проводиться за схемою, представленою на рис.1.

Робота пристрою дистанційного контролю витоку палива відбувається наступним чином. Генератор СВЧ 5 генерує імпульсні коливання певної тривалості і частоти, які за допомогою блоків 6, 7, 8, 10, 11 і 14 формуються в електромагнітні коливання лінійної поляризації з нахилом електричного вектору 45о, надходять на антену 16 і опромінюють контрольовану ділянку трубопроводу. Відбиті сигнали електромагнітної хвилі від контрольованої поверхні трубопроводу, приймаються антеною 16, поділяються поляризаційним селектором 14 по двох ортогональних каналах і через антенні перемикачі 13, 15 надходять на приймачі 9, 12, а потім на пристрої 1, 2 формування параметрів Стокса, значення яких реєструється реєстраторами 3, 4.

При відсутності витоку палива перший параметр Стокса I не змінює свою величину, а другий параметр Стокса Q дорівнює нулю.

При витоку палива перший параметр Стокса I не матиме постійне значення і другий параметр Стокса Q не буде дорівнювати нулю, а їх значення будуть визначатися діелектричної проникністю палива, яке витікає з трубопроводу.

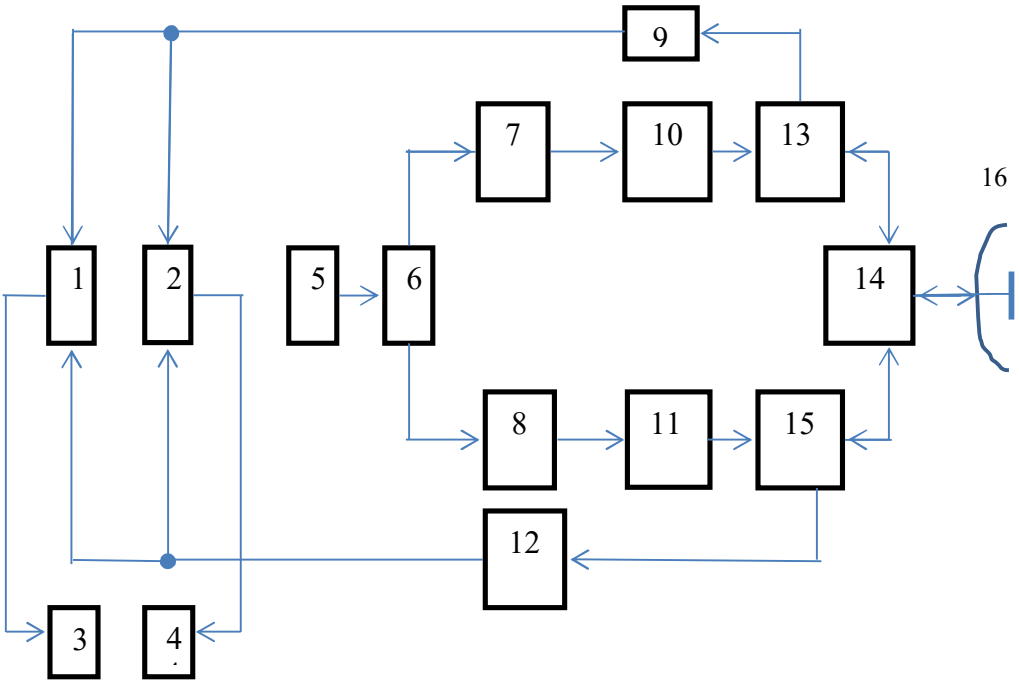


Рис.1. Функціональна схема пристрою, що реалізує дистанційний метод контролю витоку палива в судновому трубопроводі:
1, 2 - каскади формування параметрів Стокса; 3,4 - реєстратори параметрів Стокса; 5 - генератор імпульсів надвисокої частоти; 6 - дільник потужності; 7,8 - фазообертачі; 10, 11 - атенюатори; 9, 12 - приймачі ортогональних компонент потужності відбитої хвилі; 13,15 - антенні перемикачі; 14 - поляризаційний селектор; 16 - приймально-передавальна антена.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

Розглянуто радіолокаційний метод, дистанційного контролю витоків палива в трубопроводі на судні, заснований на зондуванні контрольованої поверхні трубопроводу імпульсами надвисокої частоти лінійної поляризації і прийомі відбитих сигналів в двох ортогональних площинах з вимірюванням двох інформативних параметрів Стокса, за величиною яких, судять про наявність витоку палива з трубопроводу .

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 Жигулин Ю.Н. Определение мест течи жидкости из трубопровода с использованием коаксиальной измерительной линии / Ю.Н. Жигулин, М. Б. Паперно // Измерительная техника, 1976. - №5. – С.40-41.

2 Пат. 3600674. США, НКИ: 324-52. Method of determining leaks from buried pipelines using a time-sharing transmission line / F. A. Roberts, E. B.Saunders, 1971.

УДК 681.518.3:621.371

Меркур'єв І. В., кер.проф. Корбан В. Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності дистанційного контролю рівня нафти в танкерах

ABSTRACT

Remote monitoring of oil level in the tanker based on radar sounding of a plane monochromatic wave of the interface of two media in the tanker (gas and oil), which propagates in free space from the antenna to the surface of oil having a specific dielectric constant. The process of reflection of electromagnetic waves from the surface of the oil tanker is considered close to the mirror. In this process, the direct and reflected waves have the same phase and are linearly polarized. The addition of direct and reflected waves forms a standing wave. According to the measured phase difference between direct and standing waves is determined by the distance from the surface of oil in the tanker to the receiving antenna of the radar, which characterizes the level of oil in the tanker.

Keywords: level of oil, tanker, radar sensing, the direct and reflected wave; the phase of the wave, standing wave, antenna, dielectric impermeability, the phase difference.

РЕФЕРАТ

Дистанційний контроль рівня нафти в танкері заснований на радіолокаційному зондуванні плоскою монохроматичною хвилею кордону розділу двох середовищ в танкері (газове середовище і нафта), яка поширюється у вільному просторі від антени до поверхні нафти, що має певну діелектричну проникність. Процес відбиття електромагнітної хвилі від поверхні нафти в танкері вважається близьким до дзеркального. В даному процесі пряма і відбита хвилі мають однакові фази і лінійно поляризовані. При додаванні прямої і відбитої хвиль утворюється стояча хвиля. За виміряною різницею фаз між прямою і стоячою хвилями визначається відстань від поверхні нафти в танкері до прийомної антени радіолокатора, яка характеризує рівень нафти в танкері.

Ключові слова: рівень нафти, танкер, радіолокаційне зондування, пряма і відбита хвиля; фаза хвилі, стояча хвиля, антена, діелектрична непроникність, різниця фаз.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

Завдання дистанційного контролю рівня нафти в танкері при його наповненні та спорожненні є актуальною і вимагає розробки певного радіолокаційного методу контролю, чому і присвячена дана робота.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

Загальні вимоги до розробки дискретних і безперервних вимірювань рівня різних електропровідних середовищ розглянуті в роботах [1-5]. У даних роботах чутливими елементами є відрізки довгих ліній, хвильові резонатори, позамежні хвилеводи. В роботі [6] представлені локаційні рівнеміри, які поділяються на імпульсні, з частотною модуляцією, часоімпульсні і секційні. Дані локаційні рівнеміри мають складну схему побудови і наявність дискретної похибки по дальності.

Формулювання мети статті (постановка задачі)

Метою даної роботи є розробка методу дистанційного контролю рівня нафти в танкері, заснованого на утворенні стоячої хвилі у вільному просторі і вимірюванні рівня нафти за різницею фаз, між компонентами зондуючої і стоячої хвилями.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Розглядається радіолокаційне зондування поверхні нафти в танкері електромагнітної хвилею лінійної горизонтальної поляризації. Поширення електромагнітної хвилі в просторі розділу двох середовищ, що відрізняються електромагнітними властивостями, відбувається в двох напрямках: від антени радіолокатора до поверхні нафти в танкері і від поверхні нафти до прийомної антени. В результаті дзеркального відбиття електромагнітної хвилі лінійної поляризації утворюється стояча хвиля, фаза якої збігається з фазою зондуючої хвилі. При зміні відстані між антеною радіолокатора і рівнем нафти в танкері утворюється різниця фаз $\Delta\Phi_x$ між прямою і стоячою хвилями, яка визначається наступною залежністю:

$$\Delta\Phi_x = 2\omega t_1 + \frac{\alpha_1' + \alpha_1}{2} - \alpha_1 = \frac{2R\omega}{v} + \frac{\alpha_1' - \alpha_1}{2} =$$
$$= \frac{2R}{v}\cdot\frac{2\pi}{T} + \frac{\alpha_1' - \alpha_1}{2} = \frac{4\pi R}{\lambda} + \frac{\alpha_1 - \frac{4\pi R}{\lambda} - \alpha_1}{2} = \qquad (1)$$
$$= \frac{4\pi R}{\lambda} - \frac{2\pi R}{\lambda} = \frac{2\pi R}{\lambda} = \frac{2\pi R}{vT} = \frac{2\pi Rv}{v} = \frac{2\pi v\sqrt{\varepsilon'\mu'}}{c},$$

де α_1 і α_1' - початкові фази прямої та стоячої хвиль;

$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi v$ - кругова частота;

T - період коливань електромагнітної хвилі, с;

$v = \frac{c}{\sqrt{\varepsilon'\mu'}}$ - швидкість поширення електромагнітної хвилі, м/с;

t_1 - час проходження хвилі від антени радіолокатора (точка *O*) до поверхні нафти в танкері (точка *M*);

ε' - діелектрична проникність середовища поширення електромагнітної хвилі;

μ' - магнітна проникність середовища поширення електромагнітної хвилі;

c - швидкість світла, м/с;

R - відстань від антени радіолокатора до поверхні нафти;

λ - довжина хвилі, випромінюваної антеною радіолокатора, *см*.

Будемо вважати, що магнітна проникність середовища дорівнює одиниці, тоді рівняння (1) запишеться у вигляді:

$$\Delta\Phi_x = \frac{R\sqrt{\varepsilon' 2\pi\nu}}{c} = \frac{2\pi R\sqrt{\varepsilon'}}{cT}. \qquad (2)$$

У рівнянні (2) швидкість світла c, період електромагнітних коливань T і діелектрична проникність середовища ε' величини відомі, тоді, вимірявши різницю фаз $\Delta\Phi_x$ між випромінюваної і стоячою хвилями, можна визначити відстань R поширення електромагнітної хвилі від антени до поверхні нафти в танкері, тобто рівень нафти, відповідно до рівняння:

$$R = \frac{\Delta\Phi_x cT}{2\pi\sqrt{\varepsilon'}} = A\Delta\Phi_x, \qquad (3)$$

де $A = \frac{cT}{2\pi\sqrt{\varepsilon'}}$ - відомий постійний коефіцієнт.

Реалізація дистанційного методу, вимірювання рівня нафти в танкері, представлена на рис.1.

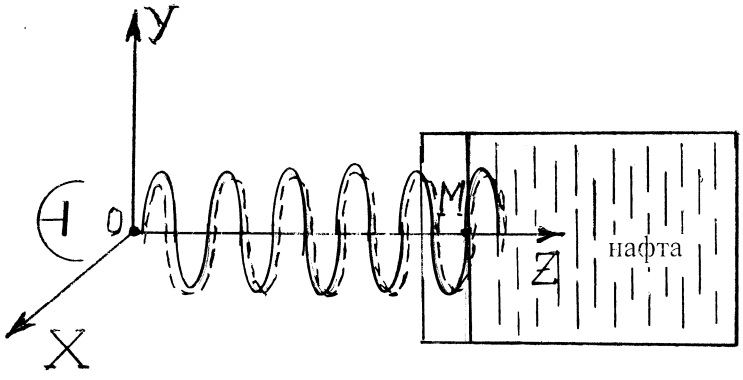


Рис.1. Реалізація дистанційного методу вимірювання рівня нафти в танкері

На рис.1 електромагнітна хвиля лінійної горизонтальної поляризації, представлена лінійною залежністю $E_x(t,z)$:

$$E_x(t,z) = A_1 \cos\left(\omega t - \frac{2\pi z}{\lambda} + \alpha_1\right), \quad (4)$$

де α_1 - початкова фаза електромагнітної хвилі;

A_1 - амплітуда електромагнітної хвилі.

Стояча хвиля $E_x^*(t,z)$ представлена наступним рівнянням:

$$E_x^*(t,z) = A_1 \cos\left(\omega t - \frac{2\pi z}{\lambda} + \alpha_1'\right), \quad (5)$$

де α_1' - початкова фаза електромагнітної хвилі;

A_1 - амплітуда електромагнітної хвилі.

Процес поширення електромагнітних хвиль представлений на рис.1 в декартовій системі координат.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

Розглянуто дистанційний метод вимірювання рівня нафти в танкері, заснований на вимірюванні різниці фаз прямої і стоячої хвиль.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 Викторов В.А. Резонансный метод измерения уровня / В.А. Викторов; под ред. акад. Б. Н. Петрова. - М.: Энергия, 1969. – 192с.

2 Фатеев В.Я. Измерение объема в сосудах с подвижными металлическими стенками на основе гибридных колебаний / В.Я. Фатеев // Радиоволновые датчики. Теория и принципы построения. Сб. трудов. – М.: Институт проблем управления, 1983.

3 Викторов В.А. Высокочастотный метод измерения неэлектрических величин / В.А. Викторов, Б.В. Лукин, А.С. Совлуков. – М.: Наука, 1978. – 280с.

4 А. с. 1268959 СССР. МКИ[4] G01F23/28. Способ измерения уровня вещества в открытом металлическом сосуде / А. С. Совлуков // Открытия. Изобретения. 198в, №41.

5 Sovlukov A.S. Cut-off waveguide-based microwave sensors of nonelectric-cat quantities // Proceedings of the 10 th Word IFAC Congress. Munich, 1987. – Vol. 3. P.284-288/

6 Викторов В.А. Радиоволновые измерения параметров технологических процессов / В.А. Викторов, Б.В. Лункин, А.С. Совлуков. – М.:Энергоатомиздат, 1989. – 208с.

УДК 681.518.3:621.371

Москвичьов О. О., кер.проф. Корбан В. Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності дистанційного контролю процесів у камерах згоряння суднового дизеля

ABSTRACT

The paper presents a remote radio wave system for monitoring the parameters of a marine diesel engine during its operation. The information parameters of this system are the quality factor of diesel cylinders as resonators, the resonant frequency and frequency band in the resonator allow you to control the composition of the fuel mixture in the diesel cylinders, temperature and pressure in the combustion chambers, the composition of the exhaust gases and other operating parameters of the diesel engine.

Keywords: combustion chamber, volume resonator, radio wave system, quality factor, resonant frequency, frequency band, electromagnetic wave.

РЕФЕРАТ

У роботі представлена дистанційна радіохвильова система контролю параметрів суднового дизеля при його роботі. Інформаційними параметрами даної системи є добротність циліндрів дизеля, як резонаторів, резонансна частота і смуга частот в резонаторі дозволяють контролювати склад паливної суміші в циліндрах дизеля, температуру і тиск в камерах згоряння, склад відпрацьованих газів і інші робочі параметри дизеля.

Ключові слова: камера згоряння, об'ємний резонатор, радіохвильова система, добротність, резонансна частота, смуга частот, електромагнітна хвиля.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

У суднових дизелях підведення теплоти до робочого тіла здійснюється за рахунок згоряння палива всередині самого дизеля при постійному тиску робочої суміші. Відбувається внутрішнє сумішоутворення і самозаймання палива від стиснення. У циліндр дизеля надходить тільки чисте повітря, яке стискається поршнем до тиску 3 МПа...5 МПа, нагріваючись до температури 600 ºС...800 ºС. У камеру згоряння форсункою впорскується дизельне паливо при підході поршня до верхньої мертвої точки. Паливо від високої температури спалахує. Ефективність роботи суднового дизеля визначається вмістом палива в камері згоряння і швидкістю руху поршня в циліндрі при заданому навантаженні. Вимірювання необхідних параметрів дизеля в процесі його роботи, таких як положення нижньої мертвої точки (НМТ), верхньої мертвої точки (ВМТ), напрямок руху поршня, швидкість його переміщення, електрична провідність газів в робочій камері, вимагає застосування численних взаємопов'язаних датчиків, зняття показань з яких є складним завданням. Вини-

кає необхідність у підвищенні ефективності контролю робочих параметрів дизеля в процесі його експлуатації за одним або двома параметрами, які будуть характеризувати весь робочий процес дизеля.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

До теперішнього часу в роботах [1-4] розглянуті різні способи контролю синхронізації запалювання за вимірюванням положення ВМТ, які пов'язані з реєстрацією резонансних імпульсів при русі поршня в одному з циліндрів двигуна внутрішнього згоряння. Всі розглянуті способи пов'язані з визначенням ВМТ за часовим проміжком між появою одного і того ж резонансного імпульсу при наближенні поршня до ВМТ і його видаленні від неї.

Формулювання мети статті (постановка задачі)

Метою даної роботи є дистанційний контроль робочих процесів в циліндрах суднового дизеля за допомогою радіохвильової системи.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Ефективність роботи суднового дизеля залежить від змісту палива в робочій камері згоряння і швидкості поршня при заданому навантаженні. Механічні дефекти в дизелі, що виникають в процесі його експлуатації призводять до погіршення плавної передачі отриманої енергії колінчастого валу. Виникає необхідність контролю положення нижньої і верхньої мертвих точок поршня, швидкості переміщення поршня, електричної провідності газів в робочій камері, зміни розмірів камери, а також необхідно ідентифікувати робочий такт, температуру і тиск в камері згоряння.

Дистанційна радіохвильова система контролю робочих параметрів дизеля дозволяє, в якості об'ємного радіохвильового резонатора, використовувати порожнину циліндра дизеля, розміри якої змінюються при русі поршня. На вхід такого резонатора надходить електромагнітна хвиля 3-х сантиметрового діапазону, частота якої, близька до власної частоти резонатора. При цьому в резонаторі виникає резонанс і електромагнітні коливання, які мають велику амплітуду.

Об'ємний резонатор поблизу резонансної частоти має властивості простого паралельного коливального контуру з параметрами: резонансна частота f_0, добротність контуру Q_0 і опір втрат R_0 (Рис.1).

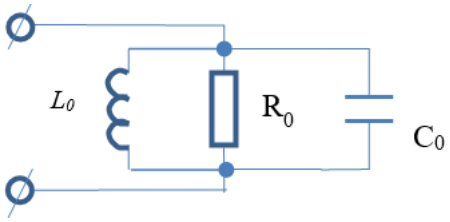


Рис.1 Паралельний коливальний контур об'ємного резонатора:

L_0 - індуктивність; R_0 - опір втрат; C_0 - ємність.

Параметри контуру пов'язані між собою наступними залежностями:

$$L_0 = \frac{R_0}{2\pi f_0 Q_0}\ , \tag{1}$$

$$C_0 = \frac{Q_0}{2\pi f_0 R_0}, \tag{2}$$

$$Q_0 = \frac{f_0}{\Delta f}, \tag{3}$$

де Δf - смуга пропускання контуру;

Q_0 - добротність контуру;

f_0 - резонансна частота, Гц.

Об'ємний резонатор характеризується трьома параметрами: резонансною частотою f_0 або резонансної довжиною хвилі λ_p, добротністю Q_0 і опором втрат R_0. Так як об'ємний резонатор утворюється закорочуванням регулярного відрізка ліній передачі електромагнітної енергії, то такий об'ємний резонатор можна отримати використанням будь-яких замкнених металевих порожнин, в даному випадку робочим циліндром суднового дизеля.

Перевагою такого резонатора є його висока чутливість до зміни частоти під впливом певних факторів всередині резонатора (зміна розмірів камери, при русі поршня, діелектричних втратах в компонентах, що містяться в камері згоряння).

З урахуванням аналізу параметрів об'ємного резонатора, функціональна схема радіохвильового дистанційного контролю процесів, що протікають в камерах згоряння суднового дизеля, представлена на рис.2. Дистанційний радіохвильової контроль робочих параметрів дизеля відбувається наступним чином. Електромагнітна енергія від генератора 1 надходить в порожнину камери згоряння через циркулятор 2 і свічку 4, виготовлену разом з форсункою 3 і ізольовану від неї теплоізоляційним матеріалом. При цьому робота дизеля не порушується, а іскровий проміжок свічки запалювання утворює елемент збудження електромагнітних коливань в порожнині камери згоряння і їх знімання через хвилеводний циркулятор 2. Фактично електроди свічки є петлею зв'язку в об'ємній області циліндра 5. Електромагнітна хвиля доходить від свічки до поршня, повністю відбивається від нього і в об'ємній області взаємодіє з вхідною хвилею, що входить в резонатор.

Між цими електромагнітними хвилями (прямою і відбитою) часове зрушення дорівнює цілому числу періодів. Електромагнітні хвилі складаються в фазі в об'ємній області і по резонатору на вихід, через циркулятор, йде посилена за амплітудою електромагнітна хвиля в результаті резонансу на вхід детектора 7 і далі через підсилювач 8, на аналізатор 9. На екрані аналізатора будується залежність відбитої потужності, що проходить через резонатор від змінювання частоти електромагнітних коливань в резонаторі при змінюванні його об'єму (рух поршня). Визначаються крайні частоти спектра f_1, f_2, і резонансна частота f_0, які залежать від переміщення поршня, тобто від спів-

відношення довжини хвилі і розмірів камери. За отриманими виміряними параметрами резонатора визначаються і регулюються робочі параметри дизеля (склад паливної суміші в циліндрі дизеля і відпрацьованих газів, температура і тиск газів в камері згоряння).

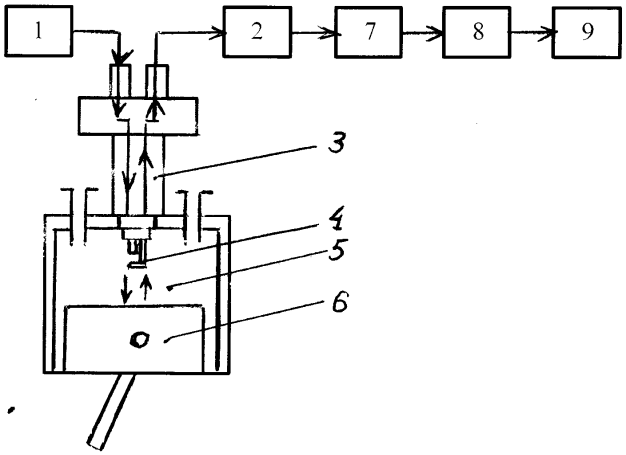


Рис.2 Функціональна схема *радіохвильового* дистанційного контролю процесів в камері згоряння суднового дизеля:
1 - генератор НВЧ; 2 - хвилеводний циркулятор; 3 - форсунка; 4 - свічка для подачі НВЧ коливань в циліндр дизеля; 5 - циліндр; 6 - поршень; 7 - детектор; 8 - підсилювач; 9 - аналізатор або дисплей комп'ютера.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

Розглянута дистанційна радіохвильова система контролю процесів в камері згоряння суднового дизеля дозволяє підвищити ефективність його роботи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 Merlo A.L. Combustion chamber investigation by means of microwave resonances / A.L. Merlo // IEEE Transactions on Industrial Electronics and Control Instrumentation. 1970, Vol. IECI-17. - №2. - P. 60-66.

2 **Пат.** 3703825. США, НКИ: 73-116. Combustion microwave diagnostic system / A. L. Merlo, 1972.

3 Lienesch J.H. Using microwave to phase cylinder pressure crankshaft position / J.H. Lienesch, M.K. Krage // SAE Technical Paper, 1980. – № 790103. - P. 410-418.

4 Пат. 4331029 США, НКИ: 73-117.3. Method and apparatus for measurement of engine ignition timing /S. E. Wilson. 1982.

УДК 629.5.063 (072)

Розумний В. А., кер.проф. Корбан В. Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

Радіохвильове вимірювання кількості води у дизельному паливі

ABSTRACT

The analysis of the problems associated with the presence of water in the fuel of marine power plants. A remote waveguide system for monitoring the water content in a fuel is presented, which is based on the attenuation of electromagnetic energy in a measuring waveguide line with a certain amount of fuel that contains water. The amount of water in the fuel is recorded by a measuring device.

Key words: remote control system, electromagnetic wave, water in fuel, waveguide measuring line, measuring device.

РЕФЕРАТ

Проведено аналіз проблем пов'язаних з наявністю води в паливі суднових енергетичних установок. Представлена дистанційна хвилеводна система контролю вмісту води в паливі, яка заснована на ослабленні електромагнітної енергії в вимірювальної хвилеводної лінії з певною кількістю палива, в якому міститься вода. Кількість води в паливі реєструється вимірювальним пристроєм.

Ключові слова: дистанційна система контролю, електромагнітна хвиля, вода в паливі, хвилеводна вимірювальна лінія, вимірювальний пристрій.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

Одним із шляхів зниження високого вмісту води в паливі суднових енергетичних установок, яке викликає підвищене шламоутворення в паливних цистернах, блокування фільтрів, корозію паливної апаратури і випускних клапанів (до забруднення газотурбокомпресорів) є застосування дистанційного контролю фізичних властивостей палива з виміром в ньому кількості води. Такий контроль забезпечує незалежність результатів вимірювання від зміни інших параметрів палива. Дистанційний контроль дозволить витримувати кількість води в паливах ДМВ і RMA до 0,3 %, а в інших важких паливах до 0,5 %, що відповідає стандарту ISO 8217: 2010.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

До теперішнього часу розроблені різні методи визначення кількості води в нафтопродуктах. Ці методи реалізуються шляхом випарювання з нафтопродуктів води, конденсацією пари та збір його в ємкість за способом Діна і Старка (ГОСТ 2477-65), шляхом взаємодії гідрату кальцію з водою і вимірюванні кількості води, яка виділилася, за обсягом отриманого водню. Експре-

сметод, який використовуваний, для визначення кількості води в паливі, заснований на зміні кольору індикатора при його взаємодії з паливом реалізується з допомогою апарату АКОВ-10 і лабораторії СКЛАМАТ [1-3]. Однак, у наведених методах відсутній постійний контроль наявності кількості води в паливі і ефективність цих методів недостатньо висока.

Формулювання мети статті (постановка задачі)

Метою статті є аналіз можливості дистанційного контролю вмісту води в паливах суднових енергетичних установках.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Однією з проблем, пов'язаних з обводненням палива морською водою є протікання хімічних реакцій між сполуками натрію (*Na*), які містяться у воді і ванадію (*Va*), що міститься в паливі. Ці сполуки викликають високотемпературну корозію випускних клапанів дизелів, пароперегрівачів, парових котлів та ін. Технічними нормами і стандартами наявність води в більшості нафтопродуктів не допускається [4].

На судні паливо зберігається в міждонних танках, бортових, підвісних, відстійних і витратних цистернах запасу [5]. Незважаючи на використання різних методів обробки палива (методи, що забезпечують змінювання фізичного стану і методи, що забезпечують змінювання фізико-хімічного стану), кількість води в ньому перевищує допустимі норми і знаходиться в вигляді глобул води в обводненому паливі. Особлива проблема виникає при обводнюванні палив морською водою. Обводнення палива прісною водою не так небезпечно, проте виникає проблема з утворенням водопаливної емульсії і підвищеним шламоутворенням, підвищеною температурою в камері згорянння ДВС. Відбувається окислення важких фракцій палива (асфальтенів), а їх догорання на поверхнях КС призводить до серйозних пошкоджень циліндра поршневої групи дизеля.

Особлива необхідність дистанційного контролю вмісту води в паливі проявляється при відстоюванні палива в цистернах, де вміст домішок за висотою цистерни змінюється в часі і при температурному прогріванні. Використання фільтрів для високов'язких і середньов'язких палив, що компаундують з важких компонентів термічного і каталітичного крекінгу, не вирішує проблеми видалення води з палива. Розроблені нові фільтруючі установки «СКАМАТІК» в деякій мірі дозволили здійснити більш повне видалення води з палива. Однак продуктивність фільтруючих установок залежить від часу очищення, тобто від кількості води в паливі та інших домішок. Тому дистанційний контроль вимірювання вмісту води в паливі є актуальним завданням.

Розглянемо дистанційну систему, що дозволяє постійно контролювати вміст кількості води в паливі.

Дистанційна система контролю вмісту води в паливі має хвилеводний характер датчик у вигляді детектора, чутливого до наявності води в паливі [6]. Система будується за функціональною схемою, наданою на рис.1.

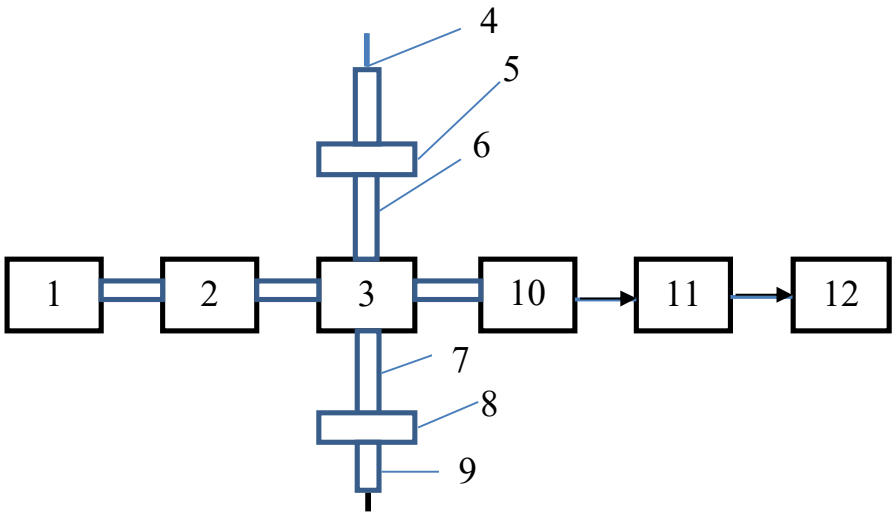


Рис.1. Хвилеводна дистанційна система контролю вмісту води в паливі:1 - клістрони НВЧ - генератор 3-х сантиметрового діапазону; 2 - атенюатор (ослаблювач потужності); 3 - Т-подібний хвилеводний міст; 4 - короткозамикачем вимірювальної хвилеводної лінії; 5 - труба з паливом, що знаходиться в цистерні; 6 - вимірювальний хвилевід; 7 - еталонний хвилевід; 8 - комірка з зневодненим паливом (еталон); 9 - короткозамикач еталонної хвилеводної лінії; 10 - детектор; 11 - підсилювач напруги; 12 - реєстратор кількості води в паливі.

Робота дистанційної системи вимірювання кількості води в паливі відбувається наступним чином. Трубка 5 з паливом з цистерни пропускається через вимірювальний хвилевід 6, змінюючи характеристики електромагнітних коливань, які поширюються в ньому (при цьому порушується баланс хвилеводного *Т*-подібного моста). Вимірювальний хвилевід включений в одне з плечей моста 3. До іншого бокового плеча моста підключений хвилевід 7 з розташованою в ньому коміркою 8 з еталонним зневоднених паливом. Регулювання балансу моста здійснюється до вимірювання короткозамикачами 4 і 9 за нульовою відміткою реєстратора 12. Регульовані за потужністю електромагнітні коливання атенюатором 2 з виходу генератора 1 надходять на міст 3 і далі на короткозамкнені хвилеводи 6, 7. При відсутності води в паливі міст знаходиться в рівновазі (або присутності води в допустимих межах 0,1% - 0,05%, в залежності від типу палива). Якщо вода в паливі перевищує допустиму межу, то це призводить до зміни фази хвилі в вимірювальній хвилеводній лінії 6 в порівнянні з фазою хвилі в еталонній вимірювальній лінії 7. В результаті рівновага моста 3 порушується і на виході детектора 10 з'являється сигнал. Цей сигнал підсилюється підсилювачем 11 і подається на реєстратор 12 кількості води в паливі, шкала якого відградуйована в процентах. Похибка вимірювання складає близько 0,1%.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

Представлена дистанційна система контролю вмісту води в паливах суднових енергетичних установках, заснована на зміні фізичного стану палива в залежності від кількості води в ньому.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 Топливо, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник / И.Г. Анисимов, К.М. Бадыштова, С.А. Бнатов и др.; Под ред. В.М. Школьникова. Изд. 2-е перераб. и доп. - М.: Издательский центр "Техинформ", 1999. – 596с.

2 Большаков В.Ф. Подготовка топлив и масел в судовых дизельных установках /В.Ф. Большаков, Л.Г. Гинсбург. – Л. : Судостроение, 1978. - 151 с.

3 Возницкий И. В. Современные судовые среднеоборотные двигатели / И. В. Возницкий . - СПб.: КСИ, 2006. – 121с.

4 Логишев И.В. Технологии использования топлив в судовых энергетических установках: учебн. пособ. / И.В. Логишев, Л.Н. Царев. – Одесса: ПП «Фенікс», 2016. – 168с.

5 Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах / И.В. Возницкий. – СПб.: КСИ, 2005. – 124 с.

6 Викторов В.А. Радиоволновые измерения параметров технологических процессов / В.А. Викторов, Б.В. Лункин, А.С. Совлуков. – М.:Энергоатомиздат, 1989. – 208с.

УДК 662.6:629.5.03-032.2(045)

Розумний В. А., кер.проф. Корбан В. Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

Дистанційний контроль вмісту води в дизельному паливі

Вступ:

У більшості випадків морські судна використовують при роботі суднових енергетичних установок не чисто паливо, а паливні емульсії з присутністю водної компоненти [1]. Присутність води в паливі в більшості випадків уникнути неможливо. Природні процеси конденсації вологи з навколишнього середовища, технічні несправності в вузлах герметизації і ущільнення паливних і баластних танків і т. д., Призводять до потрапляння водної компоненти в паливо. Всі без винятку суду водного флоту в своїй конструкції містять контур паливопідготовки. Його виконання може відрізнятися в залежності від проекту судна, але в ньому завжди існують основні базові елементи: гідравлічні лінії, нагнітальні обладнання, системи фільтрації, вузли сепарування і т. д. Однозначна висновок про негативний вплив води в паливі на якісні та кількісні показники процесу горіння зробити не можна. Відомо, що в ході згоряння (хімічного окислення) палива за рахунок появи таких проміжних хімічних сполук як спирти, невеликі добавки води призводять до поліпшення якості процесу горіння [2]. Зокрема, в цьому випадку зростає диспергування факела і можуть знижуватися ступінь концентрації шкідливих компонент (сажа, токсичні оксиди азоту та сірки і т. П.) У вихідних газах, температура димових газів і т. д. Актуальність роботи в даному напрямку визначається в першу чергу необхідністю

підвищення ефективності експлуатації суден за рахунок використання нових технологій підготовки водопаливних сумішей і їх подальшого спалювання в головному двигуні судна.

Мета і завдання дослідження.

Метою проведення досліджень було підвищення техніко-економічних показників роботи морських суден за рахунок розробки нової технології, яка дозволяє отримувати і використовувати водопаливної емульсії при роботі СДГ без зниження основних показників розвивається їм потужності.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні завдання:

- сформулювати основні рівняння, на підставі яких можливо досліджувати процес згорання водопаливної емульсії;

- визначити теоретичним і експериментальним шляхом основні показники робочого процесу розробленої технології підготовки водопаливної емульсії і показати, яким чином вони можуть бути використані на практиці експлуатації суден;

- визначити межі численних діапазонів зони
стійкості факела горіння в залежності від температури факела і концентрації водної компоненти в
подається на горіння водопаливної емульсії.

Матеріали, обладнання та методи досліджень впливу концентрації води на показники горіння водопаливної емульсії.

Дослідження проводилися з використанням дистильованої води і дизельного палива марок: Marine diesel oil, Diesel euro 2M, Gas Oil, Marine Gas Oil, ENEOS Diesel Gas Oil.

В ході експериментів при підготовці водопаливних емульсій для вимірювання концентрації складових компонент були використані таровані в заводських умовах циліндричні мірні склянки 1 класу точності місткістю 100 мл з ціною поділки 1 мл.

При ультразвукової підготовці водопаливної емульсії використовувався калібрований виробником ультразвуковий генератор ІЛ 10-2.0. Його основні характеристики: напруга живлення при частоті 50-60 Гц одно 220В +/- 10%; однофазний; робоча частота 16-25 кГц; вихідна потужність не менше 2 кВт; споживана потужність не більше 2,2 кВт; ККД при Cosφ навантаження = 0.86, не менше 92%; тип підключаються перетворювачів - магнітострикційний.

При механічній підготовці водопаливної емульсії використовувався трубопровід з діаметром 50 мм і одноступінчатий насос марки DESMI (Данія) серія NSA з характеристиками: продуктивність 5-10 м3 / год; максимальний напір: 10 м вод. ст.

Зміна температури і складу димових газів залежно від вологості палива було виміряно на режимі навантаження СГД, що дорівнює 80%. Виміри про-

водилися за допомогою універсального цифрового аналізатора димових газів 717R Flue Gas Analyser (США).

У роботі при вивченні таких характеристик емульсії, як стійкість до розшарування і температура спалаху, використовувався аналітичний метод і теорія статистики. При дослідженнях процесу горіння була використана диффузионная теорія горіння зі схемою наведеної плівки та чисельні методи апроксимації. Для проведення натурних досліджень впливу ступеня обводнення емульсії на стійкість процесу її горіння використовувалися теорія подібності і метод планування експерименту.

Результати досліджень впливу концентрації води на характеристики горіння водопаливної емульсії.

Відповідно до [5, 8], рівняння збереження кількості руху в струмені для поздовжньої складової швидкості записувалося у вигляді

$$\frac{\partial V_x^2}{\partial x}+\frac{\partial V_x V_y}{\partial y}=0, \qquad (1)$$

де V_x, V_y - проекції складових швидкості, м / с; x, y - координати, м.

Величина поперечної складової швидкості V_y в рухомій струмені може бути знайдена за величиною поздовжньої складової V_x як

$$V_y=-\int\frac{\partial V_x}{\partial x}dy. \qquad (2)$$

Рівняння теплообміну в струмені має вигляд

$$V_x\frac{\partial T}{\partial x}+V_y\frac{\partial T}{\partial y}=-l^2\frac{\partial V_x}{\partial y}\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, \qquad (3)$$

а двовимірне рівняння теплового балансу струменя може бути записано у вигляді

$$\Delta T V_y+\frac{\partial}{\partial x}\int_0^y\Delta T V_x dy+c^2x^2\frac{\partial V_x}{\partial y}\frac{\partial T}{\partial y}, \qquad (4)$$

де T - температура, °C; l - довжина шляху перемішування, м; c - коефіцієнт теплопередачі, Вт / (м 2 К).

В ході свого руху струмінь водопаливної емульсії буде розширюватися за рахунок виникаючих в ній напружень [5]. Для осесиметричної струменя дві компоненти, відповідні тангенціальному і нормальній напрузі, можуть визначатися як

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu\left(\frac{\partial V_x}{\partial y} - \frac{\partial V_y}{\partial x}\right), \quad (5)$$

$$\tau_{xx} = -\frac{2}{3}\mu\left(\frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{\partial V_y}{\partial y}\right) + 2\mu\frac{\partial V_x}{\partial x}, \quad (6)$$

де τ - напруження, Па; μ - динамічна в'язкість, Па × с.

При русі в потоці розпил емульсії характеризується різним фракційним складом. Відповідно до роботою [9] його можна описати виразом, ідентичним по формі запису статистичному закону Гаусса

$$n_k = N^{-a^2 d_i^2}, \quad (7)$$

де n_k - число крапель, діаметр яких більше поточного діаметра d_i; N - загальне число крапель, що утворюється при розпилюванні одиниці маси палива; а - коефіцієнт розподілу.

Час вигоряння одиничної краплі палива визначається законом [10]

$$t_{гор} = \frac{\left(d_{нач}^2 - d_{тек}^2\right)}{k_{исп}}, \quad (8)$$

де $k_{ісп}$ - константу випаровування, с / мм2.

При розгляді процесу горіння водопаливної емульсії використовувалася диффузионная теорія горіння зі схемою наведеної плівки [11-15]. У ній основні характеристики процесу горіння визначалися не тільки дифузійним перенесенням парів палива і кисню до місця горіння, але і виникають кінетичним опором горіння. Приймалося, що в просторі, обмеженому поверхнею краплі і наведеної плівки і знаходяться водяна пара, пари палива і продукти згоряння. У міру вигоряння водопаливної ядра краплі його діаметр, також як і діаметр сфери горіння, постійно зменшується. Такий процес горіння описується за допомогою чотирьох рівнянь теплового балансу.

Перше рівняння описує тепловий баланс в області внутрішнього простору обмеженого поверхнею краплі палива і зовнішньою поверхнею сфери горіння

$$\Delta M_т[q_{исп} - C_{пт}(t_к - t_г) - C_в(t_к - t_г)] = \frac{4\pi r^2 dt_i}{dr}, \quad (9)$$

де $C_{пт}$ - концентрація парів палива,%; $C_в$ - концентрація парів води,%; r - змінне значення радіуса (від нуля до радіусу сфери поверхні горіння), м; $t_к$ - температура в краплі, °С; tг - температура в сфері горіння, °С; ti - поточне значення температури, °С.

Друге рівняння являє собою матеріальний баланс в області внутрішнього простору обмеженого поверхнею краплі палива і зовнішньою поверхнею сфери горіння

$$\Delta M_т = -4\pi r^2 \left(DC_{пт} \frac{d\vartheta_{сп}}{dr} - VC_{пт}\vartheta_{сп} \right), \qquad (10)$$

де $J_{сп}$ - відносний вміст водяної пари в продуктах згорання,%; $V_{пт}$ - швидкість руху парів палива, м / с.

Третє рівняння являє собою запис теплового балансу в області між зоною горіння і навколишнім простором

$$\Delta M_т[q_{исп} - C_{пт}(t_к - t_{ос}) - C_в(t_к - t_{ос})] = -4\pi r^2 \frac{dt_i}{dr}, \qquad (11)$$

де toc - температура навколишнього середовища, °C.

Четверте рівняння являє собою матеріальний баланс в області між зоною горіння і навколишнім простором

$$\Delta M_т \left[\vartheta_{о-т} + \vartheta_{см} \right] = 4\pi r^2 D\rho_к \frac{d\vartheta_{см}}{dr}, \qquad (12)$$

де $j_{о-т}$ - відношення витрати окислювача (кисню) до витрати палива; $J_{см}$ - відносний вміст окислювача (кисню) в продуктах згоряння,%; D - коефіцієнт дифузії, м2 / с; $r_к$ - щільність окислювача (кисню), кг / м3.

Величина концентрації води в паливі є головним фактором, що впливає на процес його спалювання в СГД [3]. В ході експериментального вивчення цього впливу були отримані нові результати, які можуть чинити істотний вплив на експлуатаційні характеристики судна. Прикладом таких даних є рис. 1-3.

На рис. 1 показано, яким чином змінювалася температура спалаху емульсії, в основі якої був судновий дизель марки Diesel euro 2M і вода в різних концентраціях.

Зміна витрати палива на СГД і температури димових газів в залежності від концентрації води в емульсії показано на рис. 2-3. Як видно на графіках рис. 2, наведені дані відповідають різним режимам навантаження СГД (80%, 50% і 30%) при незмінному числі його обертів.

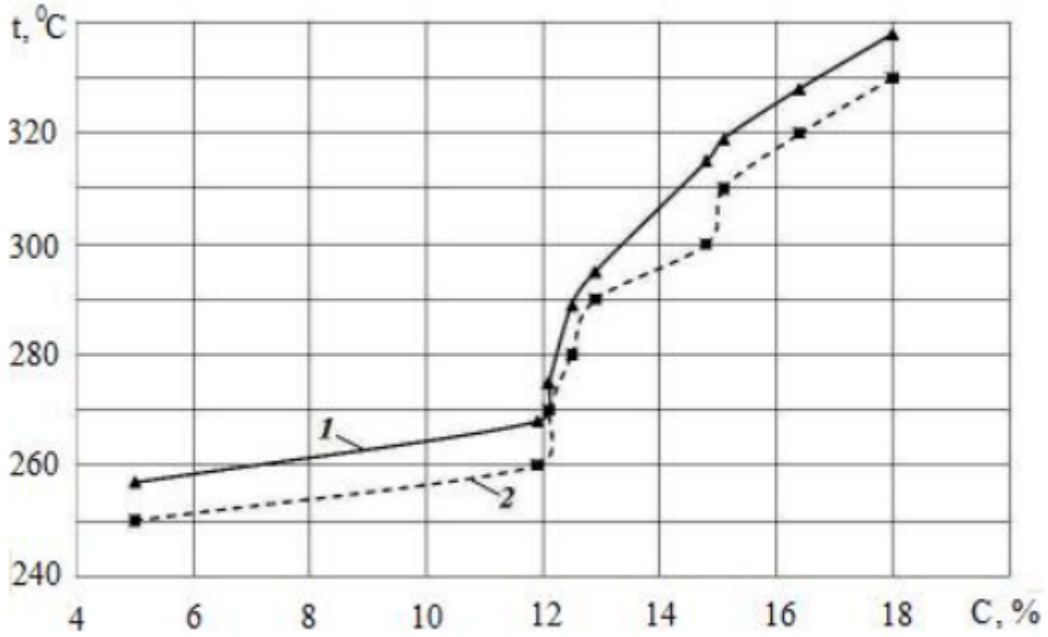


Рис. 1. Вплив концентрації води на температуру спалаху емульсії на основі судового дизеля марки Diesel euro 2M: 1 - механічна підготовка емульсії; 2 - ультразвукова підготовка емульсії

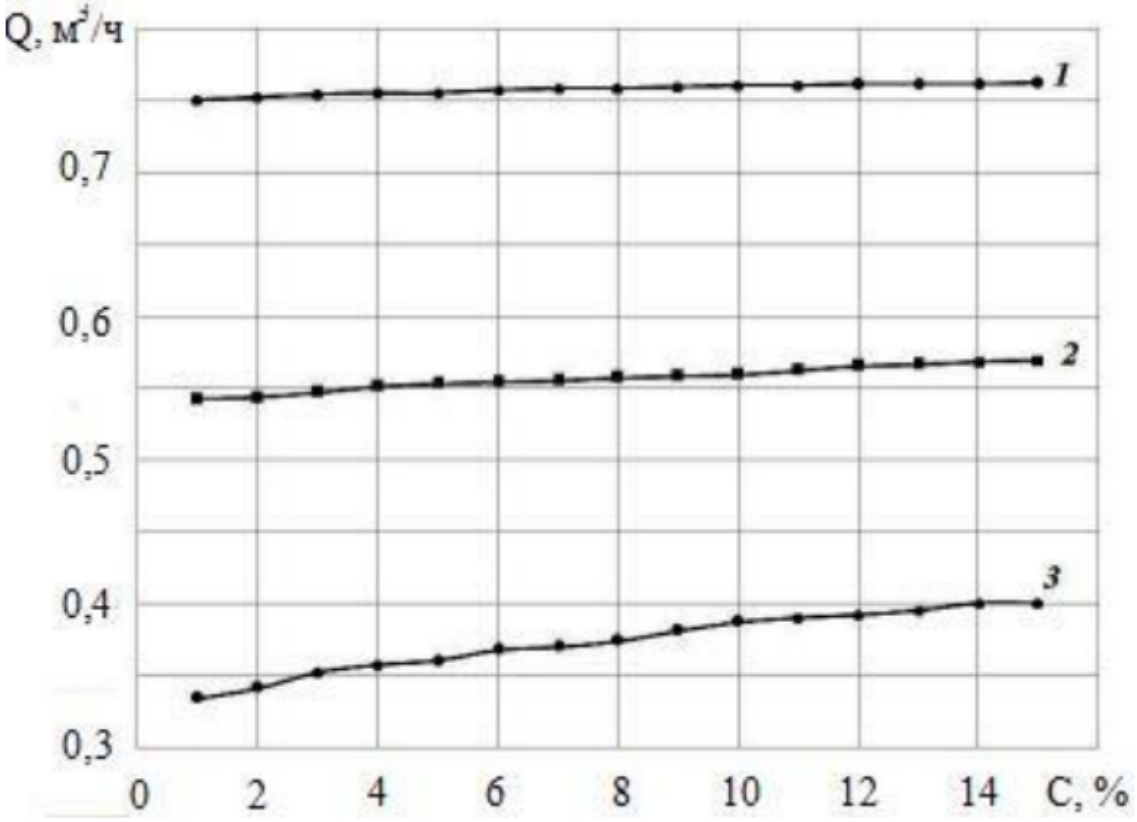


Рис. 2. Зміна витрати емульсії в залежності від концентрації води: 1 - навантаження на СГД 80%; 2 - навантаження на СГД 50%; 3 - навантаження на СГД 30%

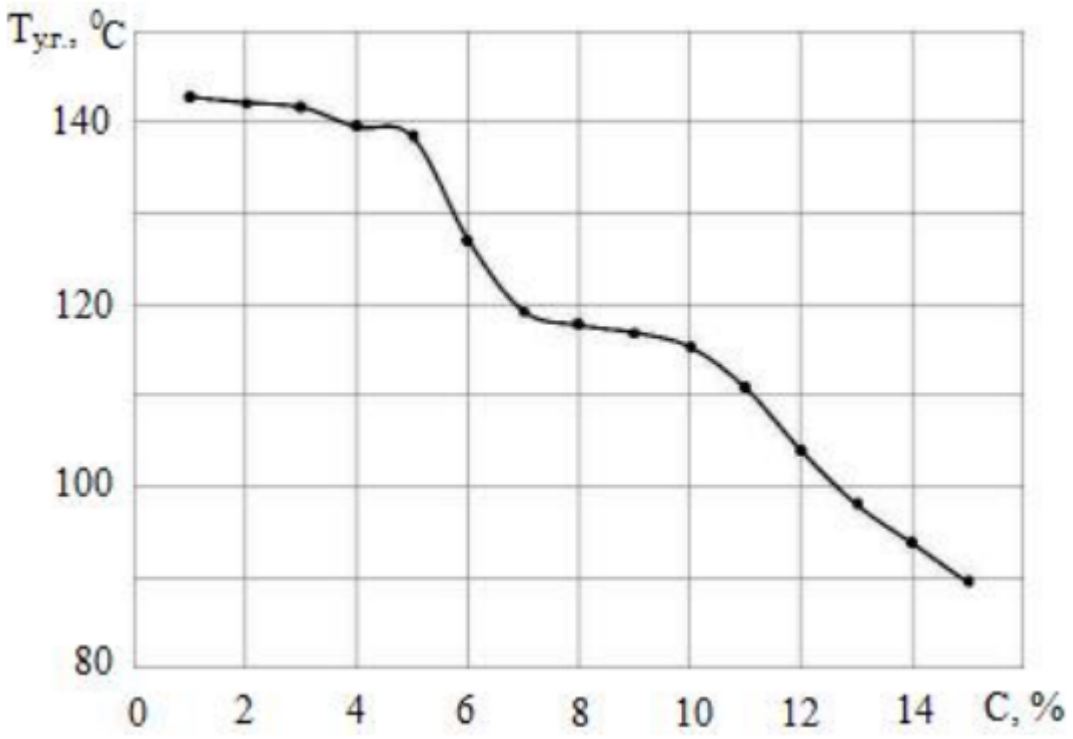


Рис 3. Вплив концентрації води в водопаливної емульсії на температуру димових газів при навантаженні на СГД 80%

Висновки.

1. В результаті вивчення процесу спалювання водопаливної емульсії в СГД встановлено, що наявність води в паливі не є негативним фактором. При правильному використанні нових технологічних ліній вона може призводити до підвищення основних експлуатаційних показників СЕУ.

2. Якість підготовки емульсії впливає на її робочі характеристики, а зростання концентрації водної компоненти в емульсії призводить до зростання її витрат на СГД. Кращий ефект в економії палива при використанні водопаливної емульсії досягається при навантаженні на СГД на рівні 80%. У цьому випадку можливе отримання економії палива в 13,42%.

3. Зростання концентрації води в емульсії знижує температуру димових газів. При зміні вологості з 1 до 15% температура падає на 52,7 оС. Цей показник є дуже високим і показує перспективність використання водопаливних емульсій в умовах роботи судів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Іщук, Ю. Г. Інтенсифікація процесів згоряння в суднових дизелях [Текст] / Ю. Г. Іщук. - Л .: Суднобудування, 1987. - 53 с.

2. Lawson, A. Modified fuels for diesel engines by application of unstabilised emulsions [Text] / A. Lawson, AY Last // SAE Technical Paper Series. - 1979. - P. 16. doi: 10.4271 / 790925

3. Augustina, O. Emulsion Treatment in the Oil Industry: A Case Study of Oredo Field Crude Oil Emulsion [Text] / O. Augustina, S. Okotie // SPE Nigeria Annual International Conference and Exhibition, 2015. doi: 10.2118 / 178381 -ms
4. Zhang, H. The Influence Faction to the Crude Oil Emulsion Stability [Text] / HJ Zhang // Advanced Materials Research. - 2012. - Vol. 502. - P. 330-334. doi: 10.4028 / www.scientific.net / amr.502.330
5. Malahov, AV Jet forces analysis for cones [Text] / AV Malahov, OV Streltsov, IZ Maslov, RG Gudilko // Proceedings of the 1st International Academic Conference "Science and Education in Australia, America and Eurasia: Fundamental and Applied Science" , 2014.
6. Houlihan, T. Boiler Emission Control With Fuel Oil Emulsion Technology [Text] / T. Houlihan // ASME 2007 Power Conference, 2007. doi: 10.1115 / power2007-22155
7. Yuan, Z. Risk analysis on ship to ship crude oil transfer at sea [Text] / Z. Yuan, W. Su // 2015 International Conference on Transportation Information and Safety (ICTIS), 2015. doi: 10.1109 / ictis. 2015.7232202
8. Абрамович, Г. М. Теорія турбулентних струменів [Текст] / Г. М. Абрамович - М .: Гос. Вид-во фіз.-мат. літ-ри, 1960. - 715 с.
9. Richardson, JF The evaporation of two-component liquid mixtures [Text] / JF Richardson // Chemical Engineering Science. - 1959. - Vol. 10, Issue 4. - P. 234-242. doi: 10.1016 / 0009-2509 (59) 80058-0
10. Ермошкин, Н. Г. Суднові установки очищення забруднених нафтою вод [Текст] / Н. Г. Ермошкин, В. Н. Калугін, Е. В. Корнілов, І. Н. Кулешов. - Одеса: Фенікс, 2005. - 44 с.
11. Волкер, П. Питання горіння: в 3 т. Т. 1 [Текст] / П. Волкер, К. Райт. - М .: Иностр. лит., 1953. - 362 с.
12. Іванов, В. М. Паливні емульсії [Текст] / В. М. Іванов. - М .: Видавництво Академії наук СРСР, 1962. - 246 с.
13. Adkins, P. The burning of emulsified fuel in medium speed diesel engines [Text] / P. Adkins // Fairplay Inst Ship Weekly. - 1982. - Vol. 28. - P. 27-29.
14. Taylor, R. Multicomponent mass transfer [Text] / R. Taylor, R. Krishna. - New York: John Wiley & Sons inc., 1993.
15. Thomson, RV The burning of emulsified fuels in diesel engines [Text] / RV Thomson, J. Thorp, G. Armstrong, P. Katsoulakos // Trans. Jnst. Mar. Eng. - 1981. - Vol. 93. - P. 19-25.

УДК 629.5.054.3-73

Костко Д. С., кер.проф. Корбан В. Х.
Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності контролю накипоутворення в суднових водоопріснювальних установках

ABSTRACT

The processes of the formation of the hardest sulfate scale and a decrease in the intensity of its formation on the surfaces of ship water desalination plants of an excess type using remote control of the boiling point of water carried out by a hypsothermometer are considered. The boiling point of water in a desalination plant determines the pressure of saturated steam in it. According to these technological parameters, by changing the temperature of heating sea water in a desalination unit, the boiling point of water is controlled to a value at which the rate of formation of sulfate scale decreases.

Key words: scale formation intensity, saturated steam pressure, boiling point of water, sulfate scale, excess desalination plant, remote control, control system parameters.

РЕФЕРАТ

Розглянуто процеси утворення найбільш твердого сульфатного накипу і зменшення інтенсивності його утворення на поверхнях суднових водоопріснювальних установок надлишкового типу за допомогою дистанційного контролю температури кипіння води, який здійснюється гіпсотермометром. За температурою кипіння води в водоопріснювальній установці, визначається тиск насиченої пари в ній. За цими технологічними параметрами, шляхом змінювання температури підігріву морської води в опріснювачі, регулюється температура кипіння води до величини, при якій зменшується інтенсивність утворення сульфатного накипу.

Ключові слова: інтенсивність накипоутворення, тиск насиченої пари, температура кипіння води, сульфатний накип, надлишкова водоопріснювальна установка, дистанційний контроль, параметри системи контролю.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

Накип, при отриманні дистильованої води в опріснювальних установках, утворюється при кипінні і сукупність мінеральних речовин, що знаходяться в морській воді, випадає в осад на поверхню опріснювача. Це негативно впливає на теплопередачу і продуктивність водоопріснювальної установки. Найбільш твердої і важко відокремлюємо від поверхні нагрівання є сульфатний накип, який утворюється у випарниках надлишкового тиску при температурі кипіння морської води в ньому 100 ºС - 129 ºС. Тому оптимізація процесу дистанційного контролю інтенсивності утворення сульфатного накипу, при отриманні дистиляту, є актуальним завданням.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

У статтях [1-4] розглянуті хімічні, термічні, фізичні та біологічні технології водообробки на морських судах. При використанні цих технологій катіони кальцію і магнію, оксиди заліза і міді переводять комплексні аніони з'єднань, добре розчинних у воді, і які залишаються в ній. Тому розробка дистанційного контролю інтенсивності накипоутворення дозволяє істотно зменшити або запобігти утворенню найбільш небезпечного сульфатного накипу в суднових водоопріснювальних установках.

Формулювання мети статті **(постановка задачі)**

Метою даної роботи є розробка дистанційного контролю технологічного режиму одержання води в опріснювальних установках надлишкового тиску, що дозволяє зменшити інтенсивність сульфатного накипоутворення.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Розчинені у воді речовини викликають при її кипінні утворення на поверхнях нагрівання водяної опріснювальної установки надлишкового тиску сульфатного накипу при температурі кипіння води від 100 ºС до 120 ºС.

При такій температурі кипіння води утворюється насичена пара, тиск якої змінюється від 101,3 кПа до 198,5 кПа. На морських судах в даний час використовуються різні хімічні методи очищення поверхні нагрівання опріснювальних установок, а для зменшення утворення накипу проводиться обробка морської води певними хімічними присадками. Новоутворений накип погіршує теплопередачу, збільшує витрату дизельного палива до 7% і веде до перегріву металу теплообмінних поверхонь і в цілому зменшує ефективність роботи водоопріснювальних установок.

В опріснювальній установці випаровування води відбувається з її вільної поверхні при будь-якій температурі. І чим вище температура води в опріснювачі, тим швидше йде процес її випаровування. При нагріванні води до досить високої температури відбувається бурхливе пароутворення як з поверхні води, так і по всьому її об'єму. Тиск водоопріснювальної установки, відповідно до закону Дальтона, стає рівним тиску повітря і парів води в ній. Йде процес кипіння води, при якому важливу роль відіграють бульбашки повітря, наявні в воді, які утворюються на кордоні води і стінок опріснювача. Коли виштовхуюча сила, що діє за законом Архімеда, стане більше сили зчеплення зі стіною опріснювача, то він виштовхується з води, лопається і викидає насичений пар. Тиск насиченої пари $P_{нп}$ усередині бульбашки дорівнює сумі зовнішнього тиску $P_в$ на воду і тиску під викривленою поверхнею $P_{вп}$ [5,6]. Умова кипіння води в опріснювачі запишеться у вигляді:

$$P_{нп} \geq P_в . \qquad (1)$$

При цьому радіус бульбашок повинен бути не менше 1 мм. Тиск насиченої пари в опріснювачі дорівнює тиску над поверхнею води і визначається

тільки температурою води. З (1) випливає, що точка кипіння води в опріснювачі залежить від тиску над поверхнею води і з його ростом зростає і точка кипіння. У закритій ємкості опріснювача, де є вода, відбувається як процес випаровування води, так і процес конденсації водяної пари в воду. Через деякий час встановлюється між ними динамічна рівновага, при якої утворився насичена пара, щільність якої визначається рівнянням Клайперона- Менделєєва:

$$\rho = Am_0T^{\alpha}e^{-\frac{U_0}{kT}}, \quad (2)$$

де A - коефіцієнт, що залежить від хімічного стану водяної пари;

m_0 - маса молекули водяної пари, кг;

T - абсолютна температура, К;

α - температурний коефіцієнт тиску пари, 1/273К$^{-1}$;

U_0 - енергія випаровування, Дж;

k - постійна Больцмана, Дж/К.

Водяна пара, що знаходиться в динамічній рівновазі з водою в опріснювачі є насиченою парою при незмінній температурі. Якщо тиск пари нижче тиску насиченої пари, то така пара буде ненасичена. При стисненні насиченої пари концентрація молекул в ній збільшується і частина пари перетворюється в рідку воду, так як при цьому порушується рівновага між процесами випаровування та конденсації. При розширенні насиченої пари концентрація молекул в ній зменшується, і частина води знову перетворюється в пару. Якщо зовнішній тиск знижується, то температура кипіння води також знижується, а при його підвищенні температура кипіння води підвищується (табл.1).

Таблиця 1. Залежність температури кипіння води від змінювання тиску

t,°C	100,0	99,6	96,9	95,0	90,0	83,0	75,0	70,0	50,0	40,0	30,0	20,0	10,0
Р,кПа	101,3	100,0	90,7	84,5	70,1	53,7	38,5	31,1	12,3	7,4	4,2	2,3	1,2

При змінюванні тиску насиченої пари над поверхнею води змінюється і температура кипіння води (табл.2).

Таблиця 2. Залежність змінювання температури кипіння води в опріснювачі від змінювання тиску насиченої пари над її поверхнею

t,°C	99	120	133	143	151	158	164	170	174	179	200	211	236
Р, кПа	98	196	290	390	490	590	690	780	880	980	1560	1960	3880

Утворення накипу в опріснювачі залежить від температури кипіння води і тиску насиченої пари над її поверхнею.

З метою зменшення інтенсивності утворення сульфатного накипу в опріснювачі надлишкового тиску виникає необхідність в дистанційному контролі змінювання температури кипіння води від 100 ºС до 120 ºС або контролі змінювання тиску насиченої пари в опріснювачі в межах від 101,3 кПа до 198,0 кПа. Як датчик температури киплячої води використовується ртутний термометр, а тиск насиченої пари вимірюється гіпсотермометром, шкала якого відградуйована в кілопаскалях. Таким чином, визначення тиску насиченої пари в опріснювачі зводиться до вимірювання температури пари киплячої води. При відхиленні температури кипіння води від 100 ºС або тиску насиченої пари від 101,3 кПа дистанційна система зменшує температуру підігріву води в гріючої батареї опріснювача, що приводить в норму температуру кипіння води і тиск насиченої пари в водоопріснювальній установці надлишкового тиску. При тиску насиченої 101,3 кПа і при температурі кипіння води 100°С в водоопріснювальній установці надлишкового тиску не буде відбуватися утворення сульфатного накипу, тобто підвищується ефективність її роботи.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

1 Проведено аналіз фізичних процесів, що протікають у водоопріснювальній установці, який показав, що при отриманні дистильованої води з насиченої пари відбувається утворення нерозчинного у воді сульфатного накипу, який має негативний вплив на поверхню опріснювача.

2 З метою зменшення інтенсивності утворення накипу обгрунтовано дистанційний контроль за відхиленням температури кипіння води і тиску насиченої пари в опріснювальній установці від їх номінальних значень: тиску насиченої пари 101,3 кПа і температурі кипіння води 100 °С шляхом зменшення температури гріючої батареї.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 Кашинский В.А. Технологии подготовки воды в энергетике / В.А. Кашинский. – Одесса:Феникс, 2008. - 400с

2 Сурін С.М. Технології обробки води в суднових енергетичних установках: навчальний посібник / С.М. Сурін, В.М. Калугін, І.В. Логішев. – Одеса:ОНМА, 2013. – 123с.

3 Федоренко В.М. Эксплуатация судовых котельных установок / В.М. Федоренко, В.М. Залетов, В.И. Руденко, И.Г. Беляев. – М.: Транспорт, 1991. – 272с.

4 Сурин С.М. Основы водоконтроля и водообработки на морских судах: учебное пособие / С.М. Сурин. – Одесса: ОНМА, 2002. – 125с.

5 Енохович А.С. Справочник по физике и технике: учебное пособие для учащихся. – 3-е изд., перераб. и доп. / А.С. Енохович. – М.: Просвещение, 1989. – 224с.

6 Яворский Б.М. Основы физики.Т.1 / Б.М. Яворский, А.А. Пинский. – М.: Наука, 1974. – 496с.

УДК681.518.3:621.371

Питомець Д.С., кер.проф. Корбан В. Х.
Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності контролю якості води в системі охолодження в системі охолодження дизеля

Вступ:

Система охолодження двигуна внутрішнього згоряння- сукупність пристроїв, що забезпечують підведення охолоджувальної середовища до нагрітих деталей двигуна і відведення від них в атмосферу зайвої теплоти, яка повинна забезпечувати найвигіднішу ступінь охолодження і можливість підтримання в необхідних межах теплового стану двигуна при різних режимах і умовах роботи.

У період згоряння робочої суміші температура в циліндрі досягає 2000 °С і більше. Система охолодження призначена для підтримання оптимального теплового стану двигуна в межах 300-400 °. Сильний нагрів може викликати порушення нормальних робочих зазорів і, як наслідок, посилений знос, заклинювання і поломку деталей, а також зниження потужності двигуна, за рахунок погіршення наповнення циліндрів горючою сумішшю, самозайманя та детонації. Для забезпечення нормальної роботи двигуна необхідно охолоджувати деталі, дотичні з гарячими газами, відводячи від них тепло в атмосферу безпосередньо, або за допомогою проміжного тіла (води, низько замерзаючої рідини). При надмірно сильному охолодженні робоча суміш, потрапляючи на холодні стінки циліндра конденсується і стікає в картер двигуна, де розріджує моторне масло. Як наслідок цього потужність двигуна зменшується, а знос збільшується. При зниженні температури масло густіє. Це є причиною того, що масло гірше подається в циліндри і збільшується витрата палива, зменшується потужність. Тому система охолодження повинна обмежувати температурні межі, забезпечуючи найкращі умови роботи двигуна.

Охолоджуюча вода, так само як паливо і масло, вимагає обробки і спостереження, в іншому випадку на внутрішніх поверхнях системи охолодження з'являються корозія, ерозія, кавітація і внутрішні відкладання, які призводять до збільшення термічного опору теплообміну. Якість води оцінюється наступними характеристиками.

Загальна жорсткість — сумарна кількість іонів кальцію і магнію (мг-екв/л), визначається титруванням води розчином трилона Б в присутності індикатора (хром темно-синього). Загальна жорсткість повинна бути 1,5—3,0 кг-екв/л, вміст хлоридів — не більше 100 мг/л (солевміст «стандартної» морської води — 35 г/л); 1 мг-екв/л = 2,804° dH (німецьких градусів солевмісту). Жорсткість води збільшується на 1° dH, якщо на 1000 л води додати 40 г сульфату магнію (MgSO4), 40 г нітрату кальцію Ca(NH3)2 і 30 г сульфату кальцію — гіпсу (CaSO4).

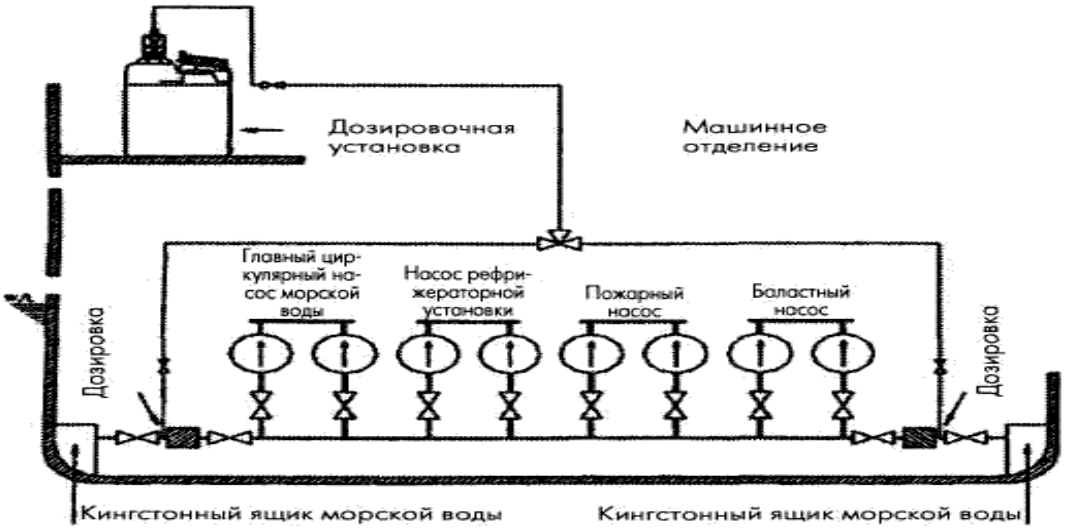
Рекомендується застосовувати дистилят (наприклад, з опріснювача) або повністю знесолена вода. Ці води не містять вапна і солі, не викликають відкладення, але вони більш корозійно-активні, ніж нормальна жорстка вода, так як на стінках не може утворитися тонкий вапняний шар, що забезпечує антикорозійний захист. В зв'язку з цим водні дистиляти слід готувати особливо ретельно. Водневий показник (pH) характеризує концентрацію водневих іонів і є також показником агресивності води.

Водневий показник для води має становити 6,5—8 при 20 °С. Значення 7 є нейтральним між кислим і лужним станом води. Якщо водневий показник лежить нижче вказаного значення, то його можна підвищити додаванням нітрату натрію NaNO3 або їдкого натрію NaOH. Водневий показник приготовленої охолоджуючої води повинен знаходитися в діапазоні 7,5—8,5. Хімікати попередньо розчиняються у воді, а потім поступово домішуються в зрівняльної цистерні при працюючому дизелі. Зазвичай дуже м'яка вода має підвищений вміст вугільної кислоти, яка зменшує водневий показник. При нагріванні води вище 80 °С вугільна кислота виділяється, що підвищує водневий показник.

1.Обробка морської охолоджуючої води:

Для того щоб уникнути забруднення систем забортної води, Юнитор розробив на основі амінів дуже ефективний засіб проти морської рослинності, такий як молюски, водорості і мікроорганізми, для запобігання проблем забруднення. Через свої властивості утворювати плівку цей продукт також діє як інгібітор корозії. Bioguard може застосовуватися як в статистичних установках, так і в установках циркуляції рідини, таких, як баластні цистерни і контурні охолоджувальні системи.

Схема на малюнку 1 показує типове розміщення дозування.



(Мал.1). В залежності від певної ситуації таке розташування може бути модернізовано. Хоча Bioguard поступово очистить забруднену систему, обробку все ж слід починати на чистій системі.

2. Дозування для охолоджуючих систем морської води:

Дозувати 0,6 літра Bioguard на кожні 100 м3 морської води, що протікає через систему у годину. Пропускна здатність системи повинна визначатися або по продуктивності насоса (насосів) або за технічними вимогами системи. Обробка необхідна при використанні прибережних вод і повинна початися за три дні до введення в систему і триватиме три дні після видалення прибережних вод з системи. Циркуляційну дозування слід проводити протягом години і повторювати кожні 48 годин.

Антикорозійні присадки слід додавати не в чистому вигляді, а у вигляді концентрованої емульсії: 1 л масла на 3-5 л води. Концентрована емульсія вводиться в систему охолодження, де забезпечується хороше перемішування її з водою, наприклад, через повітряний кран на всмоктуючої порожнини насоса.

Стійкість емульсії залежить від жорсткості води. У занадто жорсткій воді масло швидко виділяється з емульсії і його захисна дія знижується. Найбільш стійка емульсія виходить, якщо жорсткість знаходиться в межах 8-29 мг CaCO3 на 1 л води; при жорсткості 29-57 мг рекомендується пом'якшувати воду, а при жорсткості понад 57 мг пом'якшення води обов'язково. Надмірно м'яка вода (менше 8 мг CaCO3 на 1 л води) сприяє вспінювання.

Однією з причин появи термоусталостних тріщин в кришках циліндрів і перемичках між клапанами є відкладення на поверхнях охолодження солей компонентів масляних присадок. Вони погіршують відведення теплоти від поверхні металу в охолодну середу, в результаті чого температура в зазначених місцях підвищується на 50-70 °С і більше порівняно з температурою в початковий період роботи дизеля.

Присадки на органічній основі створюють на охолоджуваних поверхнях адсорбційну плівку, що захищає метал від корозійно-ерозійних руйнувань, Присадки на масляній основі «Шелл Дромус» і ВНИИНП-117/Д при хонцентрации 1 % і більше утворюють плівку, товщина якої протягом 500— 1000 і роботи дизеля може досягати 0,3—0,5 мм. В ній під дією високої температури (вище 170 °С) і в результаті каталітичного дії металевої поверхні розвиваються деструктивні процеси з утворенням продуктів ущільнення, що сприяють виникненню перегрівів дизелів, що може призвести до відмови або аварії дизеля.Оцінку термостійкості емульсійних присадок здійснюють методом термографометричного аналізу на дериватографі системи "Паулік-Ердей" (ВНР). Для випробувань відбирають 0,10—0,12 кг присадки і поміщається в платиновий тигель з кришкою; потім присадка нагрівається зі швидкістю 10 °С/хв до 500 °С. Час експозиції 50 хв. у процесі аналізу газоподібні продукти розкладання відсмоктуються. На рис. 7.24 показано дериватограммы випробуваних присадок ВНИИНП-117/Д, «Шелл Донакс», «Шелл Дромус», Н1, «Ароста», «Эмакс-1». Термостійкість оцінюється по температурі, що відповідає максимальній швидкості розкладання на кривій шляхом проектування її вершини на криву Т.(рис. 7.24)

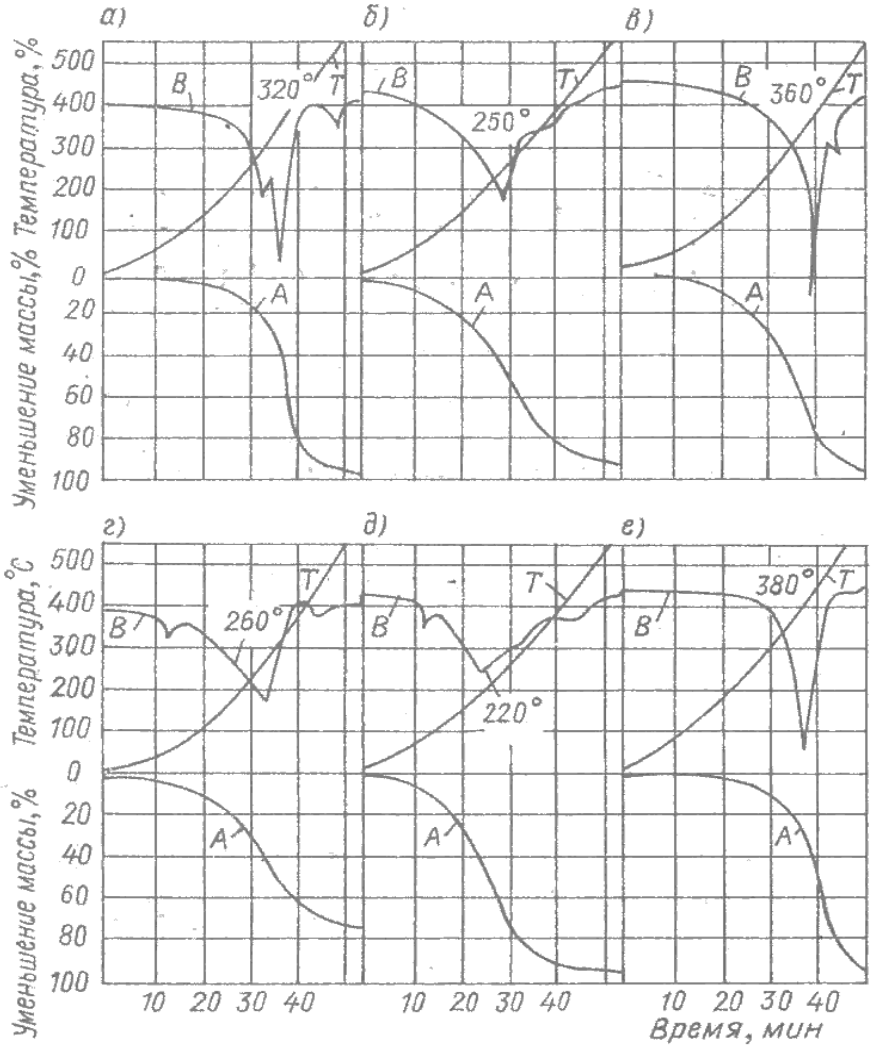


Рис. 7.24. Дериватограммы испытанных присадок: *а* — ВНИИНП-117/Д; *б* — «Шелл Донакс»; *в* — «Шелл Дромус»; *г* — Н1; *д* — «Ароста»; *е* — «Эмакс-1»; *А*, *Т* — зависимости массы и температуры от времени в процессе нагрева образца присадки; *В* — кривая скорости изменения массы.

Найбільшу температуру розкладання має присадка «Эмакс-1» (380 °С), а найменшу — «Ароста» (220 °С).

Захисна масляна плівка при руйнуванні знову не розчиняється у воді, а накопичується на поверхні води в розширювальної цистерні. Причинами руйнування плівки можуть бути: додавання в систему занадто жорсткої води, наявність тонкої плівки накипу або шламу на поверхні охолодження до застосування олії, природне руйнування плівки із-за давності її утворення. При високій концентрації емульсії масло може накопичуватися в розширювальної цистерні, але це не свідчить про руйнування плівки.

Пробу охолоджуючої води беруть тільки з добре протікає трубопроводу після невеликого продування (не можна брати пробу з зрівняльного бака). Порядок проведення аналізу наступний:

- влити воду (100 см3) через ватний тампон в визначник емульсії;

— долити концентровану соляну кислоту до позначки В;

- закрити визначник емульсії скляною пробкою і добре збовтати (Підігрів в теплій воді прискорює відділення води від масла);

— поставити визначник емульсії і, якщо розділені рідини стають ясними, визначити за шкалою об'ємну частку масла у відсотках;

— зміст визначника емульсії вилити, добре промити його і просушити.

Часте Доповнення антикорозійної присадки, велика кількість виділеного в зрівняльному Баку масла і мала стабільність емульсії є сигналом необхідного очищення циркуляційної системи охолодження.

Захисна дія хімічних присадок в охолоджувальній воді забезпечується тільки в разі, якщо їх концентрація підтримується точно відповідно до інструкцій виробника. При відхиленнях (вище або нижче) може з'явитися посилена корозія омиваних водою деталей. Це вимагає перевірки концентрації в зазначені заводами проміжки часу з урахуванням відповідних інструкцій.

На суднових дизелях широко застосовують такі олійні присадки до прісної води систем охолодження (в дужках фірма-виготовлювач): «Энергол СВ4» (допоміжного дизеля), «Солюблойл Ц» («Ексако»), «Дикул-1» («Кастрол»), «Кутвел-40» («Ессо»), «Гульфакт-51А» («Гулф»), «Сольфак-2», «Сольфак-1535», «Мобіл дизел гидротон» (солі хромової кислоти) («Мобіл Ойл»), «Шелл Дромус», «Шелл До-накс» («Шелл»), «Нораст» (СЕКУ СА), «Ароста» («Визура»). З вітчизняних присадок можна назвати: ИНК-8, ВНИИНП-117, хроматную, хроматно-нитритную. Останнім часом з'явилися нові присадки, такі як Н1 (ПНР), вітчизняні ВНИИНП-117/Д і «Екстрол».

Зарубіжні фірми пропонують 1-2 %-ві концентрації присадок з візуальним контролем їх змісту. Перевірка концентрації в лабораторних умовах проводиться методом розкладання концентрованою сірчаною кислотою.

У разі відсутності присадок чорні метали, що входять в систему охолодження, інтенсивно корродируют навіть при охолодженні чистим конденсатом (або дистилятом). При використанні присадок продукти корозії вимиваються (тим інтенсивніше, чим вище концентрації присадки) і забивають (зашламляют) охолоджувачі. Підвищена концентрація присадки призводить до відкладень на гарячих поверхнях кришок і втулок циліндрів, місцевих перегрівів і термоусталостних тріщин. Звідси випливає необхідність промивання системи охолодження дизельної установки робочої емульсією зі зливом через 25-50 год роботи. Початкова концентрація присадки в системі охолодження среднеоборотного дизеля не повинна перевищувати 0,20—0,25 %, а кінцева концентрація може досягати 0,02 %.

Висновок:

Введення розроблених присадок хімічного типу в охолоджуючі рідини двигунів внутрішннього згорання забезпечує не тільки підвищення їх надійності за рахунок запобігання кавітаційно-корозійних руйнувань і накипоутворення, але і сприяє зниженню витрати палива.

Для підвищення ефективності застосування присадок необхідно визначити параметри, найбільш істотно залежать від експлуатаційних впливів, вивести залежність цих параметрів від часу і інших чинників, для підвищення ефективності контролю якості води в системі охолодження шляхом моніторингу властивостей робочих середовищ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сурін С.М., Калугін В.Н., Логішев І.В. Технології обробки води в суднових енергетичних установках: навчальний посібник для курсантів і студентів морських вузів. – Одеса: ОНМА, 2007. – 100 с.

2. Артемов Г.А. та ін. Суднові енергетичні установки. - СПб.: ВН - СП., 2002. -411с.

3. Возницкий И.В., Михеев Е.Г. Судовые дизели и их эксплуатация. Учеб. для мореход, училищ.- М.: Транспорт, 1990. - 360 с.

4. Розробка та дослідження комплексної присадки до систем охолодження суднових ДВС. Електронний ресурс : http://www.dslib.net/sudov-energoustanovki/razrabotka-i-issledovanie-kompleksnoj-prisadki-k-sistemam-ohlazhdenija-sudovyh-dvs.html

УДК: 502.3; 621.436.13(12); 629.123(122)

Ільінков І. І., кер. доц. Калугін В. М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення роботоздатності систем подачі палива високого тиску суднових дизелів

Анотація

Сучасне судно являє собою складну технічну систему, відмова складових якої, може спричинити аварійну ситуацію. Згідно статистичних даних стосовно аналізу аварій і аварійних подій із суднами, найчастіше бракує надійності головному дизелю (ГД). Повна втрата або зниження рівня роботоздатності компонентів паливної системи високого тиску (ПСВТ) є провідною причиною відмов ГД з можливими катастрофічними наслідками, особливо під час маневрування судна і плавання в штормових або особливих умовах [4,6].

Таким чином, підвищення працездатності компонентів ПСВТ безпосередньо впливає на забезпечення високого рівня надійності ГД і безпеки плавання судна у цілому. Крім того якість регулювання ПСВТ суднових двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ) впливає на процес згоряння палива, що справляє визначальний вплив на формування викидів шкідливих речовин в атмосферу і, відповідно, загрозі навколишньому середовищу.

Аналіз категорій загроз при експлуатації мало обертових дизелів (МОД) дозволив встановити три основних категорій загроз, що мають довгочасний характер і не можуть бути оперативно усунені. До них відносяться:

– теплове перенавантаження циліндрів на режимах повного ходу (ПХ),

– завищені значення мінімальних частот обертання,

– забезпечення сталої роботи на режимах малого ходу (МХ) (“Slow Steaming”) та неможливість пуску дизеля при маневруванні.

Ці загрози визначаються головним чином якістю регулювання та оперативністю й достовірністю моніторингу технічного стану ПСВТ. Інструкції з експлуатації МОД і результати відповідних оприлюднених досліджень не дозволяють виконати належне якісне налаштування компонентів ПСВТ з урахуванням змін їх технічного стану в процесі експлуатації дизеля, а також технологічних помилок при їх виготовленні та монтажу.

Нижче розглянуто основні шляхи вирішення вищезазначених проблем.

Вступ

Якість регулювання дизеля може визначати загрозу як навколишній середі, так і людському життю. Міжнародною морською організацією розроблено Конвенцію МАРПОЛ Додаток VI [5], який передбачає обмеження викидів шкідливих речовин випускних газів головних і допоміжних двигунів. Наслідками неправильної роботи ПСВТ можуть бути дефекти окремих елементів ГД, відмова під час маневрування, аж до виникнення пожежі в машинному відділенні.

Для суднової енергетичної установки (СЕУ) ефективність експлуатації може бути в повній мірі оцінена надійністю і економічністю роботи ГД. Ці фактори пов’язані між собою та визначають безпеку експлуатації енергетичної установки та судна в цілому. Вирішується проблема ефективної експлуатації спільними зусиллями проектантів, виробників двигунів і відповідальними за експлуатацію. Можемо відокремити три основні фактори, що знижують ефективність та безпеку експлуатації ДВЗ: конструктивні та технологічні помилки при виготовлені та проектуванні СДВЗ, людський фактор та рівень експлуатації, що залежить від кваліфікації та рівнів знань членів машинної команди [6].

Робота головного дизеля на режимах повного ходу

Режим ПХ є основним режимом експлуатації судна. забезпечення надійності СЕУ на режимах ПХ в значній мірі залежить від рівня навантаження ГД. Найбільш частою причиною зниження надійності, що зустрічається на практиці – це перенавантаження ГД по параметрах теплової та механічної напруженості на режимі ПХ.

Під тепловою напруженістю мається на увазі абсолютна температура на поверхнях деталей камери згорання та температурне напруження в них, що визначається нерівномірністю поля температур у товщі металу. Під механічною напруженістю мається на увазі питомий тиск у підшипниках головного руху, тиск на стінки циліндра поршневих кільц і напруга в деталях, визначені тиском газів у циліндрі та характером його зміни [1].

В умовах експлуатації тривалі режими ПХ судна звичайно визначають при потужності 75-90% від номінальної. Однак ці рівні навантаження також доводиться знижувати в складних умовах плавання, або згідно рейсовим завданням. Для запобігання перенавантаження вводять обмеження подачі палива в співвідношенні з обмежувальною характеристикою дизеля.

Втрати пуску та реверсу, забезпечення надійної роботи в районі мінімальних навантажень

Найважливішими категоріями загрози на маневрах є відмови пусків та реверсів ГД та неможливість забезпечення мінімальних обертів дизеля, що відповідають режиму самого малого ходу, оскільки в силовому устаткуванні з прямою передачею потужності на гвинт фіксованого кроку можливість маневрування цілково визначається маневровими якостями ГД. Можливі відмови пусків двигуна через відсутність паливоподачі в циліндри дизеля.

При порушенні циркуляції важкі сорти палива застигають. Застигле паливо в паливних порожнинах форсунки перешкоджає відновленню циркуляції крізь неї, потрібен час для відновлення нормального функціонування ПСВТ.

Вибухи й пожежі в двигуні при пуску можливі за наявністю великої кількості палива і мастила в підпоршневих порожнинах циліндрів, в продувному й випускному колекторах і мастила в магістралі пуску. Випаровування нафтопродукту і змішування його з повітрям при концентрації більш за 3% робить суміш вибухонебезпечною (рисунок 1). Вибух зініціюється першими спалахами в циліндрі, коли полум'я може потрапити в пусковий трубопровід, в випускний колектор, в продувний ресивер при закиданні газів крізь продувні вікна в підпоршневі порожнини [2].

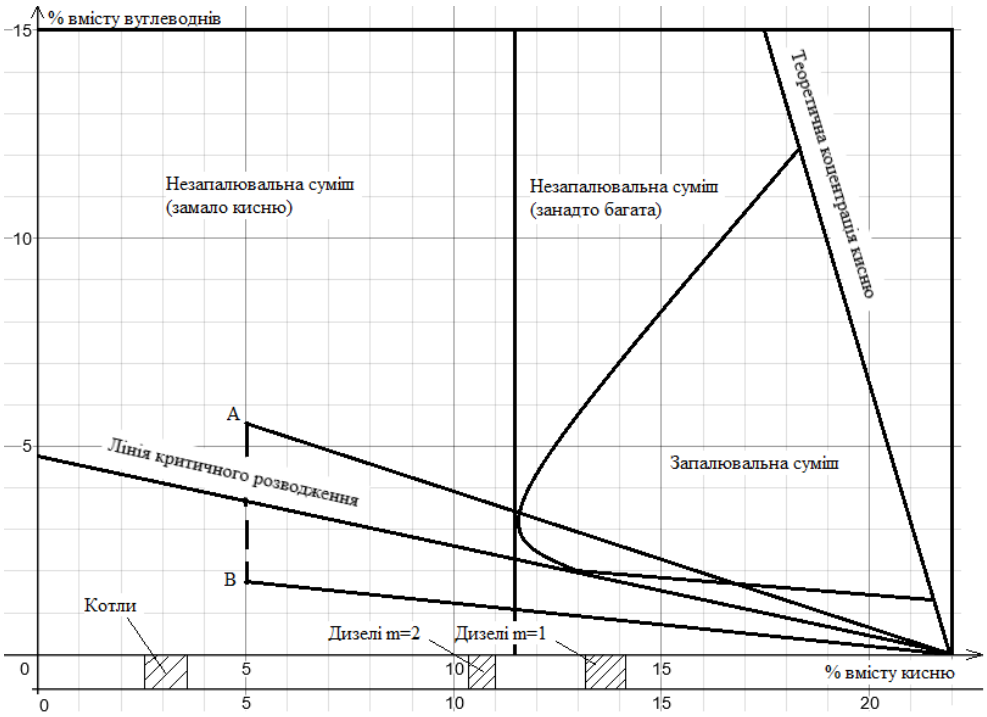


Рисунок 1 – Діаграма запалення суміші повітря та вуглеводню

Диміння ДВЗ при пусках на важких сортах палива спостерігається завжди на перших обертах. Однак після перших сполохів диміння завершується. Якщо цього не сталося – причиною може бути зависання голок форсунок (погане розпорошення палива) чи недостатня кількість повітря. Несправна форсунка може бути знайдена після виходу на сталий режим по

показникам параметрів робочого процесу циліндрів та заміна за першою можливістю.

Вихід з ладу головок поршнів визначається перенавантаженням циліндрів на режимах ПХ, коли головка прогорає; це перенавантаження частіш є наслідком поганого регулювання паливної апаратури.

У випадках, коли при низькому технічному стані системи упорскування, поганому розпорошенні палива в циліндрі відсутні сполохи послідовно на кількох обертах колінчастого валу (ОКВ), спостерігаються «жорсткі» пуски. Коли при черговому ОКВ паливо, нарешті, запалюється – це приводе до вибуху, при якому показники механічної напруженості значно вищі за показники повного ходу («жорсткість» процесу згорання може підвищитись у 3-4 рази) [3]. Для своєчасного виявлення цих категорій загроз в період маневрових операцій потребується підвищена увага вахтового механіка при зовнішньому огляді дизеля та при прослухуванні роботи циліндрів під час пуску.

Задачі регулювання та обліку технічного стану ПСВТ

Навантаження кожного циліндру характеризується величиною середнього індикаторного тиску p_{mi}, механічна напруженість – тиском згорання p_z, і «жорсткістю» робочого процесу $\Delta p/\Delta\varphi$, теплова напруженість – температурами стінок циліндра t_{cm} [1], економічність – індикаторним ккд – η_i. Ці параметри, що характеризують роботу циліндрів, визначаються параметрами регулювання паливної апаратури. Для окремого нового технічно справного дизеля, для якого закон упорскування палива може бути прийнятим ідентичним по різним циліндрам.

Таким чином, умови роботи кожного циліндру дизеля визначаються 2-ма параметрами регулювання паливної апаратури – активним ходом h_a і кутом випередження подачі $\varphi_{квп}$. Підтримка цих параметрів на встановленому рівні при експлуатації нового дизеля буде гарантувати необхідну потужність двигуна, економічність роботи рівномірний розподіл навантаження по циліндрам, відсутність теплової та механічної напруженості. Слід додати ще один важливий параметр, що визначає надійність роботи приводу паливного насоса – хід плунжера від його нижній позиції до моменту початку подачі палива $h_{пп}$.

Дослідження показали, що усі сучасні малообертні дизелі мають трапецеподібний чи близький до нього закон руху плунжера (Рисунок 2) [3]. Уся паливоподача здійснюється при постійній швидкості руху плунжера. На розгін плунжера до повної швидкості необхідно 4-5 мм ходу плунжера. Якщо організувати початок подачі на цій частині ($h_{пп} \leq$ 4-5мм), то це утворить додаткові напруження в приводі насосу.

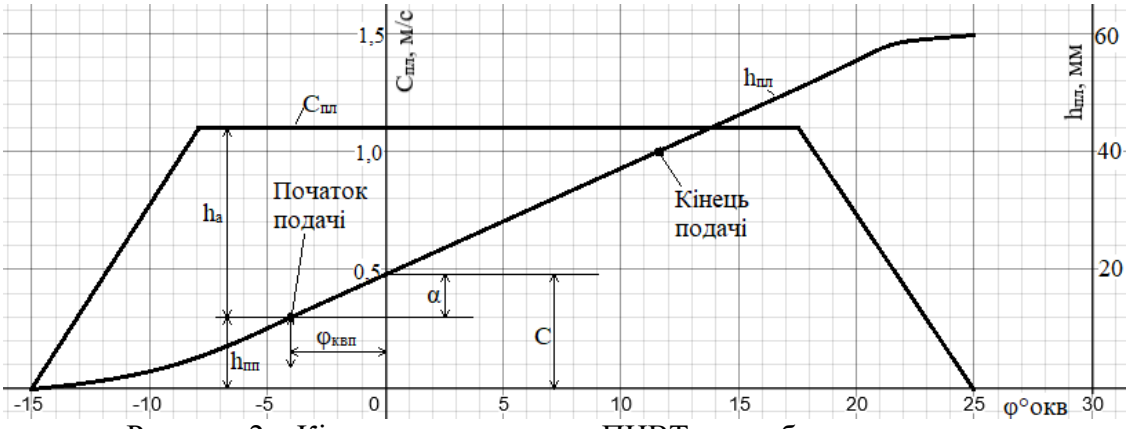


Рисунок 2 – Кінематика плунжера ПНВТ малообертного дизеля

В процесі експлуатації технічний стан паливної апаратури погіршується. Це зниження рівня повинно бути компенсовано зміною параметрів регулювання.

Висновки

- Основним елементом, що визначає аварійність морського судна по технічним причинам, становить ГД.
- Встановлено 3 категорії загроз при експлуатації морських суден з МОД в якості ГД, які мають протяжний характер і не можуть бути усунені оперативно. Це – теплове перенавантаження циліндрів на режимах ПХ, завишенні мінімальні оберти, проблема МХ і неможливість пуску дизеля при маневруванні. Ці загрози визначаються головним чином якістю регулювання та діагностування технічного стану паливної апаратури дизеля.
- Інструкції з експлуатації головних суднових дизелів та оприлюднені дослідження в цій сфері не дозволяють виповнити якісне налагодження паливної апаратури і своєчасне вибракування елементів паливоподачі, оскільки при цьому не враховуються технологічні помилки виготовлення і монтажу елементів двигуна та зміну технічного стану елементів системи паливоподачі в процесі експлуатації.
- Відсутність можливості обліку технологічної похибки виготовлення і монтажу та зміни стану паливної апаратури в процесі експлуатації приводе к зниженню надійності, роботоздатності та економічності головних суднових дизелів, що визначає актуальність проблеми їх якісного регулювання та своєчасного вибракування елементів ПСВТ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1990.

2. Soot deposits and fire in exhaust gas boiler. MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2004 – p.21.

3. Васькевич Ф.А. Повышение эффективности эксплуатации главных судовых дизелей методами регулирования и диагностики топливной аппаратуры. – Новороссийск, МГА им. Ф.Ф Ушакова, 2009 – 174с.

4. Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 38. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. -312 с.

5. Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден від 02.11.1973 р. // [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
hhtp://zakon4.rada.gov.ua//laws/show/896_009

6. Marine Engine Damage Study 2015 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.swedishclub.com

УДК: 656.085: 621.431.74:621.431.74.052

Коротков М. О., кер. доц. Калугін В. М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення ефективності експлуатації газотурбокомпресорів суднових дизелів шляхом моніторінга їх технічного стану

Анотація

В доповіді наведено, що основною причиною відмов суднових дизелів внутрішнього згоряння (СДВЗ) усіх типів є пошкодження газотурбокомпресорів (ГТК) на долю яких припадає до 39% від загальної кількості відмов СДВЗ .

Найчастіше відмовляють такі вузли ГТК як ротор, соплові і робочі лопатки газової турбіни, опорні та опорно-упорні підшипники ковзання, внаслідок режиму «помпажу» компресору і порушення балансування ротору, що обумовлено відкладеннями у лопаткових апаратах турбін і компресорів та пошкодженням останніх [1].

В цілях забезпечення високого рівня технічного стану ГТК необхідно постійно контролювати рівень вібрації ГТК. Наведено рекомендацій щодо моніторінга рівня вібрації ГТК і заходи стосовно підтриманню високого рівня технічного стану лопаткових апаратів турбін і компресорів що дозволить забезпечувати високу ефективність роботи ГТК і СДВЗ у цілому.

Аналіз показників надійності СДВЗ і ГТК

В умовах зростання питомих потужностей головних і допоміжних суднових дизелів (СДВЗ), в основному за рахунок їх форсування, і, пов'язаним з цим збільшенням механічного та теплового навантаження на деталі цідіндропоршневої групи (ЦПГ), особливе значення набуває забезпечення високого рівня технічного стану в процесі експлуатації вузлів газотурбокомпресорів (ГТК) і елементи повітряно – газового тракту. У таблиці 1 наведено, найбільш поширенні пошкодження конструктивних вузлів ГТК.

У таблиці 1 наведено, найбільш поширенні пошкодження конструктивних вузлів ГТК.

Багаторічний досвід експлуатації СДВЗ з турбонаддувом свідчить про те, що в процесі їх роботи відбувається неминуче поступове погіршення технічного стану та характеристик ГТК. Основною причиною зміни характеристик

ГТК є занос (забруднення) проточних частин турбін і компресорів, що призводить до зниженню їх ефективності [1,2].

Таким чином, в процесі експлуатації ступінь узгодженості характеристик дизеля і ГТК, частково або повністю порушується.

У свою чергу відкладення у проточній частині турбіни, порушує урівноваженість ротору, що може викликати відмови ГТК. Крім того ГТК входить до складу термічно і механічно навантажених вузлів і деталей дизелів, що впливає на їх експлуатаційну надійність СДВЗ у цілому.

Середня тривалість безвідмовної роботи ГТК головних двигунів різна і залежить від якості виготовлення й умов експлуатації. Слід зазначити, що роботи з усунення відмов ГТК носять, в основному, заводський характер, що значно ускладнює їхнє виконання.

Найчастіше відмови ГТК типів VTR були викликані пошкодженнями роторів, 23,3%. Основними причинами пошкодження роторів і руйнувань підшипників є порушення балансування ротора що спричинені експлуатаційними відкладеннями на робочих лопатках, диску турбіни, і колесі компресору. Ще однією важливою причиною виникнення значних вібраційних навантажень і наступних ушкоджень ГТК є їх робота в зоні нестійких режимів – режимі «помпажу» компресору.

Таблиця 1 - Відносна кількість несправностей компонентів газотурбокомпресорів типу VTR головних двотактових СДВЗ MAN-B&W

Компоненти газотурбокомпресорів	Відносна кількість несправностей, %
Газотурбокомпресор в зборі, ротор й корпусні компоненти	
Газотурбокомпресор, як єдиний агрегат	6,4
Ротор газотурбокомпресору в зборі	23,3
Лабіринтові ущільнення	11,1
Компресор	
Прийомні пристрої на всмоктуванні повітря	3,2
Робоче колесо включно з лопатковими апаратами	11,9
Турбіна	
Соплові лопатки турбіни	12,7
Робочі лопатки турбіни	11,9
Підшипникові вузли й пристрої системи мащення	
Опорно-упорний підшипник кочення з боку компресору	1,8
Система мащення опорно-упорного підшипника включаючи навішений насос мащення	8,2
Опорний підшипник кочення з боку турбіни	2,5
Система мащення опорного підшипника включаючи навішений насос мащення	7,0
Усього:	100,0

Гранично допустимі значення рівнів вібрації (норм вібрації) суднових технічних засобів

Нормативні значення вібрації призначені для оцінки допустимих фактичних рівнів вібрації СТС, при споруді (після ремонту) суден, що знаходяться в процесі експлуатації, по результатах замірів параметрів їх вібрації. Норми передбачають три категорії технічного стану механізмів і устаткування суден [3,4].

«**Категорія А**» — стан механізмів і устаткування після споруди судна або ремонту при введенні в експлуатацію;

«**Категорія В**» — стан механізмів і устаткування під час нормальної експлуатації;

«**Категорія С**» — стан механізмів і устаткування, при якому воно вимагає проведення технічного обслуговування або ремонту.

Норми визначають верхні кордони категорій **А** і **В**.

При споруді судна (або після ремонту) вібрація механізмів і обладнання не повинна перевищувати рівня верхнього кордону категорії А, який встановлений, виходячи з умов забезпечення достатнього запасу на зміні рівня вібрації в експлуатації.

При тривалій експлуатації судна вібрація механізмів і обладнання не повинна перевищувати рівня верхнього кордону категорії, який встановлений, виходячи з умов забезпечення вібраційної міцності і надійності роботи механізмів і устаткування.

Якщо вібрація перевищує встановлені норми, мають бути розроблені і здійснені заходи, направлені на її зниження до допустимих рівнів.

Рівні вібрації механізмів і устаткування не повинні перевищувати норм, як під час стоянки судна, так і на режимах специфікацій переднього ходу при різних станах його завантаження.

На неспецифікаційних режимах ходу судна може бути короткочасно допущена вібрація, що перевищує встановлені норми, якщо ці режими не тривалі. Як основний параметр, що характеризує вібрацію, набуте середньоквадратичне значення (СКЗ) віброшвидкості – «V».

Віброшвидкість – «V», це швидкість переміщення контрольованої точки устаткування під час її прецесії уздовж осі виміру. Вимірюється зазвичай не максимальне значення віброшвидкості, а її СКЗ. Фізична суть параметра СКЗ віброшвидкості полягає в рівності енергетичної дії на опори СТС реального вібросигналу і фіктивного постійного, численній рівного по величині СКЗ.

Віброшвидкість вимірюється в міліметрах на секунду - мм/сек.

Поряд з віброшвидкістю, як параметр того, що характеризує вібрацію, використовується також СКЗ віброприскорення – «W». Для деяких механізмів як основний параметр того, що характеризує вібрацію, використовується СКЗ вібропереміщення – «S».

Віброприскорення – «W», це значення вібрації, що характеризує силу, що викликала вібрацію і те силова динамічна взаємодія компонен-тов усередині СТС, яке викликало дану вібрацію. Віброприскорення застосовується

при діагностиці дефектів, що мають ударну природу, - в підшипниках кочення, редукторах. Віброприскорення вимірюється в метрах на секунду в квадраті - м/сек^2, або в одиницях прискорення вільного падіння - g, де: 1g = 9,81 м/сек^2 .

Вібропереміщення - «S» (віброзсув, зсув) показує максимальні кордони переміщення контрольованої крапки в процесі вібрації. СКЗ вібропереміщення є відстанню між крайніми точками переміщення елементу устаткування, що обертається, уздовж осі виміру і відображується розмахом (подвійною амплітудою). Вібропереміщення вимірюється в міліметрах – мм, або мікрометрах – мкм, де: 1 мм = 1000 мкм.

З широко вживаних на практиці представлень вібросигналів віброшвидкості і вібропереміщення, переважно використовують віброшвидкость, оскільки цей параметр, відразу враховує і переміщення контролюємої точки і енергетична дія на опори від сил, викликаних вібрацією.

Параметри вібрації вимірюються в абсолютних одиницях або в децибелах відносно стандартних порогових значень швидкості або прискорення коливань, рівних 5 х 10^{-5}, мм/с, і 3 х 10^{-4}, м/с^2, відповідно.

При вимірах вібрації в октавних смугах частот значення вимірюваного параметра, що допускаються, можуть бути підвищені в $\sqrt{2}$ = 1,41 раз.

Виміри вібрації механізмів проводяться в трьох взаємно-перпендикулярних напрямах відносно осей судна: вертикальному (В), горизонтальному траверзі (ГТ) і горизонтально-подовжньому (ГП).

Місця, що рекомендуються, і напрями виміру вібрації ГТК СДВС (дизель-генератора) вказані на малюнку . Вібрація ГТК, виміряна на корпусах підшипників, вважається допустимою для категорій А і В, якщо середні квадратичні значення віброскорості, або віброприскорення не перевищують значень, вказаних на рисунку 2.

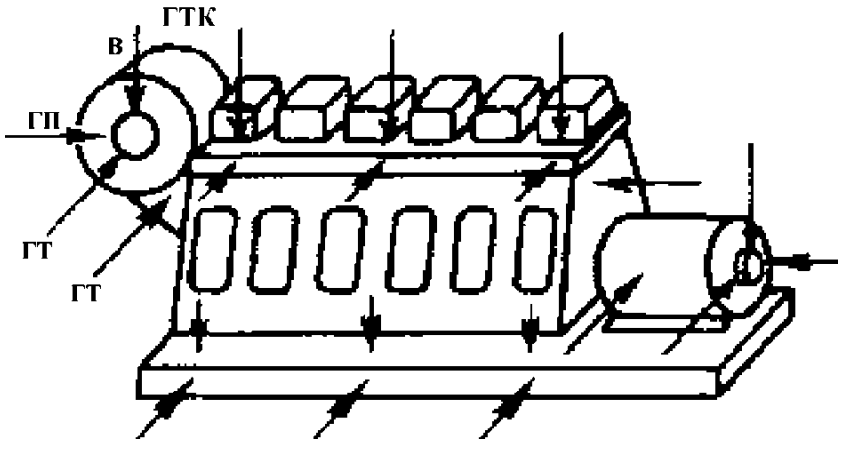


Рисунок 1 - Місця і напрями виміру вібрації ГТК СДВС (дизель-генератора)

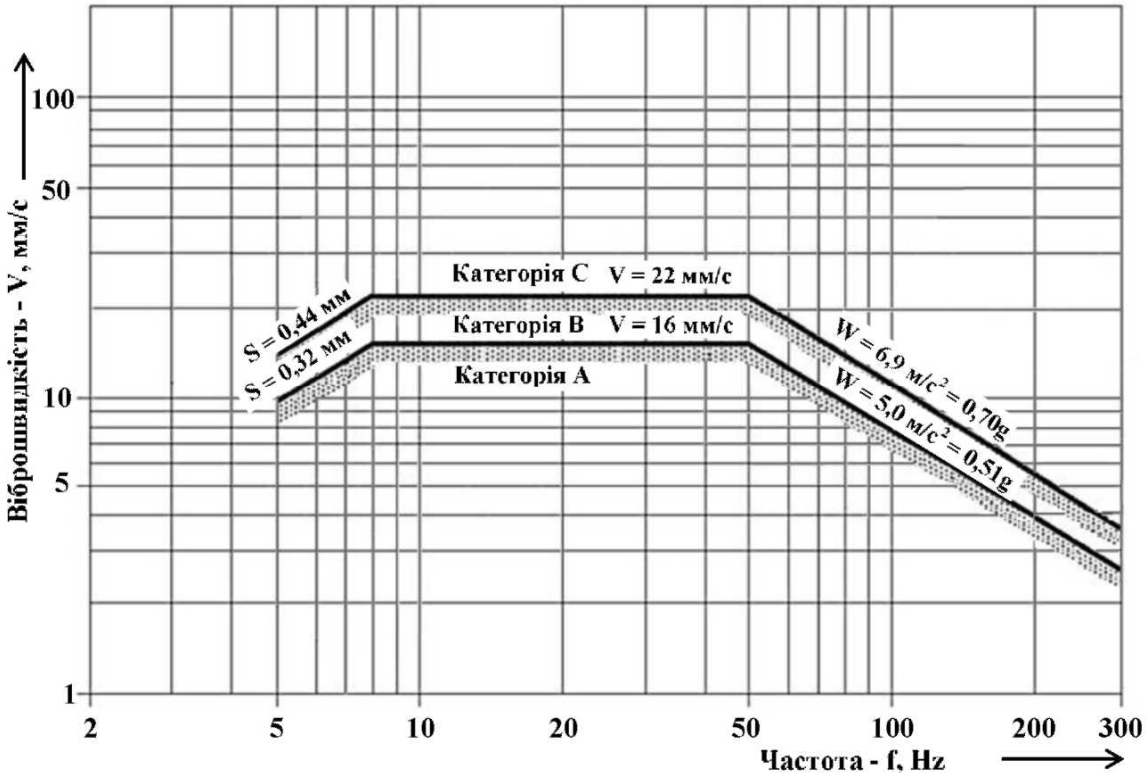


Рисунок 2 – Нормативні значення вібрації ГТК і відповідні категорії технічного стану

Висновки

Досвід експлуатації СДВЗ свідчить, що пошкодження ГТК є

переважною причиною відмов СДВЗ усіх типів, на долю яких припадає до 39% від загальної кількості відмов СДВЗ.

Найчастіше відмови ГТК типів VTR були викликано ушкодженнями роторів, - 23,3%. Основними причинами ушкоджень роторів і руйнувань підшипників є виникнення значних вібраційних навантажень і наступних відмов ГТК є їх робота в режимі «помпажу» компресору, а також порушення балансування роторів що спричинені експлуатаційними відкладеннями на робочих лопатках, диску турбіни, і колесі компресору.

На даний момент рівні вібрації ГТК в різних класифікаційних товариствах досить сильно відрізняються між собою, що в свою чергу не дає досконалого моніторингу технічного стану ГТК [3,4].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Калугін В.М. Аналіз досвіду експлуатації та поліпшення ефективності дії газотурбокомпресорів суднових дизелів/В.М. Калугін//Судовые єнергетические установки; науч.-техн. сб. – 2018. - №38. С. 81-90.

2. Межерицки й А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.

3. Российский морской регистр судоходства 2017 [Электронный ресурс]. – Режим доступу к ресурсу: http://www.rs-class.org/ru/

4. DNV GL rules for classification: Ships (SHIP) October 2015. [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: http://www.dnvgl.com.

УДК:629.5.015.21: 629.5.016.5/7:629.5.035.5

Рута В. В., кер.доц. Калугін В. М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз дії і забезпечення ефективності компонентів пропульсивного комплексу морських суден

Розвиток морської транспортної індустрії виявився у спеціалізації суден та їх роботі на лініях при жорстких розкладах, що висуває особливі вимоги щодо комерційної та технічної експлуатації флоту. До цих вимог відноситься необхідність забезпечення в експлуатації найважливіших показників роботи судна і його енергетичної установки (СЕУ).

Ефективна експлуатація СЕУ може бути досягнута при умові забезпечення надійної й економічної роботи усіх складових СЕУ і інших компонентів пропульсивного комплексу (ПК). Крім складових СЕУ до ПК відносять корпус судна та рушійно-кермовий комплекс.

В доповіді надано аналіз взаємозв’язків та взаємодій основних компонентів ПК судна. Встановлено, що визначний вплив на опір руху судна здійснює опір тертя і залишковий опір, що обумовлені впливом технічного стану підводної частини корпусу судна та гребного гвинта (ГГ).

Внаслідок підвищення опору води руху судна і моменту опору ГГ, виникає перевантаження головного двигуна (ГД), що відображається в «обваженні» гвинтових характеристик дизеля. Наслідком цього є зменшення частоти обертання ГГ, істотно знижується швидкість ходу судна, зростає теплова напруженість деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ), при одночасному зменшенні потужності ГД. Необхідність підтримки заданої швидкості змушує підвищувати циклову подачу палива, що додатково збільшує теплову напруженість деталей ЦПГ і витрату палива. І цей короткий перелік явищ, що виникає при експлуатації морських транспортних суден, свідчить про жорсткий взаємозв'язок основних компонентів ПК, тобто ГД, ГГ та корпус судна.

За даними досвіду експлуатації морських транспортних суден, економія палива на 1 % дає можливість експлуатувати судно протягом 2 діб; зменшення швидкості на 1 вузел, скорочує річний пробіг судна на 6%; кожен 1% приросту потужності, для підтримки заданої швидкості, відповідає 1,5% збільшення витрати палива.

Приймаючи до уваги особливості вище наведеного, оптимальною мірою забезпечення високої ефективності судна в процесі експлуатації, є проведення підводного очищення корпусу судна і шліфування гребних гвинтів після тривалих рейдових стоянок судна в портах які відносяться до помірних і тропічних широт.

УДК: 656.085: 621.436.12(13): 621.43.052

Рева А.Г., кер.доц. Калугін В. М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення ефективності дії компонентів системи повітропостачання суднових дизелів

Матеріали доповіді засновані на узагальненні опублікованого досвіду експлуатації газотурбокомпресорів (ГТК) різних типорозмірів і компонентів що входять до складу системи повітропостачання суднових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ), які дозволяють:

- встановити якісні і кількісні залежності впливу технічного стану вузлів ГТК СДВЗ і компонентів повітряно-газового тракту (ПГТ) на параметри робочого процесу і техніко-економічні показники роботи дизеля;
- отримати взаємозв'язки формування величини і швидкості відкладень в лопаткових апаратах ГТК з режимами роботи дизелів, умовами експлуатації ГТК і дизеля, і іншими чинниками;
- визначити вплив технічного стану ГТК і ПГТ на спільну характеристику роботи ГТК і дизеля і виникнення нестійких режимів роботи компресора.

Показана небезпека тривалої роботи дизелів на режимах знижених швидкостях руху судна «Slow Steaming», внаслідок чого, інтенсифікується накопичення відкладень в газовипускному тракті, включно з газоходами утилізаційних котельних установок й лопаткових апаратах турбін, що може негативно впливати на можливість забезпечення раптового підвищення навантаження головного двигуна та викликати загоряння відкладень.

Наведено рекомендацій щодо запобігання значних відкладень в лопаткових апаратах турбіни.

Використовуючи отримані результати, можна здійснювати раціональне планування технічного обслуговування компонентів системи повітропостачання дизелів, здійснюючи істотний вплив на підтримку високого рівня їх працездатності в процесі експлуатації СДВЗ.

Використання отриманих результатів дозволить забезпечити ефективну технічну експлуатацію СДВЗ і судна в цілому.

УДК: 656.085: 621.436.12(13): 621.43.052

Усов І.О., кер.доц. Калугін В. М
Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення ефективної сумісної роботи суднових дизелів і їх газотурбокомпресорів

В сучасних умовах росту питомих потужностей головних і допоміжних суднових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ) і пов'язаним з цим збільшенням механічного і теплового навантаження на деталі циліндропоршневої групи (ЦПГ), особливого значення набуває забезпечення високо-

го рівня технічного стану в процесі експлуатації компонентів системи повітропостачання, які впливають на формування процесів газообміну в циліндрах дизеля. До них відносяться: компресори і газові турбіни газотурбокомпресорів (ГТК), повітроохолоджувачі й газовипускний тракт.

Накопичений досвід експлуатації СДВЗ дозволяє встановити значення основних показників їхньої надійності та визначити що основною причиною відмов є ГТК. Таким чином технічний стан ГТК впливає на експлуатаційну надійність СДВЗ в цілому.

На працездатність ГТК і СДВЗ в значної мірі впливає суміщення гідродинамічних характеристик повітряно-газового тракту дизеля, компресора і турбіни ГТК. Їхнє розузгодження викликає нестійкі режими роботи компресора – «помпаж».

Виникнення «помпажу» призводить до порушення постачання повітря в циліндри і згоряння палива, а також є причиною механічних пошкоджень і руйнувань компонентів ГТК і, таким чином, обумовлює відмови СДВЗ. Тому аналіз причин виникнення «помпажу» і своєчасне його попередження дозволить забезпечити безвідмовну і ефективну роботу СДВЗ.

В доповіді надано аналіз виникнення «помпажу» компресора на основних експлуатаційних режимах роботи СДВЗ, причиною якого є малі значення коефіцієнта запасу стійкості по «помпажу». При цьому спільна видаткова гідравлічна характеристика роботи ЦПГ дизеля і ГТК розташовується близько до межі «помпажу» і не забезпечує стабільну роботу дизеля на основних режимах навантаження.

Наведено заходи які дозволяють збільшити запас стійкості по «помпажу» в усьому діапазоні експлуатаційних режимів навантаження СДВЗ, що дозволяє забезпечити ефективну сумісну роботу СДВЗ та їх ГТК і, таким чином, безпеку плавання судна.

УДК: УДК:502.3:504.7: 621.181.1

Хайрулін Ю.Ф., кер.доц. Калугін В. М
Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення ефективної експлуатації суднових дизелів в районах контролю викидів забруднень в атмосферу

Ефективна експлуатація суднових енергетичних установок (СЕУ) може бути досягнута при забезпеченні ефективної й безвідмовної роботи усіх компонентів СЕУ а також виконання нормативних вимог щодо запобігання забруднення навколишнього середовища.

В доповіді наведено особливі вимоги щодо використання палив при роботі суден в районах контролю викидів шкідливих речовин в атмосферу (Emission Control Area - ECA), та відповідні національні і регіональні вимоги.

Так, 01 січня 2020 року вміст сірки в морських сортах палива, при їх використанні на суднах по всьому світу не повинен буде перевищувати 0,5% по масі. Крім того, в ЕСА Китаю, також з 01 січня 2020 року, будуть діяти більш суворі обмеження стосовно вмісту сірки в морських сортах палива.

В якості альтернативи використання дистилятних сортів палива Конвенція МАРПОЛ рекомендує обладнати морські судна установками по очищенню вихлопних газів (скруберами).

Таким чином, усі судна, що працюють в ЕСА та в районах, на які розповсюджуються вимоги щодо використання палив з низьким вмістом сірки, повинні мати на борту відповідні види палива і відповідні мастильні олив.

В доповіді надано аналіз впливу використання палив з низьким вмістом сірки на технічний стан дизельних та котельних установок. Слід враховувати, що робота дизельних і котельних установок сучасних морських суден на основних експлуатаційних режимах, розрахована для роботи на важких залишкових сортах палива і вони не пристосовані для тривалої роботи на дистилятних сортах палива. Особливу увагу слід звернути на такі проблеми при використанні палива з низьким вмістом сірки, як їх недостатня змащуваність, яка визначається низькими значеннями їх в'язкості, а також невідповідність вмісту детергентно-диспергуючих присадок в моторних мастильних оливах. Вищеозначене спричиняє знижування працездатності та пошкодження циліндро-поршневої групи і компонентів паливних систем суднових двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ). Тому на часі стає реалізація конструктивних та експлуатаційних засобів адаптації СДВЗ до роботи на паливах з низьким вмістом сірки, які розглянуто в доповіді.

Практична реалізація розглянутих вище рекомендацій дозволить забезпечити високий рівень ефективності і працездатного технічного стану компонентів СЕУ і безумовне виконання нормативних вимог щодо запобігання забруднень атмосфери шкідливими речовинами з суден.

УДК 629.5.063 (071)

Мытник-Гонта С.А., кер.доц. Солодовников В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Усовершенствование методов очистки балластных вод на балкерах

Введение. Проблема загрязнения территориальных вод чужеродными водными организмами общеизвестна. Суда, набирая балласт для остойчивости, вместе с водой набирают в танки и различных обитателей моря. Среди них могут оказаться как болезнетворные организмы, так и просто опасные особи, способные нанести непоправимый вред новой экосистеме, в которую будут выпущены при сливе балласта. Известен пример экологической катастрофы 20 века, когда в Чёрное море с Дальнего Востока были случайно привезены рапаны. Хищные моллюски, в отсутствие своих естественных

врагов вроде морской звезды, массово уничтожают мидии. Чтобы не допустить подобных катастроф в дальнейшем, во всём мире защита окружающей среды является одной из наиболее приоритетных задач. Одним из направлений данной задачи является контроль над балластными водами. На данный момент существует два основных метода очистки балласта – береговыми средствами (при сдаче балласта на специальные приёмники) и судовыми средствами. Однако далеко не в каждом порту существуют очистные станции, в связи с чем тема очистных установок на судне куда более интересна и актуальна.

Актуальность. С целью обеспечения экологической безопасности в 2004 году ИМО была создана «Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадкой и управления ими». Конвенция была ратифицирована (принята) более чем 60 странами, которые предоставляют свыше 70% мирового тоннажа, 8 сентября 2017 года. Предполагается, что к 2024 году все суда будут соответствовать новым стандартам. Суда, которые плавают под флагами стран, поддержавших конвенцию, проходя IOPPC[1] (International Oil Pollution Prevention Certificate) Renewal survey после 8 сентября 2019, должны соответствовать стандарту D-2, расписанному в правиле D-2 конвенции (Стандарт качества балластных вод). Данный стандарт требует наличия на борту специального оборудования для обработки (очистки) балласта - системы обработки балластных вод (СОБВ). В нем устанавливается максимальное количество живых организмов, которые могут содержаться в балластной воде, подвергнутой обработке с помощью этой специальной системы. Суда, киль которых заложен 8 сентября 2017, или после этой даты, должны быть построены уже имея на борту СОБВ.

Способы очистки балласта. Береговые приемные сооружения для балласта и комплексы по очистке балластных вод имеются лишь в некоторых портах по всему миру. Такие сооружения дороги в проектировании, постройке и эксплуатации, а потому невыгодны. Поэтому повсеместно отдается предпочтение судовым очистным установкам. Существует несколько способов обработки балластных вод, а именно – механический, физический, химический и биологический, который применяется реже. Механический способ заключается в сепарации и фильтрации. Этот способ довольно груб. Основным его достоинством является простота в применении, но главным недостатком – недостаточное качество очистки при повышении скорости фильтрации и образование осадка в танках. Физических способов существует несколько. Нагрев воды с помощью теплообменников судна (может привести к негативным последствиям из-за сброса горячей воды в экосистему), ультрафиолетовое облучение, гидродинамическая кавитация (сам по себе метод недостаточно эффективный для полного обеззараживания воды), ультразвуковое воздействие. Но наиболее часто применяемым способом является химический. Чаще всего в качестве биоцида выступает перекись водорода (наиболее простое, недорогое и достаточно безопасное средство), кроме того может применяться озон, хлор и его соединения (к сожалению, весьма агрес-

сивные, токсичные и представляющие угрозу для окружающей среды и экипажа вещества), гидроксид натрия, четвертичные аммониевые соединения (также достаточно токсичны).

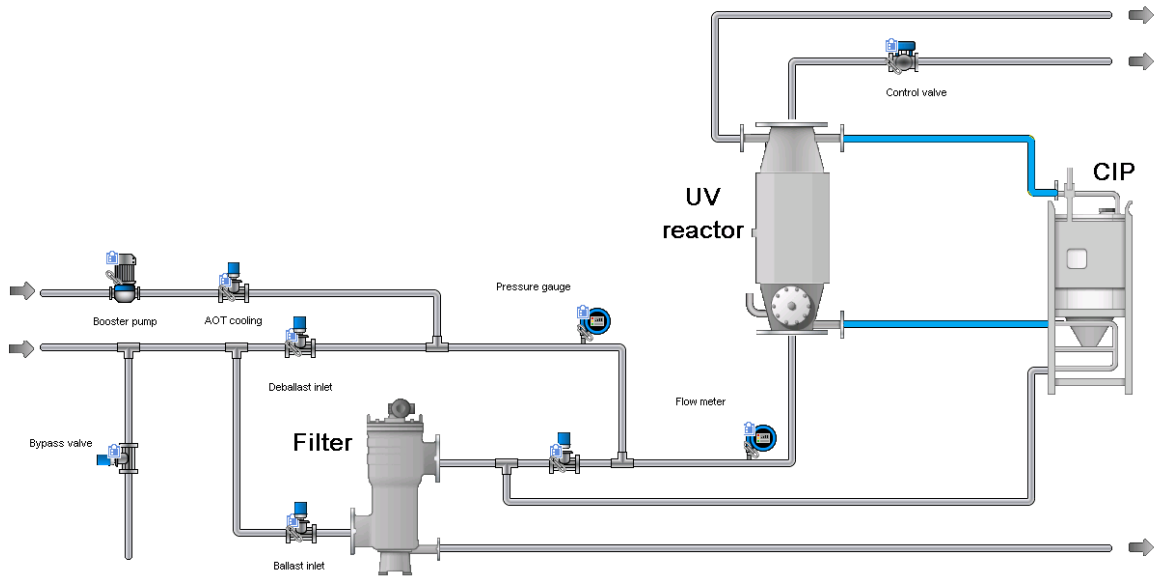


Рис1. Очистительная система PureBallast 3.1

PureBallast 3.1. Очистительная система PureBallast 3.1 от компании Alfa Laval – современная очистительная установка, прошедшая сертификацию в соответствии с новыми требованиями G8. В системе используется комбинация технологии ультрафиолетовой обработки и фильтрации. Основной процесс обработки – нейтрализация микроорганизмов – происходит внутри УФ-реактора. Оптимизированная форма проточной части реактора обеспечивает высокую степень турбулентности потока и концентрацию УФ-излучения. Установленные в реакторе УФ-лампы среднего давления имеют защитные трубки из синтетического кварца. Эти трубки пропускают более широкий спектр и способствуют увеличению потока УФ-излучения при обеззараживании. Геометрия внутренней части реактора и защитные трубки УФ-ламп обеспечивают оптимальные дозы облучения и низкое энергопотребление.

(а CIP (cleaning-in-place) процесс предназначен для очистки УФ фильтра)

Помимо реактора в системе установлен фильтр, предотвращающий попадание более крупных организмов и частиц в зону биологической дезинфекции. Наличие фильтра улучшает качество воды, направляемой на обеззараживание, что особенно важно при обработке сильно замутненных прибрежных вод и пресной воды. Сочетание реактора и корзиночного фильтра позволяет сохранить производительность при обработке пресной, соленой воды и воды смешанного типа при степени УФ-проницаемости до 42%.



Система автоматизирована. При включении она последовательно выполняет небольшой список пусковых операций. При включении балластировки, поступающая балластная вода сначала прогоняется через фильтр. В нем задерживаются сравнительно крупные организмы и частицы, что улучшает качество воды, направляемой далее на обработку. Использовать фильтр особенно важно при обработке сильно замутненных вод и пресной воды.

После фильтрации вода проходит через реактор, где она подвергается мощному ультрафиолетовому излучению, после чего обработанная балластная вода поступает в танки.

После завершения приема балласта выполняется автоматический цикл мойки реактора с применением системы безразборной мойки (CIP). Запрос на выполнение цикла мойки выдается сразу после окончания балластировки; мойка должна быть проведена в срок не позднее 30 часов. После этого реактор и фильтр заполняются пресной водой.

Дебалластировка повторяет процессы, производимые при балластировке, однако вода в этом случае подается в обход фильтра. Повторная обработка в реакторе предотвращает развитие микроорганизмов, которые могли попасть в воду. Вода обрабатывается до уровня, соответствующего требованиям места сброса.

Производительность данной системы составляет 32-3000 $м^3$/ч.

Вывод. Очистительная система PureBallast 3.1 имеет множество достоинств и преимуществ перед другими очистительными установками. К таким преимуществам можно отнести отсутствие солей и химикатов в цикле очистки. Очистка балласта с помощью ультрафиолетовых ламп более безопасна для окружающей среды, нежели использование химических соединений хлора или перекиси водорода, к примеру, и не вызывает появление осадка в танках. Также преимуществом системы является двойной прогон балластных вод через реактор. Таким образом, чужеродные организмы уничтожаются как при заборе балласта на борт, так и при его сливе (если по какой-то причине они размножились на борту судна). Не менее важным достоин-

ством системы является и автоматизация, благодаря которой участие экипажа в процессе очистки сведено до минимума и необходимо преимущественно при нештатных ситуациях. Наконец, система достаточно универсальна для того, чтобы быть установленной на самые разные типы судов: контейнеровозы, танкеры, сухогрузы, суда обеспечения нефтяных платформ и кораблей ВМФ.

Отдельно стоит отметить, что данная очистительная система одобрена и ИМО, и Береговой Охраной США, а также рядом классификационных обществ:

- Американское бюро судоходства (ABS);
- Бюро Веритас (BV);
- Китайское классификационное общество (CCS);
- DNV-GL;
- Корейский морской регистр (KR);
- Регистр Ллойда (LR);
- Итальянский морской регистр (RINA);
- Российский морской регистр судоходства (РМРС);

Таким образом, суда, оборудованные данной системой, имеют возможность работать во множестве регионов.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. «IMO Frequently Asked Questions Implementing the Ballast Water Management Convention»

2. «Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадкой и управления ими» 2004 г.

3. «О способах обработки водяного балласта судов», С.Ю. Водяницкая, Л.В. Судьина, В.В. Баташев, // журнал «Здоровье населения и среда обитания», 2017

4. Alfa Laval PureBallast services and Performance Agreements (информационная брошюра)

5. Лифлет по продукту PureBallast 3.1.

6. «Международная конвенция по балластным водам вступила в силу», журнал «Порты Украины», 11.09.2017

УДК 629.5.063 (070)

Вожик Є. С., кер.доц. Солодовников В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності очищення компонентів вихідних газів суднового дизеля

Вступ

Підвищення вимог національних стандартів і міжнародних норм до екологічної безпеки викидів в атмосферу з суден вимагає зниження концентрації токсичних компонентів у відпрацьованих газах суднових рушійних установок.

Найбільш небезпечними компонентами відпрацьованих газів є оксиди азоту (NO_2), сірки (SO_2), окис вуглецю (CO_2) і незгорілі вуглеводні. При цьому найбільшу технічну складність представляє видалення оксидів азоту.

Зменшення викидів оксидів азоту (NO_x), які за індексом токсичності значно перевершують інші шкідливі компоненти ОГ, згідно з Додатком VI Міжнародної Конвенції щодо запобігання забрудненню із суден (MARPOL) "Обмеження на викиди NO_x", з січня 2016 року всі нові судна повинні будуть відповідати стандартам Tier 3.

Для досягнення рівня IMO Tier 3 (3,4 г / кВт·год для малообертових судів) потрібні додаткові (вторинні) природоохоронні заходи, що забезпечують більше зниження концентрацій оксидів азоту у відпрацьованих газах. Для досягнення цих норм найбільш часто пропонується метод, заснований на селективному каталітичному відновленні (СКВ) оксидів азоту до молекулярного азоту. Процеси СКВ засновані на виборчій взаємодії NO_x з відновником (сечовиною) в газовій фазі в присутності каталізатора. Каталізатори, що містять благородні метали, проявляють найбільшу активність в процесах селективного відновлення NO_x. Основним недоліком таких каталізаторів є їх висока вартість. До інших недоліків цього методу відносяться значні витрати сечовини в процесі експлуатації системи СКВ і необхідності наявності відповідної інфраструктури для поповнення запасів сечовини в портах заходу суден.

Метод адсорбації в присутності озону

Замість СКВ, для підвищення ефективності очищення вихідних газів від шкідливих речовин було розглянуто метод адсорбації твердою речовиною в присутності озону. У якості адсорбенту виступає гранульована шлакова пемза рис.1.

Принцип роботи: завдяки високій реакційній здатності озону відбувається окислення значної частини монооксиду азоту (NO), що містяться у вихідних газів, до діоксидів (NO_2); діоксиду сірки SO_2 - до сірчаного ангідриду SO3; монооксиду вуглецю CO - до діоксиду вуглецю CO_2.

Потік вихідних газів, потрапляючи на поверхню і всередину гранул, очищається від шкідливих домішок NO_x, SO_x, CO_x, які осідають на поверхні і всередині гранул. Після чого очищені вихідні гази викидаються в атмосферу.



Рис.1. Шлакова пемза.

При використанні даного методу ступінь очищення димових газів двигуна від NO_x складає від 6% до 37% [1, с. 195] і знижується при збільшенні концентрації NO_x в газах і частоті обертання колінчастого вала двигуна.

Принципова технологічна схема установки даного методу представлена на рис.2.

У секції очищення встановлені вертикальні зиґзаґоподібні контейнери з перфорованими бічними стінками і днищем, що утворюють між собою звивисті газові канали. При цьому звивисті контейнери заповнені гранулами пемзи. У верхній частині секції очищення встановлено промивні пристрої, що є перфоровані знизу труби, з'єднані зі штуцерами промивної води. Перед секцією встановлені розподільники озону, що представляють собою перфоровані зверху труби, з'єднані з озонаторами через патрубки.

З метою підвищення ефективності очищення вихідних газів передбачається можливість збільшення числа секцій очищення (рис.3).

Ступінь очищення вихідних газів двигуна від NO_x зростає зі збільшенням секцій. Так, наприклад, в трьох секційній установці ступінь очищення становить до 89% [2, с. 83].

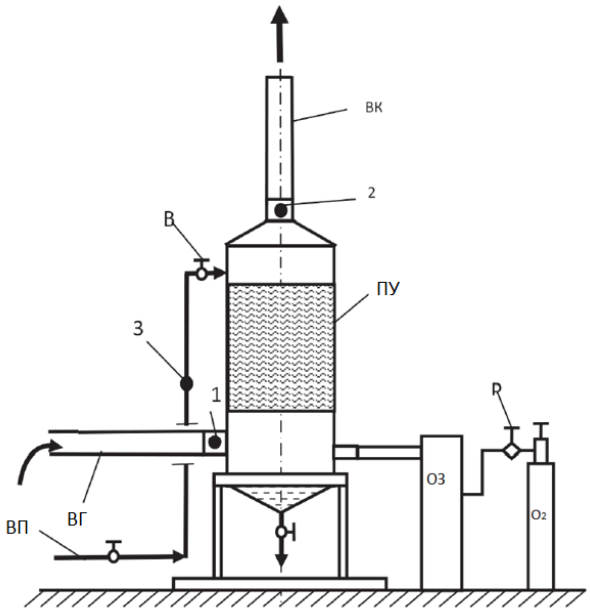


Рис.2. Принципова технологічна схема установки з очищення вихідних газів: ПУ - пілотна установка; ОЗ - озонатор; ВГ - відвідної газохід; ВП - водопровід; В - вентиль; ВК - випускний колектор; О2 - кисневий балон; Р - редуктор; 1 - 3 - аналітичні точки

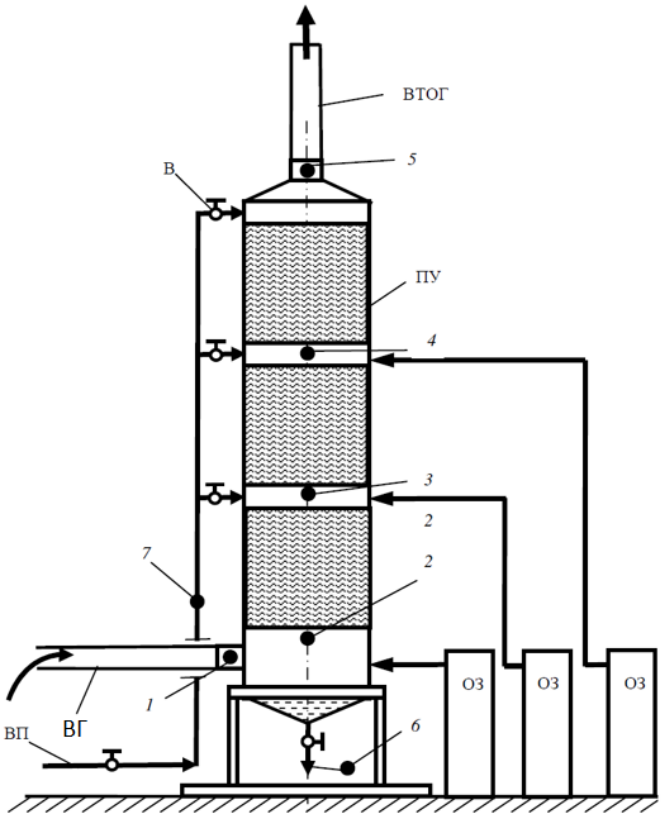


Рис.3. Трьох ступенева схема установки з очищення вихідних газів: ПУ - пілотна установка; ОЗ - озонатор; ВГ – відвідний газохід; ВП - водопровід; В - вентиль; ВТОГ - вихідна труба очищених газів; 1-7 - аналітичні точки

Метод рециркуляції відпрацьованих газів

Другим перспективним способом підвищення ефективність очищення вихідних газів є використання рециркуляції відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння.

Принцип роботи: у ВГ завжди є такі компоненти, як пари води і вуглекислий газ. Вони мають високі питомі значення теплоємності, що призводить до зменшення температури полум'я всередині камери згоряння і тим самим до зниження кількості оксидів азоту.

Принцип рециркуляції відпрацьованих газів полягає в тому, що частина цих газів з випускного колектора подається в продувний ресивер. Розведення надувного повітря газами, знижує вміст кисню в повітрі з 21 до 13% [3, с. 129].

Це дозволяє різко скоротити викид в атмосферу шкідливих речовин за рахунок мінімального погіршення енергетичної ефективності двигуна.

На рис.4. приведена принципова схема рециркуляції відпрацьованих газів.

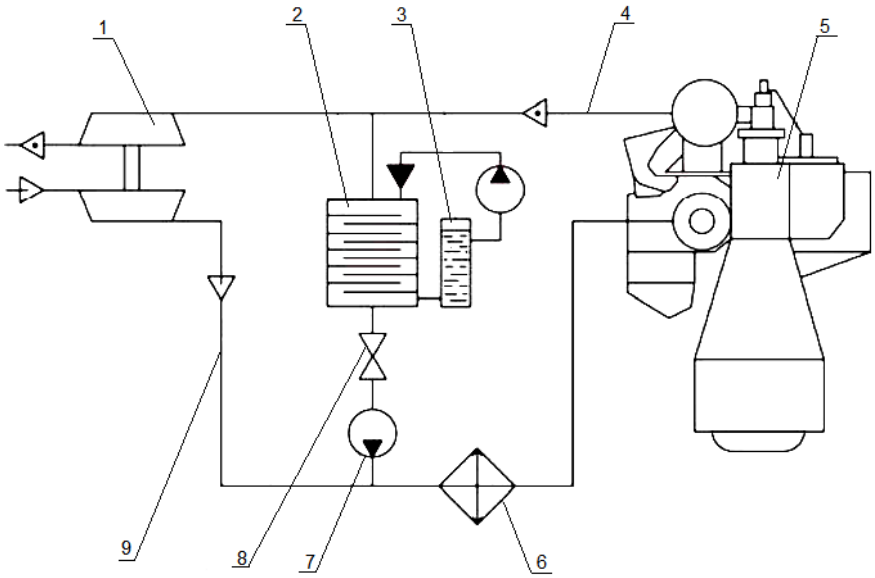


Рис.4. Принципова схема рециркуляції відпрацьованих газів: 1 - газотурбонагнітач; 2 - водяний скрубер; 3 - водяна цистерна; 4 - газова магістраль; 5 - ДВЗ; 6 - охолоджувач надувного повітря; 7 - насос; 8 - керуючий клапан; 9 - повітряна магістраль

Високонапірний газотурбонагнітач прокачує ВГ через водяний скрубер (газоочисникам) у високонапірний ресивер продувочного повітря. Скруббер охолоджує гази, одночасно видаляючи SO_x і тверді частинки за рахунок їх промивання, перш ніж повторно направити їх до камеру згорання.

При рециркуляції 6% ВГ, забезпечується зниження NO_x до 22%. З підвищенням кількості ВГ до 28%, зниження NO_x складає 69% [3, с. 129]. Однак при перевищенні рециркуляції більше 20% різко зростає вміст вуглеводнів у ВГ. Одночасно з цим збільшується викид твердих часток (сажі), але в значно меншому ступені. Тому рециркуляція ВГ вимагає оптимального і точного регулювання з метою обмеження викидів вуглеводнів і твердих частинок.

Висновок

Так як оксиди азоту є самими токсичними шкідливими компонентами, зниження їх є першочерговим завданням для підвищення екологічної безпеки. На сьогоднішній день найбільш поширеним методом по зниженню NO_x у

ВГ є СКВ. Однак даний метод має ряд недоліків, таких як висока вартість каталізаторів і додаткові витрати на придбання реагенту (сечовина).

Розглянуті вище методи можуть служити альтернативою СКВ. Вони менш затратні і мають високий рівень очищення ВГ від NO_x (89% має метод адсорбації і близько 70% у методі рециркуляції ВГ).

Однак ці методи до кінця не вивчені і на даний момент не мають широкого застосування на флоті. Але на мою думку дані методи дозволять без застосування дорогих і небезпечних хімічних реагентів підвищити ефективність очищення ОГ від шкідливих домішок вже у найближчому майбутньому.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Туркін А. В. Дослідження кисневої генерації озону для очищення відпрацьованих газів суднового двигуна / А. В. Туркін, В. А. Туркіна // Вісник Державного університету морського і річкового флоту імені адмірала С. О. Макарова. - 2017. - Т. 9. - № 1. - С. 193-200. DOI: 10.21821 / 2309-5180-2017-9-1-193-200.

2. Туркін, А. В.; Туркін, В. А. Експериментальне дослідження ефективності багатосекційного комплексного пристрою очищення вихідних газів суднового двигуна / Туркін, А. В.; Туркін // Вісник АГТУ. Сер.: Морська техніка і технологія. 2015. № 4 - С. 79-85.

3. Андрєєв А. А. Застосування рециркуляції відпрацьованих газів для поліпшення теплових і екологічних параметрів двигунів внутрішнього згоряння / А. А. Андрєєв, М. А. Пірісунько, В. І. Свиридов // Проблеми інформаційних технологій. - 2015. - № 1. - С. 126-131.

УДК 629.5.063 (074)

Тіскін М. Р., кер.доц. Солодовников В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Вдосконалення методів обробки льяльних вод на судні

Сьогодні ціни на мазут і більш строгий контроль за викидами збільшують тиск на власників суден і тих хто експлуатує судна. Щоб вирішити ці проблеми і підвищити загальну продуктивність, власники і оператори роблять такі заходи, як зниження частоти обертання двигуна і впровадження технологій обмеження викидів, для підвищення ефективності використання палива і скорочення викидів.

В даний час в судноплавстві обов'язковим фактором експлуатації судна є наявність сепаратора лляльних вод, незабаром одного лише сепаратора лляльних вод буде недостатньо для досягнення необхідних норм так як навіть зараз вже обговорюють методи щодо поліпшення способів очищення забруднених нафтою вод. Для досягнення цих вимог раціонлаьним рішенням

було б встановити додаткову установку яка буде працювати в тандемі з системою вже наявної на судні, а саме систему «Pure dry» від Alfa Laval.

За даними MARPOL, утилізація відпрацьованого мазуту з шламу і суттєва мінімізація шламу, досягнуті Alfa Laval PureDry, отримують все більше поширення як ефективний метод скорочення палива і викидів.

Alfa Laval PureDry є надійною і ефективною системою утилізації відпрацьованого мазуту і мінімізації шламу є автоматизованою модульну систему для безперервного вилучення мазуту з відпрацьованого мазуту з установок машинного відділення, і дизельних двигунів на судах.

PureDry зазвичай розділяє відпрацьовані палива на три фази:

• Вода, що містить менше 1000 проміле масла.

• Масло, що містить менш як 5% води.

• Сверхсухіе тверді частинки, які повинні бути здані на берег в якості сухих відходів.

Так само після проведених операцій залишкове паливо і мазут може бути повернуто в цистерни для повторного його використання.



(Данні зображення взяті з інструкції заводу виробника Alfa Laval)

Паливо також економиться завдяки повного поділу вмісту рідини і твердої речовини. Коли PureDry видаляє масло і воду, невелика кількість залишилися сверхсухіх твердих частинок може бути просто утилізовано як сухі відходи. Це виключає необхідність спалювання залишку, що призводить до використання додаткового дизельного палива і додаткових витрат на видачу залишків на берег.

Проста в установці і використанні, компактна і модульна система забезпечує гнучкість і зручність установки. Інтелектуальна автоматизація забезпечує експлуатаційну гнучкість, дозволяючи адаптуватися до різних умов подачі, не вимагаючи додаткової технологічної води або утворення додаткових відходів. Що в свою чергу покращує качетве очищення що підвищує екологічність і зменшує витрати на різні операції які тягнуть за собою додаткові витрати.

Особливості та переваги даної установки полягає в значній економії палива. Витягуючи мазут з відпрацьованого палива для повторного використання, PureDry допомагає скоротити витрати на паливо до 2%. (Згідно з інструкцією завтоду виробника Alfa Laval)

Дання система знаходить визнання у всьому світі вже зараз, і незабаром обов'язковою умовою буде установка даного агрегату на кожне судно, так як це вигідно як з точки зору економіки так і з точки зору екології, і установка такої системи окупитися лише через кілька років.

Дане питання звичайно слід вивчити більш детально і поглиблено, але я впевнений що це не змусить себе довго чекати це всього лише питання часу коли суду будуть повністю екологічно чистими.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Інструкція заводу виробника Alfa laval Pure Dry
2. https://www.alfalaval.com/products/separation/centrifugal-separators/separators/puredry/

УДК 621.43.052

Стратієвський Я.К., кер. доц. Небеснов В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи системи наддува суднових дизелів на часткових режимах

Аналіз експлуатаційних даних показує, що судна морського флоту масово експлуатуються на режимах зниженої швидкості, при цьому головні двигуни тривалий час працюють на потужностях навіть менше 35% від номінальної. Це пов’язано з пошуком шляхів зниження експлуатаційних витрат, в першу чергу витрат на паливо. Але тривала експлуатація в таких режимах має негативні наслідки такі як: неповне згорання палива внаслідок недостатньої кількості повітря та інтенсивні відкладення у газовипускному тракті продуктів неповного згоряння палива і мастила.

Для підвищення енергоефективності головного двигуна на часткових режимах та підвищення ефективності у широкому діапазоні режимів розглядається застосування регулюваного турбонаддуву. Це можливо здійснити 2-ма способами: установкою турбокомпресора з регульованим прохідним перетином соплового апарата турбіни або використанням регістрової системи наддуву.

Регулювання прохідного перетину турбіни (VTA – Variable Turbine Area) виконується завдяки встановленню соплового апарата з поворотними лопатками, управління якими здійснюється гідравлічним приводом.(Рис.1).



Рис. 1. Турбокомпресор з регульованим сопловим апаратом

Сопловий аппарат регулюється таким чином, щоб в широкому діапазоні робочих режимів двигуна здійснювався оптимальний коефіцієнт надлишку повітря. У результаті цього, в діапазоні потужностей 25-75% забезпечується знижена питома витрата палива, також знижуються викиди чадного газу та вуглеводних з'єднань.(Рис.2).

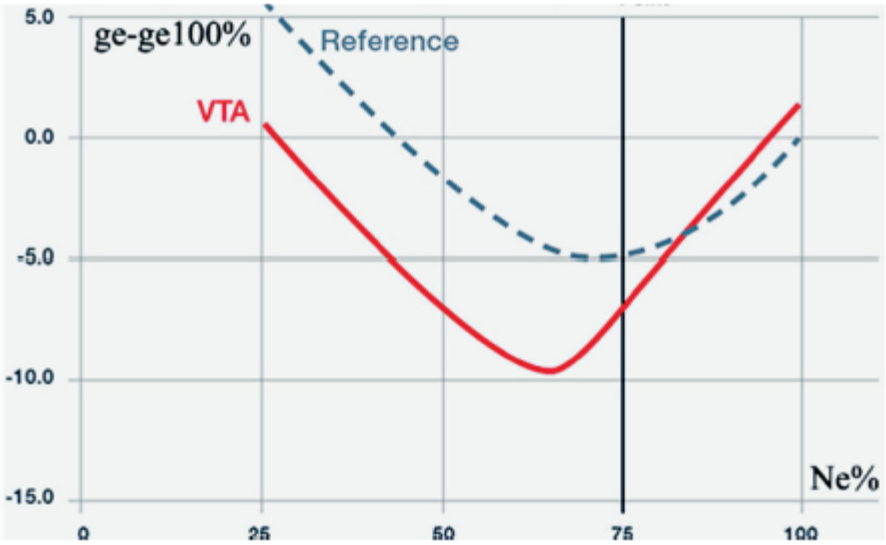


Рис. 2. Зниження питомої витрати палива двигунів " MAN Diesel & Turbo " серії ME при використанні системи VTA порівняно з нерегульованим турбонаддувом (Reference)

Детальний розрахунок по параметрам робочого процесу при регулюванні соплового апарата для двигунів " MAN Diesel & Turbo " серії ME виконано у 3-х режимах:

1. 100% Потужність, прохідний перетин 68 см^2;
2. 25% Потужність, прохідний перетин 68 см^2;
3. 25% Потужність, прохідний перетин 34 см^2.

Отримані результати показують суттєве покращення роботи дизеля на часткковому режимі при зменшенні прохідного перетину турбіни в 2 рази – зростає частота обертання ТК і як наслідок – тиск наддуву, стиснення та сгорання. У наслідок покращення робочого процесу в циліндрах та підвищенню заряду повітря знижується питома витрата палива і температура відпрацьованих газів, що без сумнівів приведе до підвищення ресурсу дизеля при його тривалій роботі на часткових режимах.

Таблиця 1. Залежність параметрів робочого процесу від проходного перетину соплового апарату турбіни для двигуна 6L60MC.

Параметр, розмірність	Прохідний перетин соплового апарату		
	$f_т$ = 68 см^2	$f_т$ = 68 см^2	$f_т$ = 34 см^2
Ефективна потужність N_e, %	100 %	25 %	25 %
Індикаторна потужність N_i, кВт	18250	3925	3738
Частота обертання двигуна n, об/хв	111	71	71
Частота обертання ТК $n_{тк}$, об/хв	15500	5450	13760
Тиск наддуву p_s, бар	3,23	1,22	2,6
Тиск стиснення p_c, бар	107,5	42,5	104,5
Тиск згорання p_z, бар	132,2	82,4	121,5
Середній індикаторний тиск p_i, бар	18,0	10	9,6
Питома індикаторна витрата палива g_i, г/(кВт·год)	166	170	162
Температура $t_г$, °С	395	291	262
Витрата повітря(сумарна) $G_г$, кг/с	29,3	11,5	15,6

До того ж, при такому режимі роботи немає необхідності вмикати електроприводні повітряні бловери(англ. - Auxiliary Blowers) – це дозволяє суттєво знизити витрату електроенергії і тим самим підвищити енергоефективність судна.

В роботі розглянуто ще один спосіб підвищення ефективності наддува дизелів на часткових режимах – регістрова система наддуву (TC Cut-Out system) яка може бути реалізована на дизелях (у тому числі які знаходяться в експлуатації) при наявності двох, трьох ТК. Суть даного методу полягає у відключенні подачі газу на один або декілька ТК при зниженні потужності двигуна. Заглушення входу газів до турбіни може бути здійснено автоматично за допомогою пневматичного приводу або вручну, шляхом встановлення заглушок (Рис.3).

Як і у випадку з регульованим сопловим апаратом турбіни на зниженних потужностях система TC Cut-Out також дозволяє знизити питому витрату палива за рахунок підвищення тиску наддуву (Рис.4).

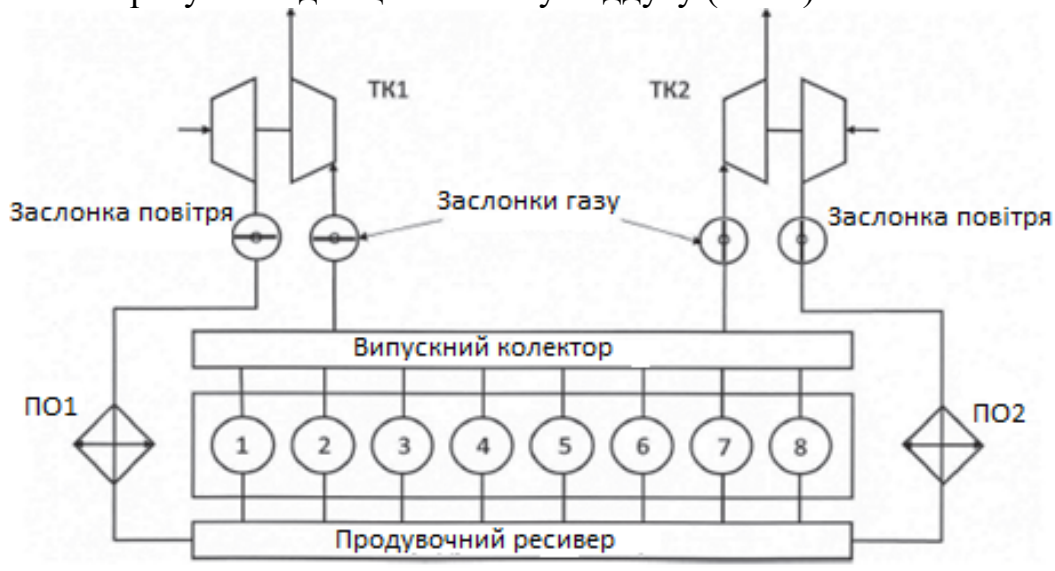


Рис.3. Схема Регістрової системи наддуву

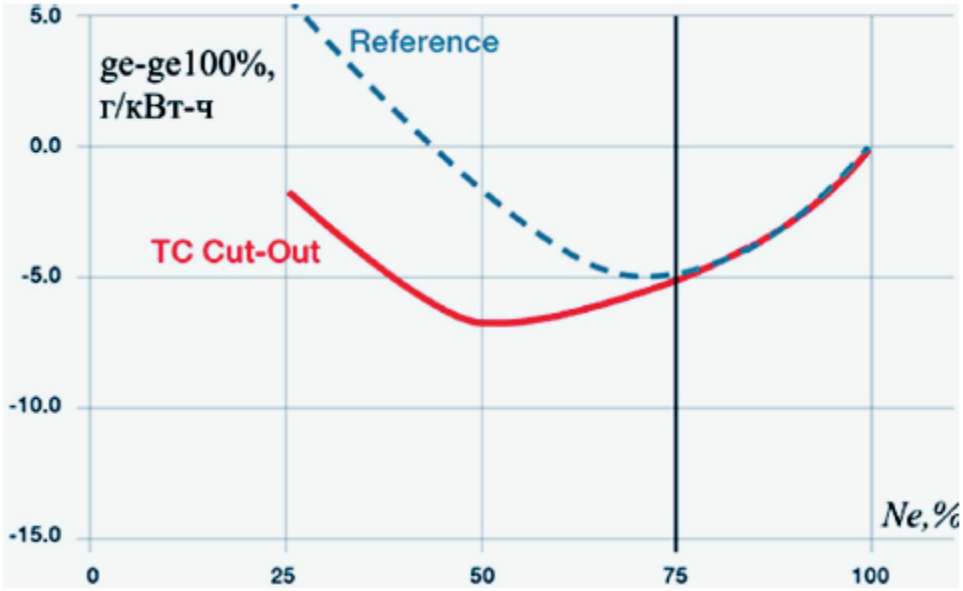


Рис. 4.Зниження питомої витрати палива двигунів “ MAN Diesel & Turbo ” серії ME при відключенні одного ТК порівняно з двома працюючими (Reference)

При використанні регістрової системи наддуву підвищується витрата повітря на двигун, тому знижуються температури відпрацьованих газів, що позитивно відображаються на тепловій навантаженності двигуна

Таблиця 2. Параметри робочого процесу двигуна 8 K98ME при роботі з відключеним ТК.

Параметр, розмірність	Працюють два ТК	Працюють два ТК	Працює один ТК
Ефективна потужність N_e, %	61	34	35
Ефективна потужність N_e, кВт	26503	14909	13674
Частота обертання двигуна n, об/хв	83,5	67,6	66,7
Частота обертання ТК n_{TK}, об/хв	8080	4350	8130
Тиск наддуву p_z, бар	2,31	1,44	2,26
Тиск стиснення p_c, бар	86	59	78
Тиск сгорання p_z, бар	120	97	122
Годинна витрата палива G_e, кг/год	4826	3129	2833
Питома ефективна витрата палива g_e, г/(кВт·год)	182,1	209,9	207,2
Швидкість судна V_s, вуз.	20,6	17,7	17,7

Висновки

Оптимізація робочого процесу головних двигунів методом регульованого турбонаддуву дозволяє суттєво покращити роботу двигуна на режимах часткових навантажень, а саме :

- знизити питому витрату палива ГД (до 5-7 г/кВт г приблизно 2.5-3.0%)
- економити паливо при відключенні електроприводних повітряних бловерів;
- знизити теплову навантаженність двигуна за рахунок нижчої температури відпрацьованих газів.

СПИСОК ВИКОРИСТАННИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пунда А.С. Рекомендації по технічному використанню головних і допоміжних дизелів з забезпеченням мінімального рівня викидів екологічно небезпечних речовин // - СПб ГУРМФ им. Адм.. С.О. Макарова , 2013.
2. Ципелкин Г.Е. Покращення паливної економічності суднових дизелів за рахунок оптимізації системи наддуву// Двигателестроение. – 2014. -№3-с.16-22.
3. Камкин С.В. Підвищення економічності суднових дизелів/ С.В. Камкин, А.Л. Лемещенко.-СПб Судостроение,1992. – 176с.
4.VTA – Variable Turbine area [Електронний ресурс] – Режим доступу : http://turbocharger.man.eu/technologies/tuning-methods-comprasion
5. Turbocharger Cut-Out [Електронний ресурс] – Режим доступу: http://turbocharger.man.eu/technologies/tuning-methods-comprasion/cut-out

УДК 621.43

Уласюк М.С., кер. доц. Небеснов В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Покращення економічних показників двопаливних двигунів удосконаленням системи паливоподачі

Протягом тривалого часу на суднах морського флоту в якості палива використовуються різні рідкі вуглеводневі енергоносії, згоряння яких супроводжується викидами в атмосферу оксидів сірки (SO_x), азоту (NO_x) та твердих часток, що здійснюють істотний вплив на навколишнє середовище. Посилення вимог Додатку VI Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78 змушують судновласників шукати нові, економічно вигідні, варіанти зниження шкідливих викидів.

На даний час економічно вигідним рішенням є використання альтернативних видів палива. До основних альтернативних видів палива відноситься газове паливо, а саме природний газ – метан (CH_4), біогаз на основі метану та зріджені вуглеводневі гази – пропан (C_3H_8) та бутан (C_4H_{10}).

Перехід на газове паливо потенційно може забезпечити зниження експлуатаційних витрат за рахунок більш низької вартості газу у порівнянні з традиційними видами палив. Додатковий економічний ефект може бути отриманий в результаті того, що використання газового палива забезпечує підвищення ресурсних показників двигунів, так як газ не змиває мастильну плівку зі стінок циліндрів і тим самим, підвищує термін служби мастила через зниження утворення нагару в камері згоряння.

Задача зниження шкідливих викидів може бути вирішена за рахунок використання в складі СЕУ двопаливних двигунів. При такому способі зберігається можливість швидкого переходу з газового палива на дизельне та навпаки.

В роботі розглянутий аналіз робочих процесів двигуна при роботі на рідкому паливі на газі. Робота на рідкому паливі здійснюється за циклом Дизеля. Паливо подається двома головними форсунками, які встановлені в кришці циліндра в кінці стиснення. В газовому режимі в двигун подається два палива: дизельне (але в меншій кількості, ніж в базовому) та додаткове газове (паливо заміщення 5-8%). При чому дизельне паливо грає роль «запальної» дози, для займання газоповітряної паливної суміші.

Для нормальної роботи двигуна в газовому режимі необхідно підтримувати відношення повітря/паливо (коефіцієнт надлишку повітря – α) у вузькому діапазоні (рис.1).

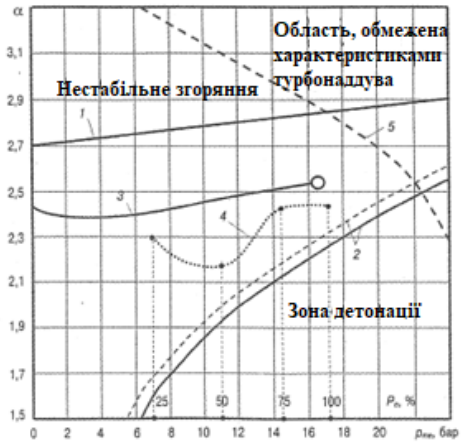


Рис.1 - Регулювання складу повітряно-газової суміші при різних навантаженнях

На рисунку 2 наведені індикаторні діаграми при роботі на газовому паливі для чотирьох режимів теоретичної гвинтової характеристики.

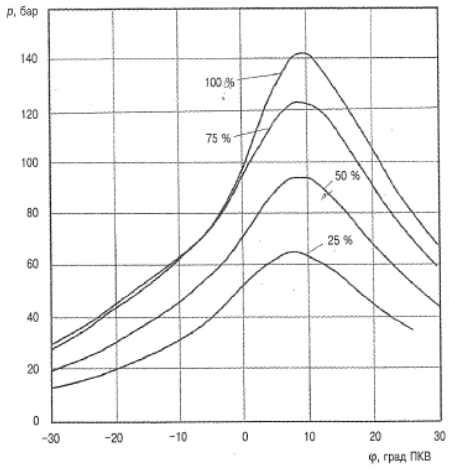


Рис.2 – Індикаторні діаграми дизеля 6Х72D при роботі на режимах гвинтової характеристики

На всіх режимах максимальний тиск згоряння при роботі на газовому паливі суттєво вищий, ніж на рідкому паливі (рис. 3).

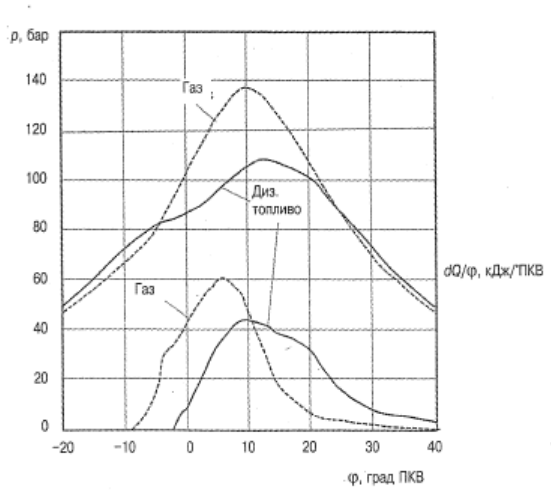


Рис.3 – Порівняння індикаторних діаграм та кривих тепловиділення дизеля 6X72D при 75% потужності

При роботі на газовому паливі займання газоповітряної суміші здійснюється за 9 градусів до ВМТ, відбувається процес «неконтролюємого» згорянння та швидкість тепловиділення вище приблизно на 25%, а тривалість згоряння менша (див. рис. 3). Ці обидва фактори визнають збільшення максимально тиску згоряння та ККД при переході на газове паливо.

Основним недоліком двох-паливних двигунів є складність системи паливоподачі, оскільки паливна система має дві форсунки на кожний циліндр.

Компанією «L`Orange» була розроблена форсунка , яка має один розпилювач з широким діапазоном зміни циклової подачі (рис. 4). Даний розпилювач дозволяє знизити кількість «запального» палива менше ніж 1% від номінального, а також знизити викиди NO_x.

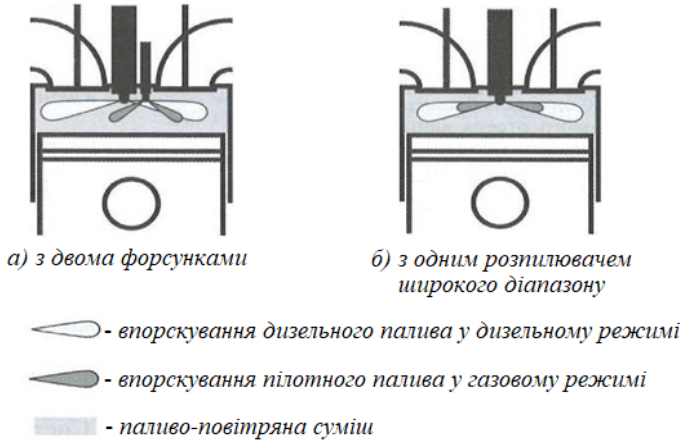


Рис. 4 - Варіанти системи подачі палива для двох-паливного двигунів

Нова форсунка широкого діапазону забезпечує роботу в широкому діапазоні циклових подач (від < 1 до 100%). З однієї сторони, повинно бути більш точне дозування впорскування у всьому робочому діапазоні, с другої сторони – система не повинна бути занадто складною та дорогою.

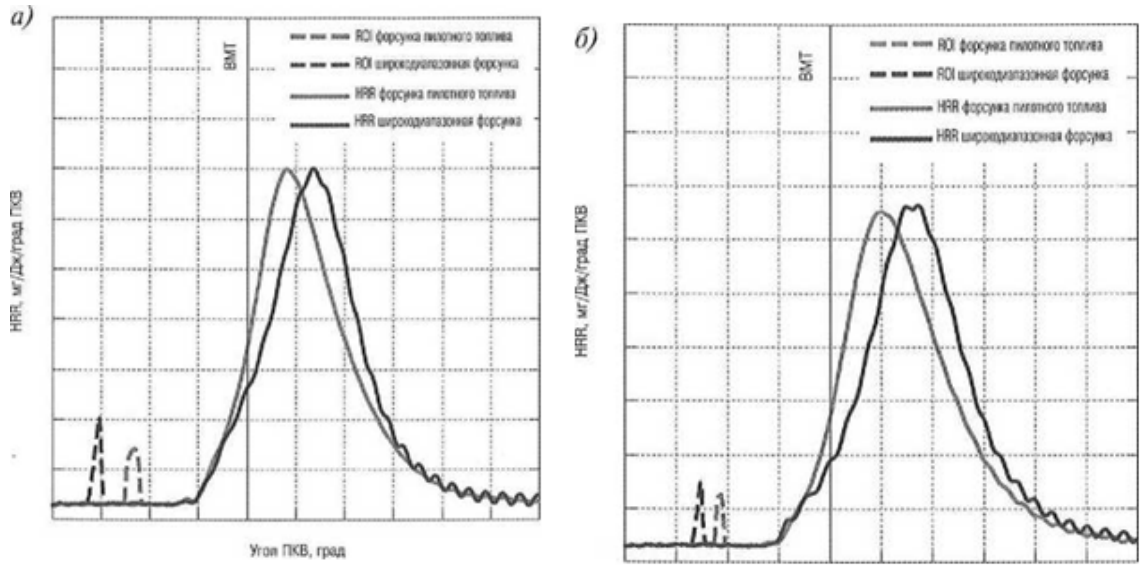


Рис.5 - Порівняння кривих швидкості тепловиділення для форсунки пілотного палива і широкодіапазонний форсунки при кількості «запального» палива 1% (а) і 0,5% (б)

Висновки

1) використання газового палива дозволяє значно зменшити кількість шкідливих викидів в порівнянні з паливом на основі нафти – повністю виключити викиди сірки, кардинально знизити (на 90%) викиди оксидів азоту, а також твердих часток;

2) газове паливо потенційно може забезпечити зниження операційних затрат за рахунок більш низької вартості газового палива в порівнянні з традиційними видами палив;

3) використання газового палива забезпечує підвищення ресурсних показників двигунів, тим самим підвищує термін служби мастила через зниження утворення нагару в камері згоряння;

4) використання форсунки широкого діапазону дає змогу знизити кількість запального палива с 5-8 до 1%, що істотно відображується на економії пального.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Макаров В.А., Козлов С.И. «Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей», 2000,296с.
2. Развитие топливной аппаратур для двухтопливных двигателей (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 34–58.
3. Пунда А.С., Гурьев Ю.Г. Исследование рабочего процесса двухтактных двухтопливных судовых дизелей для крупнотоннажных морских судов // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 29–34.
4. Епифанов В.С. Применение природного газа в судовых энергетических установках // Речной транспорт.-2008.- №4. – С. 77-84.
5. Епифанов В.С. Эксплуатация судовых энергетических установок на природном газе. – М.: ТрансЛит, 2010. – 216с.

УДК 621.43

Гладільніков М.М., кер. доц. Небеснов В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення надійності та економічності пропульсивного комплексу при експлуатації судна на знижених швидкостях

Задача підвищити економічність експлуатації суден морського флоту та отримати прибуток в умовах зниження тарифних ставок на перевезення вантажів та зростання ціни на бункер змушує судновласників знижувати експлуатаційні витрати за рахунок зниження швидкості суден [3,4].

На такому режимі роботи установки збільшується дальність плавання судна або досягається економія палива при заданій дистанції [3,4].

Економічній складовій цього питання присвячено багато робіт та розрахунків оптимальної швидкості судна для отримання максимального прибутку.

Однак, часто упускають вплив тривалої роботи пропульсивного комплексу при знижених швидкостях на її технічний стан.

Робота на цих режимах характеризується погіршенням показників роботи паливної апаратури, збільшенням питомих та часових витрат палива та мастила, збільшенням викидів шкідливих речовин та димності відпрацьованих газів, тепловим напруженням, інтенсивним нагаровідкладенням на деталях ЦПГ і т.д. Відносно судових малообертових двигунів одним з найменш надійних у процесі технічної експлуатації та найбільш трудозатратним при технічному обслуговуванні вузлів являється циліндрово-поршньова група [1-2].

Одним із методів покращення показників роботи дизеля на режимах малих навантажень буде розглянуто такий метод як відключення циліндрів або циклів (метод змінення робочого об'єму двигуна).

Результати дослідження 12-ти циліндрового дизеля, обладнаного системою відключення шести циліндрів при роботі на малих навантаженнях представлені на рис.1 у вигляді універсальної характеристики [1].

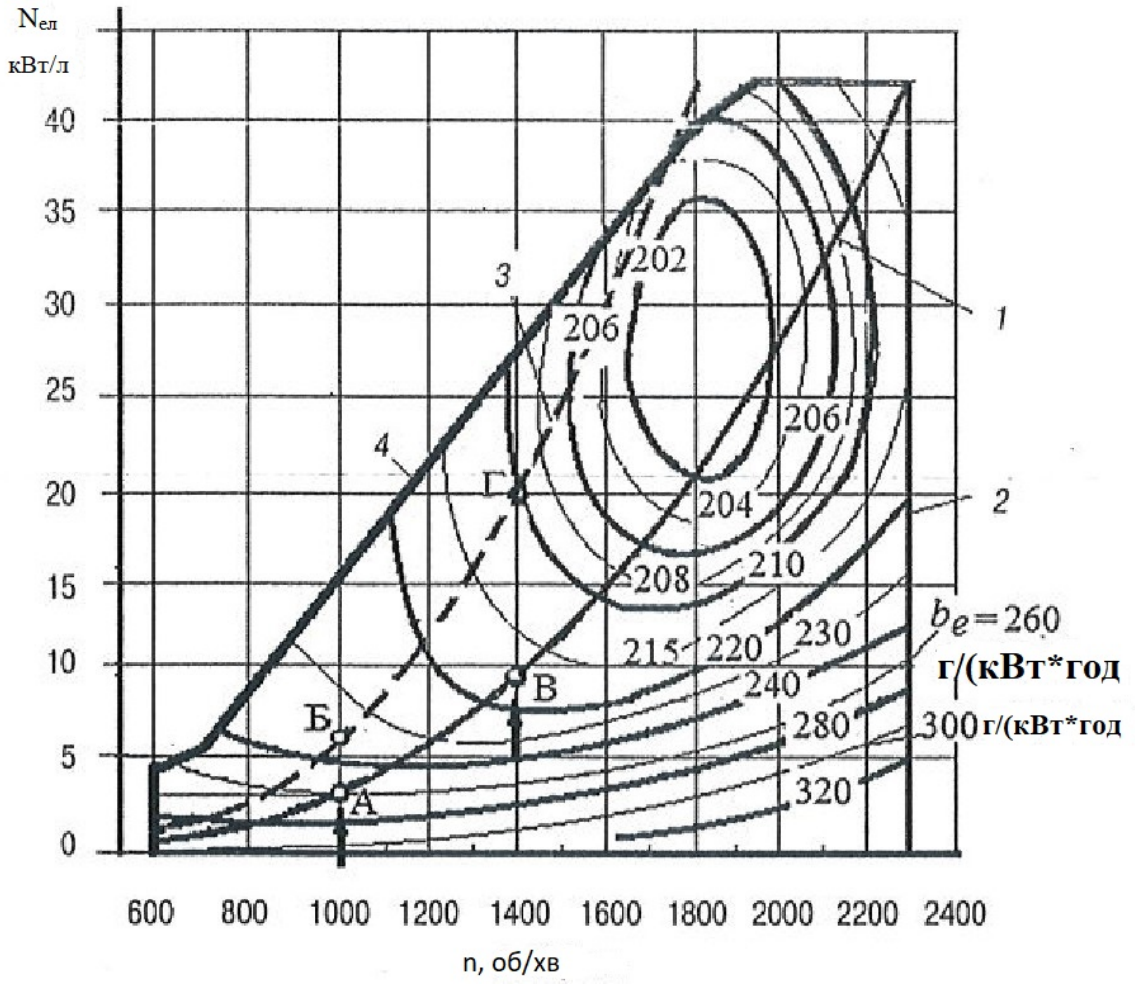


Рис.1 Універсальна характеристика дизеля MTU 12V2000 M50B у координатах $N_{ел}$ – n: 1- гвинтова характеристика повнорозмірного дизеля; 2- параметричні криві постійних питомих ефективних витрат палива (b_e);
3- гвинтова характеристика дизеля при роботі на 6 активних циліндрах;
4- обмежувальна характеристика, де N_e- літрова потужність, n- частота обертів

Оцінка ймовірного зниження витрати палива при відключенні шести циліндрів показана на наступній схемі. Нехай повнорозмірний дизель працює при n=1000 об/хв, тобто в точці А гвинтової характеристики 1. Відключення шести циліндрів веде до росту літрової потужності і дизель працює у точці Б гвинтової характеристики 3. При цьому питома ефективна витрата палива може змінитися з 260 до приблизно 235 г/кВт*г, тобто знизитися в результаті покращення процесу розпилу палива за рахунок підвищення циклової подачі [1]. Зміна питомих витрат в абсолютних та відносних одиницях показані на рис.2

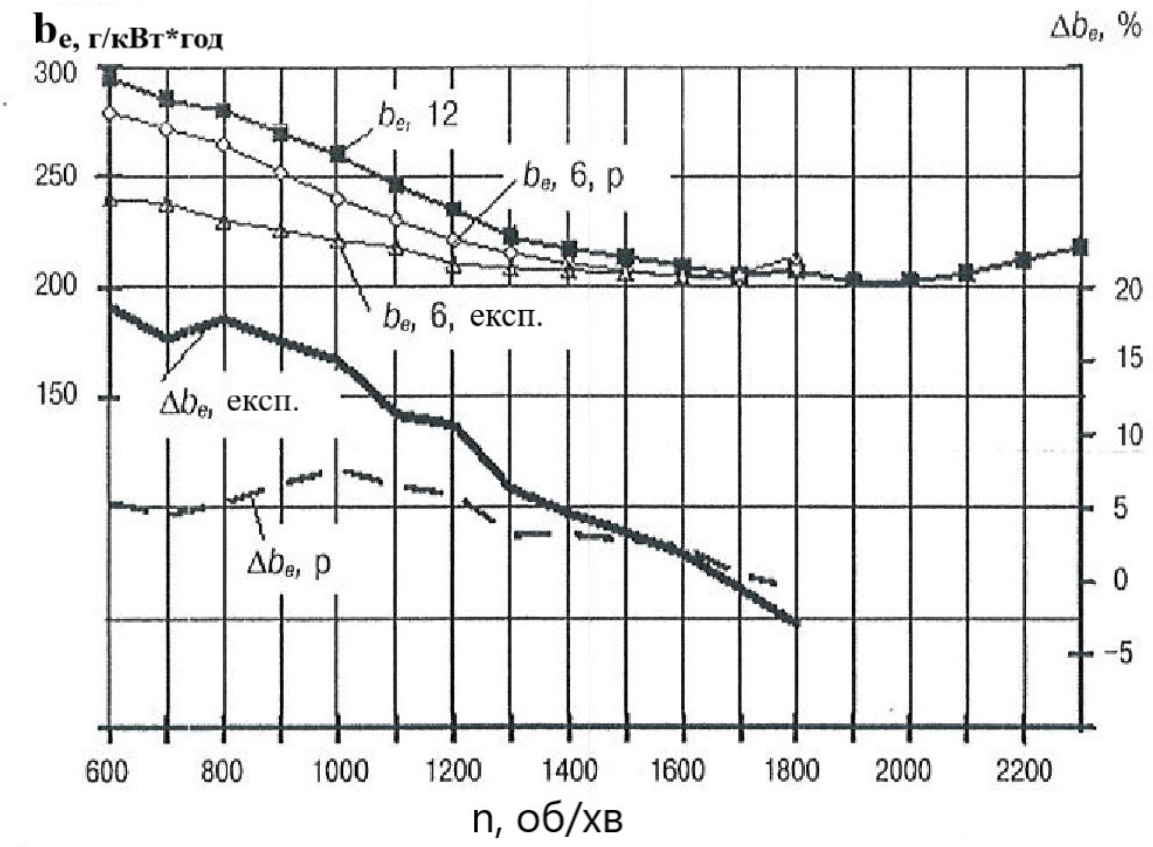


Рис.2 Зміна питомих витрат палива (b_e) при роботі дизеля MTU 12V2000 M50B по штатній гвинтовій характеристиці при повному числі циліндрів (12) та при шести активних циліндрах (6):
р- розрахунок по універсальній характеристиці без застосування спеціальних регулювань дизеля; експ- експеримент на дизелі, оснащеного спеціальними засобами та регулюваннями для підвищення ефективності методу відключення циліндрів; b_e- відносне зниження витрати палива розрахункове (р) та експериментальне (експ), отримані за рахунок відключення циліндрів

Можливість відключення різного числа циліндрів, при тому на різний час роботи, аж до одного циклу, може ідеально реалізовуватися у системах паливоподачі, наприклад, типу common rail з електронним регулюванням. На дизелях з паливними системами розділеного типу відключення різної кількості циліндрів на різний час, аж до окремих циклів, можливо за допомогою системи відключення циліндрів або циклів (СВЦЦ), поєднуючу гідродинамічне відкриття клапана зливу палива з лінії високого тиску та електронне управління цими відключеннями-включеннями [2,5]. Схема вимикача подачі палива як елемента системи відключення циліндрів та циклів та його робота показана на рис.3.

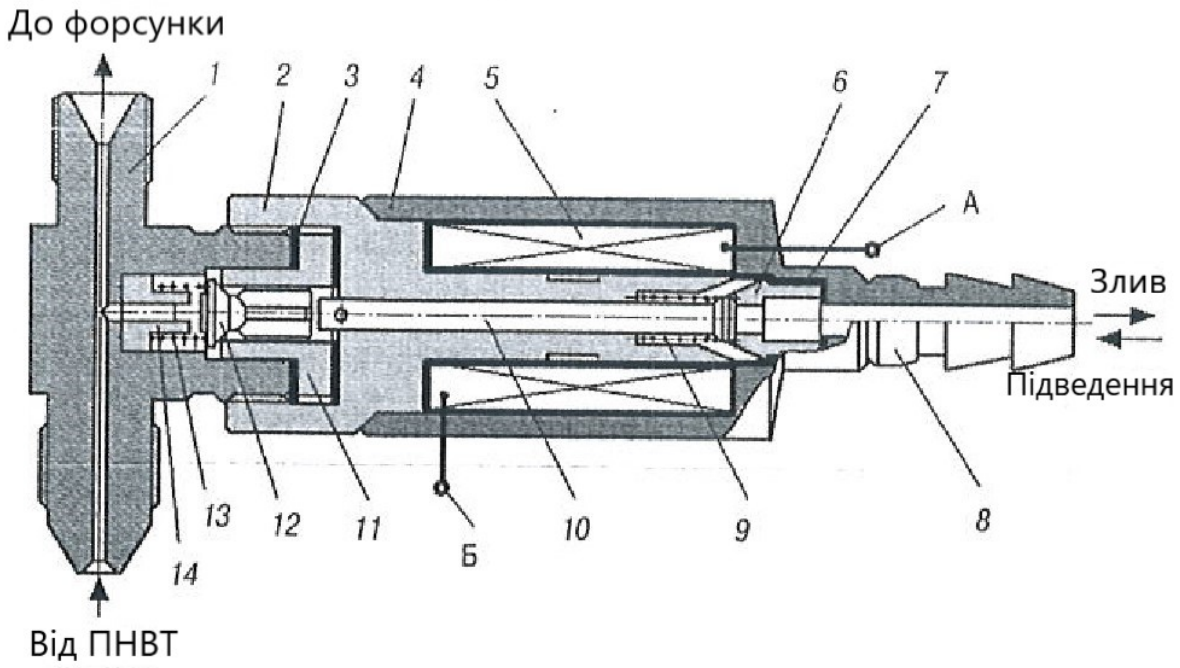


Рис.3 Конструкція вимикача циліндрів та циклів
1-корпус вимикача; 2- корпус електромагнітного приводу; 3- прокладка;4- кришка; 5- електромагнітна котушка; 6- якір; 7- гільза (стакан); 8- штуцер зливу або підводу палива; 9- пружина якоря; 10- шток; 11- сідло зворотного клапана (клапана регулювання начального тиску – РНТ); 12- зворотний клапан РНТ; 13- зворотна пружина клапана; 14- обмежувач ходу клапана РНТ; А- плюсовий вивід котушки; Б- мінусовий вивід котушки

Найбільший ефект від підвищення якості паливоподачі в працюючих циліндрах досягається при положенні рейки ПНВТ, відповідаючи 90-100% від номінальної циклової подачі палива. У такому випадку режими холостого ходу та малих навантажень досягається реалізацією режимів розгонів-вибігів шляхом відключення-включення циліндрів та підтриманням середньої частоти обертання у допустимих межах нерівномірності. Висока швидкодія СВЦЦ дозволяє перейти від «рейкового» до «безрейкового» регулювання дизеля (інакше кажучи, до регулювання дизеля зміненням його робочого об’єму). Приклад підтримання режимів малого навантаження відключенням-включенням одного циліндру, працюючого з повною подачею палива (при відключенні інших циліндрів), зображено на рис.4.



Рис.4 Характер зміни частоти обертання n при підтриманні режиму $n_{сер}$= 700 об/хв з навантаженням M_c, рівній 20,2 Н*м (тобто приблизно 6% від M_e повнорозмірного дизеля при тій же частоті з повною подачею палива), відключенням-включенням одного циліндру, працюючого з повною подачею палива (дизель 6Ч11/12,5) на установках з різними моментами інерції: 1-3 – моменти інерції $I_{уст}$ відповідно 9, 7 та 5 Н*мс^2

Безрейкове регулювання, тобто регулювання відключенням-включенням циліндрів або циклів, особливо при постійному положенні рейки і рівному 100% циклової подачі дозволяє знизити токсичність викидів дизеля завдяки усуненню режимів роботи з частковими подачами палива, усунення переохолодження циліндрів, підтримання високої якості розпилу палива і т.д. Відключення частини циліндрів підвищує температуру відпрацьованих газів (ВГ) працюючих циліндрів, при тому досягається температура, необхідна для протікання каталітичного допалювання у нейтралізаторі ВГ [1,2,5].

Висновки

– Відключення частини циліндрів дизеля зі зміною його регулювань дає економію витрати палива до 4-7%, зменшення витрат циліндрового мастила та зниження нагаровідкладень на поверхності камери згорання.
– Зміна робочого об’єму на малих навантаженнях призводить до зниження викидів шкідливих речовин та димності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Патрахальцев Н.Н., Пилар Габриэла «Анализ возможности повышения эксплуатационной топливной экономичности судового дизеля» // Двигателестроение. – 2015. - №3 (261). – с.31-33.
2. Страшнов С.В., Корнев Б.А. «Регулирование дизеля методом отключения-включения цилиндров или циклов» // Двигателестроение. – 2011. - №3 (245). – с. 7-11.

3. Винников В.В. «Экономика предприятия морского транспорта (экономика морских перевозок) 2-е изд»., перераб. и доп.-Одесса: Латстар,2001.-416 с.
4. Васькевич Ф.А., Калинин О.Д., Ванин Ю.П. Как оптимизировать скоростные режимы эксплуатации / Морской флот, 2012, №2, с. 14-17.
5. Балабин В.Н. Регулирование транспортных двигателей отключением части цилиндров: монография. – М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте». – 2007. – 143с.

УДК 621.436

Олійник О.В. кер. доц. Небеснов В.В.
Національний Університет « Одеська морська академія»

Робота дизеля у пропульсивному комплексі на сталих режимах при різному використанні установки

Постановка проблеми в загальному вигляді. В даний час домінуюче становище на ринку морських і річкових перевезень займають судна з дизельними енергетичними установками (ДЕУ). З великою ймовірністю такий стан збережеться і на найближчу перспективу. Серед ДЕУ найбільш ефективні установки на основі суднових пропульсивних комплексів (СПК) з прямою головною передачею в складі головного дизельного двигуна (ГД) і частіше гребного гвинта фіксованого кроку (ВФК). Вхідним параметром такого СПК як єдиного об'єкта управління є відносне положення органу управління подачею палива ГД $h/h_н$, де h і $h_н$ – переміщення органу управління подачею палива на деякому частковому і на номінальному режимах роботи ГД, а вихідним – відносна частота обертання ВФК $n/n_н$, де n і $n_н$ – частота обертання гребних гвинтів на деякому частковому і на номінальному режимах роботи.

Робота ГД відбувається при різному використанні установки, наприклад при зміні водотоннажності, на швартовах, в парціальному режимі, при зміні зовнішніх умов (при мілководді, в штормових умовах, при обростанні корпусу судна і т.д.) [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В області підвищення ефективності суднових енергетичних установок (СЕУ) варто відзначити високий рівень досягнень. При цьому зокрема вивчалися: алгоритм оперативного оптимального управління навантаженням суднового ГД двигуна з урахуванням гідрометеорологічних умов мореплавання [2], метод оптимального призначення швидкісних режимів СПК [3]; принципи побудови регресійних емпіричних моделей СПК з визначенням функції зв'язку вихідних змінних з вхідною за даними експериментальних досліджень .

Постановка завдання. Незважаючи на масштабність наукових розробок у зазначеній вище сфері досліджень, питання підвищення ефективності роботи дизеля у пропульсивному комплексі на сталих режимах при різному використанні установки потрібує подальшого дослідження з метою визна-

чення оптимальних показників, за якими більш доцільно виконувати їх діагностування та оцінювання.

Виклад основного матеріалу дослідження. Сучасне судно є складним інженерним спорудженням, яке об'єднало в себе досягнення науки і практики XX століття, та яке виконує різні функції у взаємодії з іншими суднами і портовими об'єктами. Центральний елемент в структурі системи «судно» (рис. 1) – СЕУ. ГД СЕУ, передача, гвинт і корпус судна складають СПК, схема якого показана на рис. 2.

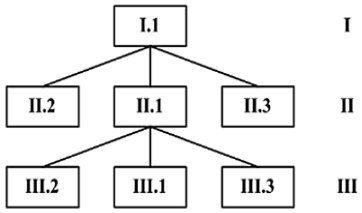


Рис. 1. Структура системи «судно»:
I, II, III – рівні системи; I.1 – судно; II.1 – СЕУ;
II.2 – навігаційне обладнання; II.3 – палубні механізми; III.1 – ГД;
III.2 – парогенератор;III.3 – дизель (турбо) генератор

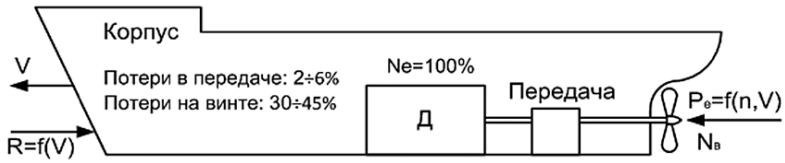


Рис. 2. Судновий пропульсивний комплекс

З теорії корабля відомо, що результатом взаємодії елементів СПК є гвинтова характеристика $N_e=f(n)$. Форма гвинтовий характеристики залежить від опору руху судна $R=f(V)$, де V – швидкість руху. При збільшенні опору (обростання корпусу судна, стан моря і т.п.) для підтримки постійної швидкості судна (V=const) збільшення потужності гребного гвинта відбувається відповідно до його власних характеристик і далеко не пропорційно збільшенню опору корпусу R. З іншого боку, збільшення потужності ГД N_e відбувається за його власними характеристиками і призводить до збільшення питомої витрати палива. У зв'язку з цим оцінка роботи СПК не може бути виконана без аналізу власних характеристик корпусу, гвинта, двигуна і побудови характеристик їх взаємодії. Результатом поєднання характеристик корпусу, гвинта і двигуна є паспортна діаграма СПК.

У складі СПК роботу ГД і ВФК на сталих режимах відображають швидкісні характеристики: ГД – зовнішні, регуляторні та обмежувальні, а ВФК – гвинтові. На Мал.3 представлена графічна ілюстрація цих залежностей, які відображають роботу його СПК в різних умовах експлуатації, а саме:

• в штатних (які прийнято також називати нормальними або розрахунковими) – нормальна, або штатна характеристика (крива H);

• в більш легких, ніж штатні, наприклад при ході судна в баласті, – баластних, або легка характеристика (крива *Б*), яка розташовується вище нормальної;

• в більш важких, ніж штатні, наприклад при розгоні судна, – розгінна, або важка характеристика (крива *Р*), яка розташовується нижче нормальної;

• при нерухомому судні, наприклад при рушанні його з місця або при роботі на швартових, – стартова, або гранично важка характеристика (крива *С*).

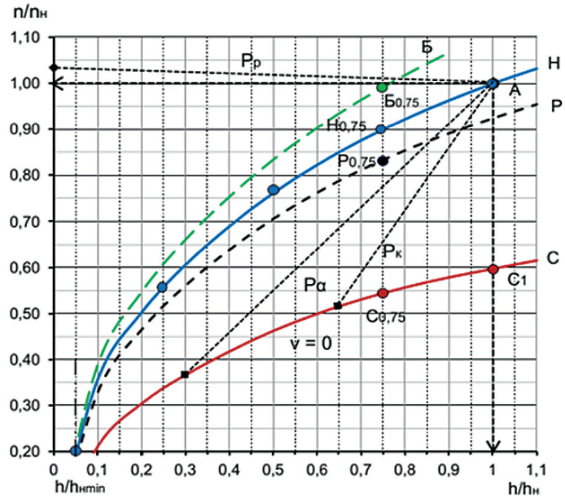


Рис.3. Характеристики СПК (*Н* – нормальна, або штатна; *Б* – баластна, або легка; *Р* – розгінна, або важка; *С* – стартова або гранично важка) і обмежувальні характеристики ГД по механічній (Рк) і теплової (Рα) напруженості і по частоті обертання (Рр)

Важлива властивість діаграми: при одній і тій же подачі палива ординати діаграми між стартовою та іншими (баластної, або штатної, або розгінної) характеристиками в певній пропорції відображають швидкості руху суден у відповідних умовах експлуатації. Сукупність побудованих характеристик визначає область безпечних режимів роботи СПК і дозволяє обґрунтувати важливі пускові і експлуатаційні параметри роботи СПК і суден.

У сталих режимах роботи потужність ГД повинна забезпечувати створення необхідного упору для отримання заданої судну швидкості. Зрозуміло, контрольні випробування СПК повинні суворо відповідати режимним умовам ходових випробувань новозбудованого судна. Цю ідею, яка так і не була реалізована, на початку XX століття висловив академік О. М. Крилов, назвавши її «прогресивними випробуваннями кораблів флоту». Сьогодні цієї ідеї прийшов час реалізації в зв'язку з випереджаючим розвитком вимірювальної техніки та інформаційних технологій.

Її реалізація можливо шляхом вимірювань і контролю визначальних параметрів елементів СПК. Блок схема контролю технічного стану пропульсивного комплексу показана на рис. 4.

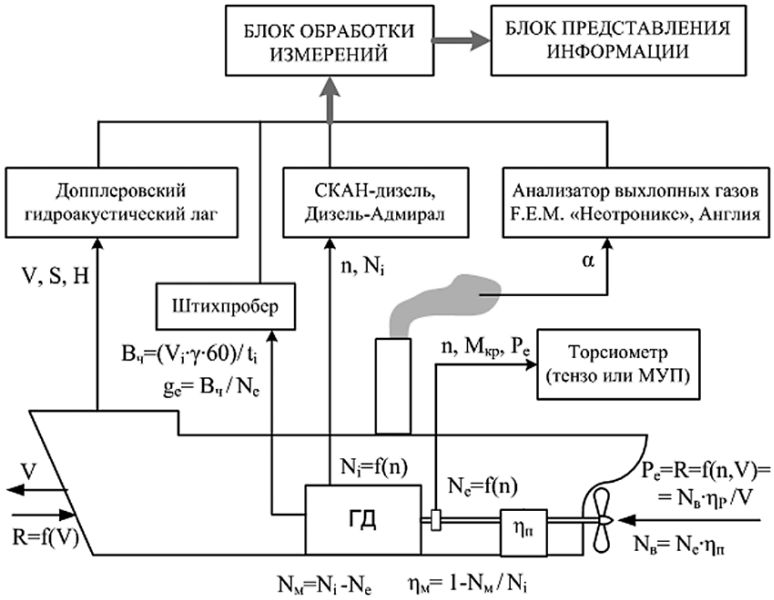


Рис. 4. Блок схема контролю технічного стану пропульсивного комплексу

Работа дизеля у пропульсивному комплексі на сталих режимах при різному використанні установки потребує всебічної уваги. Різноманіття можливих режимів та навантажень на яких здійснює роботу ГД, висуває спеціальні умови, що до їх експлуатації з максимальною енергетичною, економічною та екологічною ефективністю. При цьому для кожного з експлуатаційного режиму існують переважні параметри, контроль, діагностування та управління якими у першу чергу впливає на ефективність та надійність експлуатації СПК.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. Суворов П. С. Управление режимами работи главных судовых дизелей / П. С. Суворов. – Одесса : ЛАТСТАР, 2000. – 240 с.

2. Мясников Ю. Н. Характеристики пропульсивного комплекса в проблеме обеспечения энергоэффективной и экологически безопасной эксплуатации морского судна / Ю. Н. Мясников, А. М. Никитин // Судостроение, 2017. – № 5. – С. 33-40.

3. Golikov V. A. A simple technique for identifying vessel model parameters / V. A. Golikov, V. V. Golikov, Ya. Volyanskaya, O. Mazur, O. Onishchenko // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2018/6. – Vol. 172. – № 1. – P. 012010.

УДК 621.431.74

Швець Є.І., кер. доц. Небеснов В.В.
Національний Університет “Одеська морська академія”

Покращення процесу згорання палива на режимах малих навантажень

Задача підвищити економічність експлуатації суден морського флоту та отримати прибуток в умовах зниження тарифних ставок на перевезення ван-

тажів та зростання ціни на бункер змушує судновласників знижувати експлуатаційні витрати на режимах малих навантажень двигуна.

Робота дизеля на малих ходах (с мінімально допустимої частотою обертання колінчастого вала n_{min}) повинна забезпечувати маневрування судна при проходженні в вузькостей, по складному фарватеру, при підходах до портів і швартуванні, при русі в каравані і т.п.

Важливим фактором, що впливає на n_{min}, є робота паливної апаратури. При частотах обертання нижче n_{min} порушується перебіг процесів впорскування, сумішоутворення і згоряння палива, внаслідок чого виникають пропуски спалахів, самовимикання окремих циліндрів, підвищена нерівномірність обертання валу і, нарешті, мимовільна зупинка дизеля. При малих навантаженнях і частотах обертання, робота завжди супроводжується підвищеною нерегулярністю подачі палива по циліндрах і на цикл, зниженням тиску розпилювання і несприятливим перебігом характеристики подачі.

При механічному приводі паливного насосу високого тиску (ПНВТ) на режимах малих навантажень різко знижується тиск впорскування палива і збільшується нестабільність подачі палива від циклу до циклу і по циліндрах дизеля в міру зменшення частоти обертання колінчастого вала, що призводить до підвищеної витрати палива, нерівномірної роботі дизеля і розрідженню масла паливом. У зв'язку з цим на режимах малих навантажень, крім стабільної роботи паливної апаратури, необхідно забезпечити максимальний тиск упорскування не менше 10 МПа і рівномірний розподіл палива по циліндрах, причому криві швидкісних і навантажувальних характеристик паливного насоса в районі зазначених режимів, повинні бути пологими. Параметри впорскування малих циклових подач суттево залежать від величини диференціального майданчика голки, різниці кутів замикаючих конусів голки і корпусу розпилювача, тиску початку впорскування, маси рухомих деталей і голки, обсягу паливної системи високого тиску, площі ефективного прохідного перетину розпилювача форсунки, залишкового тиску в лінії високого тиску палива і конструкції нагнітального клапана.

Одним з простих способів поліпшення стабільності упорскування на низьких обертах є диференційований тиск відкриття форсунки. Ця проста модифікація складається з невеликого зниження (приблизно на 5,0 МПа) тиску відкриття однієї форсунки на кожному циліндрі. Це означає, що при низькому навантаженні тільки одна форсунка відкрита під час впорскування. І оскільки повний обсяг палива впорскується тільки через одну форсунку, підйом шпинделя форсунки і сам процес упорскування більш стабільні, що призводить до кращого і більш щільному розпилу, що, в свою чергу, веде до стабільної роботи двигуна. Завдяки цьому досягається зниження мінімально стійких оборотів двигуна.

На малих навантаженнях і на повному навантаженні, різниця тисків відкриття веде до незначної різниці в часі початку і кінця упроскування палива різними форсунками, але вплив цього фактора на загальну роботу двигуна незначний.

Вимкнення форсунки з роботи, якщо парна форсунка продовжує працювати, негативно позначається на працездатності виключеною форсунки. Носик сопла розпилювача, перебуваючи в камері згоряння, схильний до дії високих температур, а паливо в підголчатої порожнини і його залишки безпосередньо в соплових отворах схильні до процесу закоксовування. Таким чином, досить зовсім нетривалого часу, і вимкнена форсунка стає непрацездатною. Щоб цього не відбувалося, необхідно, щоб форсунки відключалися тільки на короткий проміжок часу, а ще краще, щоб уприскування по кожній з форсунок відбувався по черзі.

Для реалізації зазначеного способу зниження мінімально стійкої частоти обертання колінчастого вала дизеля, що забезпечує надійну роботу дизеля, була виконана конструкторська розробка - виготовлення і натурні випробування пневмогідравлічної системи перемикання форсунок.

Схема включає в себе експериментальну паливорозподільні коробку (ЕПК) 1 (рис. 1), конструкція якої дозволяє укомплектувати її штатними клапанами, необхідними для нормальної роботи двигуна на всіх його режимах, а також залишити без зміни приєднувальні розміри трубки високого тиску до форсунок і від ПНВТ .

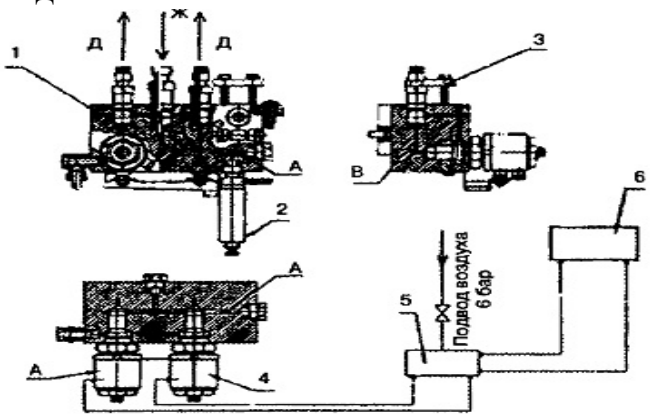


Рис. 1. Схема пневмогідравлічної системи перемикання форсунок

ЕПК додатково укомплектована запобіжним клапаном 2 на випадок непередбаченого підвищення тиску, паливо від якого потрапляє в систему відсічення, пов'язану з гніздом клапана 3, призначеного для зупинки двигуна. Клапанами 4, які відключають по черзі форсунки, управляє пневмоелектричний клапан 5, до якого підведено повітря від магістралі з тиском 6 бар. На пневмоелектричний клапан подає електричні імпульси реле часу 6 з можливою періодичністю від 5 секунд до 5 хвилин. На рис. 2 показаний один з клапанів в закритому положенні (тобто коли він відключив форсунку).

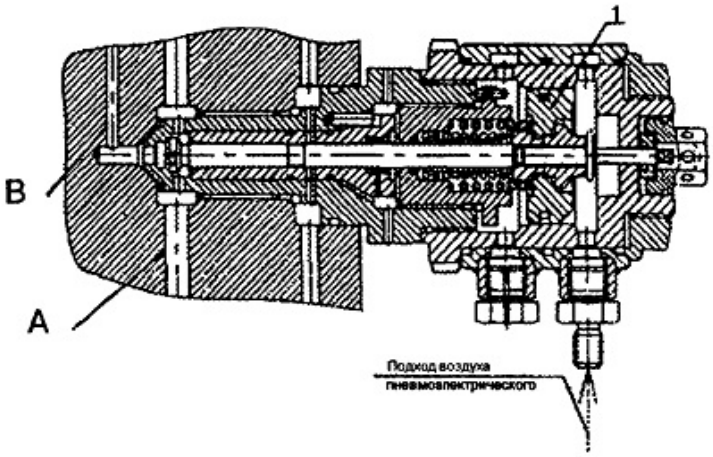


Рис. 2. Клапан вимкнення форсунок

Принцип роботи клапанів наступний. Реле часу подало черговий сигнал на електромагнітний клапан, який в залежності від положення магніту подає повітря в надпоршневу порожнину клапана виключення форсунки. Поршень 1 переміщує шток і перекриває порожнину В, по якій подається паливо до форсунки. З підвищенням тиску палива, в результаті різниці діаметрів штока і його запірної частини, зусилля збільшується і щільно перекриває отвір В. Після закінчення заданого часу імпульс від реле часу зникає, електромагніт переміщається в протилежне становище, повітря з над поршневої порожнини випускається, пружини переміщують пневматичний поршень і шток в протилежне становище і тим самим відкривають порожнину в, в той же час другий клапан після подачі пневматичного сигналу перекриває другий отвір В. Переміщення штока після подачі сигналу відбудеться тільки в тому випадку, коли тиск в ПНВТ впаде до тиску, рівного тиску в паливо підводному колекторі, тобто коли ролик штовхача ПНВТ буде на потилиці паливного кулака. Мимовільного відкриття або закриття клапана в період подачі палива к форсунці не відбудеться через високий тиск палива і різниці діаметрів між замикаючим конусом і штоком.

Стендові випробування пневмогідравлічної системи перемикання форсунок показали її досить надійну роботу. Ревізія форсунок, виконана після стендових випробувань системи, виявила їх задовільний стан (закоксовування розпилювачів не виявлено).

Для зниження рівня мінімально стійкої частоти обертання колінчастого вала була виконана модернізація «штатних» форсунок, яка полягає в зміні конструкції зворотного клапана. На рис.3 показана форсунка «штатної» конструкції (а) і в адаптованому варіанті (6). На стоянці, при прокачуванні системи паливо через отвір «А» зворотного клапана 1 потрапляє в дренажний отвір 4. При підвищенні тиску, викликаному паливним насосом високого тиску, зворотний клапан за рахунок диференціальних майданчиків долає зусилля пружини 2, переміщається вліво і перекриває отвір А . При цьому паливо надходить в розпилювач форсунки і при тиску 350+30 бар піднімає голку 3, поступаючи в сопло і далі в камеру згоряння. Все протікання при ро-

боті форсунки також відводяться через отвір 4. У зміненій конструкції форсунки, адаптованої для режимів мінімальних навантажень, в зворотному клапані 1 форсунки відсутній отвір 4. Додатково встановлена прокладка 5, яка зміщує клапан вліво, відкриваючи прямий прохід палива в розпилювач форсунки. В результаті, як показали стендові випробування двигуна, процес впорскування палива став більш динамічним. Однак, незважаючи на це, оснащення двигуна адаптованими форсунками не дало помітного зниження рівня мінімально стійкої частоти обертання.

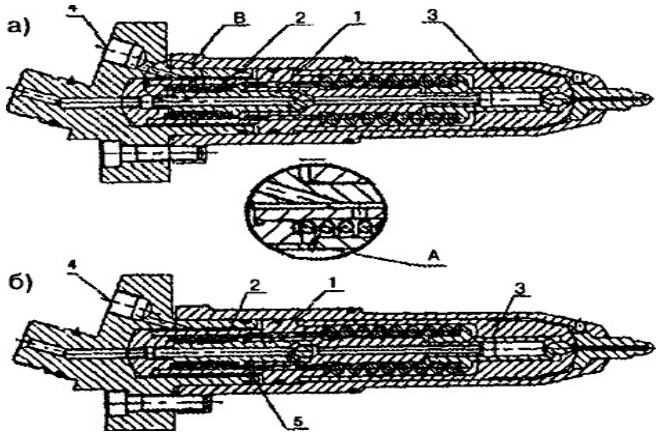


Рис. 3. Продовжній розріз форсунки: а) «штатный» варіант; б) варіант, адаптированый під режим малих навантажень

Таким чином, поліпшення роботи дизеля на мінімальних навантаженнях, в тому числі і на режимах мінімально стійкої частоти обертання колінчастого вала, можна досягти наступними способами:

♦ застосування систем подачі палива акумуляторного типу, які принципово відрізняються від традиційних систем з індивідуальними для кожного циліндра паливними насосами. Системи акумуляторного типу з електронним упорскуванням мають ряд переваг, одним з яких є можливість підтримки досить високого тиску упорскування незалежно від частоти обертання колінчастого вала;

♦ зміна конструкції паливної апаратури, наприклад, зміна (зменшення) діаметра і числа соплових отворів розпилювача форсунок, зниження тиску відкриття форсунок, зміна конструкції їх клапанної системи. Однак ці заходи погіршують роботу дизеля на повних навантаженнях;

♦ виключення з роботи декількох циліндрів. Як правило, виключається з роботи половина циліндрів таким чином, щоб залишилася інша працююча половина забезпечувала рівномірний (через однакове число градусів п.к.в.) чергування спалахів;

♦ застосування допоміжних електричних повітродувок підвищеної потужності. Поліпшується процес газообміну в циліндрі (знижується рівень димності відпрацьованих газів);

♦ відключення подачі забортної води, на охолоджувач продувочного повітря. Поліпшуються умови роботи дизеля на режимі мінімально стійкої час-

тоти обертання (декілька прискорюється процес випаровування і згоряння палива, що впорскується в циліндр двигуна);

♦ оснащення дизеля електронним регулятором частоти обертання колінчастого вала.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Автоматизированный комплекс для исследования и диагностирования топливных систем дизельных двигателей / JT.B. Грехов., В.А. Светлов, А.В. Сячинов и др. // Рабочие процессы дизелей: Учебное пособие. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1995. - С. 154 — 160.

2. Аккумуляторные топливные системы с электроуправляемыми гидроприводными насос-форсунками / А.С.Хачиян, С.В.Бойко, Л.Н.Голубков и др. // Повышение эффективности автомобильных и тракторных двигателей: Труды. МАДИ. М., 1995. - С. 39 - 49.

3. Актуальные вопросы создания топливопо дающих систем транспортных дизелей // Презентация фирмы Robert Bosch GmbH: Материалы международной научно-технической конференции, посвященной 30-летию ЯЗДА. Ярославль, 2002. - С. 19-33.

4. Анализ технического уровня и тенденций развития ДВС / Под. ред. Р.И. Давтяна. М., 1998. - 92 с.

5. Топливные системы и экономичность дизелей / А.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов, А.С. Хачиян, Л.М. Рябикин. М.: Машиностроение, 1990.-288 с.

6. Астахов И.В., Илиев Л.А. Расчет конца процесса впрыска топлива в быстроходных дизелях с учетом гидравлического сопротивления и следа волн давления // Известия вузов. Машиностроение. — 1970. №10. - С. 103-110.

УДК 621.248

Наливайко І. В., Солодовников В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення експлуатаційних показників суднових дизелів шляхом кавітаційної обробки палива

Постановка проблеми в загальному вигляді. Завдання підвищення енергоефективності та економічності суднових енергетичних установок (СЕУ) розв’язується не тільки за рахунок зростання циліндрової потужності і зниження питомої витрати палива, але і за рахунок використання в суднових двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) палив підвищеної в'язкості. Традиційно подібні палива використовувалися в мало-обертових дизелях (МОД), що характеризуються підвищеним часом, відведеним на впорскування палива в циліндр, його самозаймання та подальше згоряння. В даний час високов'язкі палива використовуються і в середньо-обертових дизелях (СОД), що мають більш короткі фази сумішоутворення і згоряння. При цьому (через

зсув процесу згоряння на лінію розширення) можливе погіршення технічного стану та експлуатаційних характеристик дизеля. Це підвищує актуальність вирішення завдань щодо забезпечення якісної підготовки палива для подібного класу дизелів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Використання важких палив в суднових дизелях викликало ряд проблем, основними з яких є підвищені знос деталей циліндропоршневої групи і паливної апаратури, нагар на всіх елементах дизеля, що контактують з продуктами згоряння, збільшення кількості відходів при паливопідготовки [1]. Рішення завдання щодо зниження сірчистого зносу деталей двигунів в даний час повністю виконано для МОД, які мають окрему циліндрову систему змащування. При цьому залишається лише знайти оптимальне співвідношення між вмістом сірки в паливі і змістом лужних присадок в маслі [2]. Суднові СОД мають загальну циркуляційних систем змащування, застосування масел з підвищеним вмістом лугу в даному випадку недоцільно як з економічних причин (у зв'язку з їх високою вартістю), так і з огляду на їх гірших експлуатаційних параметрів (зокрема меншої здатності чинити опір нормальним навантаженням) [3] . Тому, для СОД єдиним способом боротьби з наслідком застосування сірчистого палива є його додаткова обробка перед подачею в циліндр, що сприяє згодом зниження сірчистого зносу [4]. При цьому необхідно враховувати, що рішення проблеми з видалення сірчистих домішок з палива повинно бути комплексним, тому що будь-яка фізична дія на паливо призводить до зміни практично всіх його компонентів.

Постановка завдання. Таким чином, незважаючи на широкий спектр наукових досліджень, що спрямовані на вирішення завдання з підвищення ефективності використання в СЕУ важких палив, існує не вирішення проблема, якою є експлуатація суднових СОД на паливах з підвищеною в'язкістю та максимально можливим вмістом сірчистих сполук.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для успішного застосування в'язких, високо-сірчистих палив в суднових СОД необхідне рішення комплексу організаційно-технічних завдань від прийому палива на борт судна до його спалювання в циліндрі дизеля. Система паливопідготовки повинна забезпечувати захист дизеля при його роботі сірчистих паливах на всьому діапазоні експлуатаційних режимів.

Одним з методів паливопідготовки, що сприяє зменшенню шкідливого впливу сірки на деталі ДВЗ, є кавітаційна обробка палива ультразвуком. Паливо для суднових дизелів з точки зору дисперсної системи має в'язкість, що не підкоряється законам Ньютона, Пуазейля, Стокса, тому що довгі безладно розташовані молекули парафіну і смол, які входять до її складу, утворюють гнучкий ланцюжок. У зв'язку з цим система надає значний опір силам зсуву. Кавітація руйнує безперервний ланцюжок та розриває зв'язок між окремими частинами молекул. Таким чином, кавітація впливає на зміну структурної в'язкості, тобто на розрив Ван-дер-ваальсових зв'язків всередині палива, сприяє поліпшенню дисперсних якостей палива, призводить до додаткової

активації його вуглеводневих складових і розщепленню C-C і C-S зв'язків. Одним з варіантів застосування ультразвукової обробки палива є дообладнання штатних систем паливопідготовки додатковими модулями, які здійснюють цей процес [5].

Таким модулем була доукомплектована система паливопідготовки суднових СОД S6A2 Mitsubishi, що мають номінальну потужністю 420 кВт при частоті обертання колінчастого вала 750 об/хв, що входять в кількості трьох штук до складу суднової допоміжної енергетичної установки. Дизелі мали кожен свою автономну систему подачі палива, що давало можливість проводити дослідження для окремого дизеля з паливом, які пройшли різні етапи підготовки. Паливна система одного з двигунів не піддавалася перекомплектації і експлуатувалася в «штатному» стані, при цьому даний дизель приймався за «контрольний». Паливо до двох інших дизелів подавалося після додаткової кавітаційної обробки. Під час проведення експерименту дизелі експлуатувалися на паливі HFO380. Фрагмент ділянки з дообладнання паливної системи дизелів показаний на рис. 1.

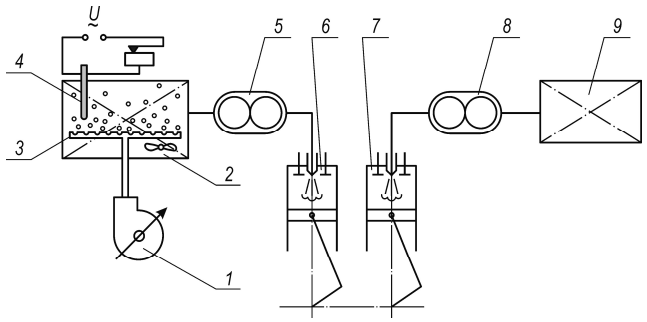


Рис. 1. Схема дообладнання системи подачі палива до двигуна (фрагмент):
1 – повітряний компресор; 2, 9 – паливні цистерни; 3 – повітряна магістраль;
4 – ультразвукова установка; 5, 8 – паливні насоси; 6, 7 – двигуни

Двигун 7 був «контрольним» і експлуатувався в «штатному» режимі, при цьому паливо, пройшовши стандартну процедуру підготовки, подавалося до нього насосом 8 з цистерни 9. Двигуни 6 були« експериментальними ». Паливо до них подавалося насосом 5 з цистерни 2, в якій паливо піддавалося впливу ультразвукових хвиль за допомогою генератора УЗГ-5М з магнітострикційним випромінювачем. При цьому для посилення кавітаційних явищ в нижній частині однієї з цистерн була прокладена додаткова повітряна магістраль 3, нагнітання повітря в яку здійснювалося повітряним компресором 1. При цьому бульбашки повітря, що потрапляють в обсяг палива, були додатковими джерелами кавітаційних зон. Ультразвукова установка 4 експлуатувалася в режимі I=0,4 А с застосуванням магнітострикційного випромінювача в 22 кГц. Дані величини були визначені в попередніх лабораторних дослідженнях і забезпечували найкращі дисперсні показники палива. У паливній цистерні 2, в якій відбувалася ультразвукова обробка палива, додатково встановлювався лопатковий змішувач, що забезпечувало однорідність палива в повному обсязі.

Для забезпечення ідентичності експерименту для всіх дизелів проводилася їх попередня підготовка до випробувань. Умови експлуатації дозволяли

послідовно протягом 40 годин виконати повну моточістку зазначених дизелів. При цьому на всіх дизелях замінювалося поршнева група (поршні і поршневі кільця) і основні елементи паливної системи високого тиску (прецизійні пари паливного насоса високого тиску плунжер – втулка і голка – розпилювач форсунки).

Протягом всього часу проведення експерименту здійснювався контроль часу роботи і експлуатаційного навантаження на дизелі. Для досягнення рівномірного розподілу часу роботи дизелів, двигуни послідовно переводилися в режим stand-by. Відповідно до технології проведення експерименту, різниця в часі роботи дизелів, а також в експлуатаційних навантаженнях на двигуни не перевищувала 4 %, що, з огляду на енергоємність об'єктів, дозволяло вважати умови їх роботи ідентичними. Експлуатація двигунів проводилася на одному і тому ж сорті палива. При цьому кошти автоматичного контролю підтримували в'язкість палива незмінною протягом усього експерименту. Також ідентичними підтримувався сорт циркуляційного масла, що забезпечує режими змащування, і його експлуатаційні характеристики. Дані заходи дозволили вважати, що виконання експерименту проходить в однакових умовах. Завданням дослідження було визначення зносу циліндрових втулок і верхнього поршневого кільця для «стандартного» палива, і палива, що піддалося додаткової кавітаційної обробці.

Вимірювання зносу проводилося для двох крайніх циліндрів, які, як відомо, більш ніж інші (центральні циліндри) схильні до цього явища. Отримані при цьому значення усереднювалися. Крім того, дослідження тільки двох циліндрів істотно скорочувало час монтажних робіт, яке обмежувалося умовами експлуатації. З цих же причин дослідження виконувалися після 180, 390, 590, 810, 1030 годин роботи двигунів. За отриманими даними побудовані номограми (рис. 2), що характеризує зниження зносу розглянутих деталей при використанні додаткової ультразвукової кавітаційної обробки палива.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені експериментальні дослідження свідчить про те, кавітаційна обробка палива призводить до зниження сірчистого зносу деталей циліндропоршневої групи, при цьому найбільше зниження цього параметра спостерігається для поршневих кілець, що особливо актуально, враховуючи важливість даного вузла в забезпеченні як якісних процесів стиснення, згоряння і розширення, і надійності роботи сполучення поршень - втулка циліндра.

Таким чином, отримані результати підтверджують доцільність застосування кавітаційної обробки високов'язких сірчистих палив для поліпшення експлуатаційних характеристик суднових дизелів, за рахунок зниження сірчистого зносу деталей циліндропоршневої групи.

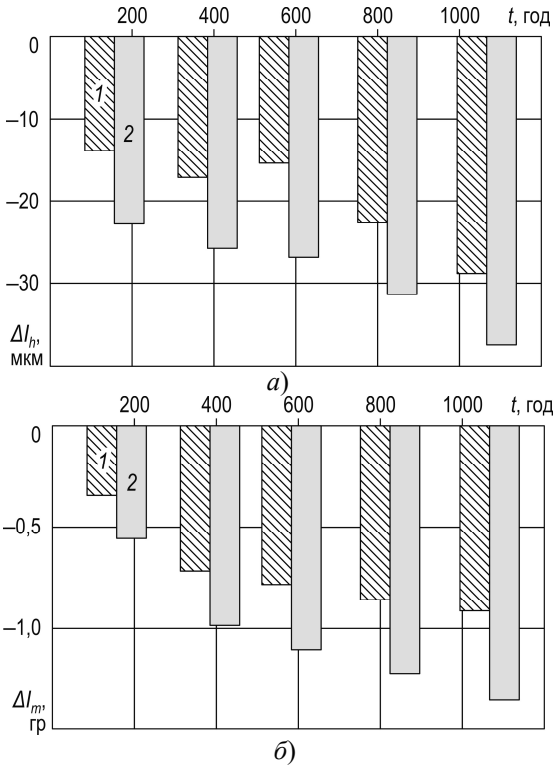


Рис. 2. Зниження корозійного зносу циліндрових втулок (а) і поршневих кілець (б) суднового дизеля S6A2 фірми «Mitsubishi» при різних умовах експлуатації

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Добровольский В. В. Энергетическая эффективность топливных систем современных транспортных судов, работающих на высоковязких сортах тяжелых топлив вязкостью 380 мм^2/с и выше / В. В. Добровольский, В. Г. Солодовников //Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2013. – №32. – Одесса: ОНМА. – С. 101-112.

2. Солодовников В. Г. Использование топлив с повышенным содержанием серы при эксплуатации судовых среднеоборотных дизелей / В. Г. Солодовников // Проблеми техніки: науково-виробничий журнал. – 2014. – № 2. – С. 65-71.

3. Солодовников В. Г. Использование в судовых дизелях топлив различного фракционного и структурного состава / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – №33. – Одесса: ОНМА. – С. 110-117.

4. Солодовников В. Г. Ультразвуковая обработка топлива для снижения сернистой коррозии в судовых среднеоборотных дизелях / В. Г. Солодовников // Автоматизация судовых технических средств: наук.-техн. сборник. – 2015. – Вып. 20. – С. 84-91.

5. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / Sagin S. V., Solodovnikov V. G. // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278.

УДК 621.248

Новицький Є. О., Солодовников В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення процесу підготовки суднових важких палив шляхом використання модульних схем побудови паливних систем

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робота суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) забезпечується різними системами, самої енергоозброєною, розгалуженої та насиченої з яких є паливна система. В даний час існує тенденція виготовлення суднових систем у вигляді модулів, при цьому кожен модуль цієї системи відрізняється за своїм цільовим призначенням, за способом перетворення енергії, за складом і виконує строго певні функції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розвиток сучасної технічної науки сприяє появі різних механізмів і установок, функціонування яких в складі паливних систем забезпечує поліпшення експлуатаційних характеристик палива. Одночасно при цьому удосконалюються способи підготовки суднових палив, до яких насамперед належать використання гомогенізації [1], застосування водо-паливних емульсій [2], використання присадок до палива [3]. При цьому слід зазначити, що дані способи підготовки палива в даний час застосовується в основному з метою забезпечення екологічних параметрів роботи дизеля [4].

Постановка завдання. Таким чином, незважаючи на велику кількість досліджень, виконаних як окремими вченими, так і науковими організаціями, переважна більшість з них стосується оптимізації стандартних способів паливопідготовки. З огляду на викладене, завдання дослідження полягало в розробці варіанту перекомплектації модульної схеми паливної системи суднового дизеля з урахуванням можливості використання ультразвукової обробки палива, а також вивчення впливу ультразвукової обробки палива на сірчисту корозію деталей циліндропоршневої групи дизеля.

Виклад основного матеріалу дослідження. Проведені дослідження виконувалися в паливній системі суднового середньо-обертового дизеля (СОД) S6A2 фірми «Mitsubishi», що скомпонована за модульним принципом (рис. 1, а).

Перший модуль (система очищення) забезпечує необхідний структурний склад палива і використовується як в комплексі з іншими модулями підготовки системи, так і для автономного режиму роботи. Даний модуль підготовки палива є самим енергоємним, оскільки включає до свого складу такі елементи, як відстійно-витратні-видаткові цистерни, насоси, що перекачують паливо, паливні підігрівачі і паливні сепаратори [5].

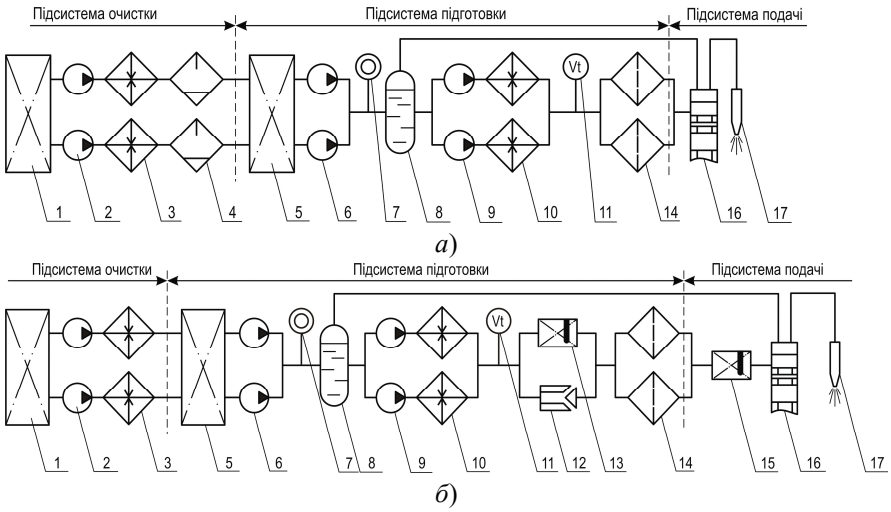


Рис. 1. Модульна схема побудови паливної системи суднового дизеля:
а) стандартна; б) при використанні ультразвукової обробки і гідродинамічної активації палива:
1 – відстійно-витратні цистерни; 2 – насоси, що перекачують паливо;
3 – підігрівачі палива 1-го ступеня; 4 – сепаратори палива; 5 – витратна цистерна; 6 – насоси, що підкачують паливо; 7 – витратомір; 8 – деаератор;
9 – циркуляційні насоси; 10 – підігрівачі палива 2-го ступеня; 11 – датчик в'язкості; 12 – гідродинамічний активатор палива; 13 – ультразвукова установка 1-го ступеня; 14 – автоматичний фільтр; 15 – ультразвукова установка 2-го ступеня; 16 – ПНВТ; 17 – форсунка

Другий модуль (система підготовки) забезпечує остаточну підготовку палива перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля. Основними складовими даного модуля є насоси, що підкачують паливо і циркуляційні насоси, підігрівачі палива 2-го ступеня, фільтраційні установки, автоматичні пристрої, що забезпечують контроль суцільності потоку і регулювання в'язкості палива. В даний модуль також входить бустерна установка, за допомогою якої підтримується необхідний тиск в системі, а також деаератор, який очищає паливо від повітряних і газових домішок. Паливо в цей модуль надходить в попередньо підігрітому стані, що знижує витрати енергії на його підготовку.

Третій модуль (система подачі) уявляє собою паливну систему високого тиску і забезпечує подачу палива в циліндр дизеля. Енергія в даному модулі виробляється самим дизелем і передається до палива через кінематичну схему колінчастий вал – розподільний вал – штовхач паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Енергоємність даного процесу відноситься до механічних втрат дизеля і може досягати 5...7% його потужності. В кінцевому рахунку, в даному модулі завдяки хімічної реакції окислення палива киснем повітря потенційна енергія палива перетворюється в теплову енергію газів і, в наслідок, в корисну роботу поршня дизеля.

В результаті проведених в досліджень пропонується перекомплектації модулів підготовки палива. При цьому основний акцент спрямовується на використання ультразвукової обробки палива з можливою відмовою від процесу сепарації палива, який не тільки відноситься до одного з найбільш енергоємних, а й знижує теплотворну здатність палива (за рахунок відведення в шлам горючих складових палива). Змінена система паливопідготовки пока-

зана на рис. 1, *б*, при цьому в даній схемі відсутній вузол сепарації палива в системі очищення, а система підготовки додатково укомплектована блоками ультразвукової підготовки 1-го та 2-го ступеню. Крім того, блок ультразвукової підготовки 1-го ступеню передбачає як безпосередньо використання процесу ультразвукової кавітації, що здійснюється за допомогою генератора 13, так і гідродинамічну активацію, яку виконують в активаторі 12.

Додаткова ультразвукова обробка палива, перш за все, сприяє поліпшенню дисперсних якостей палива, а явище кавітації, що супроводжує цей процес, призводить до додаткової активації його вуглеводневих складових і розщепленню C-C і C-S зв'язків.

Як зазначалося раніше, дослідження впливу ультразвукової кавітаційної обробки палива на сірчистий знос циліндропоршневої групи (ЦПГ) суднового СОД виконувалося для дизеля S6A2 фірми «Mitsubishi» з наступними характеристиками: діаметр циліндра – 0,15 м; хід поршня – 0,19 м; номінальна потужність – 360 кВт; частота обертання колінчастого вала 1000 об/хв.

Названі дизелі в кількості трьох штук входили до складу суднової допоміжної енергетичної установки. Дизелі мали кожен свою автономну систему подачі палива, що давало можливість проводити дослідження для окремого дизеля з паливом, які пройшли різні етапи підготовки. Паливна система одного з двигунів не підлягала перекомплектації і експлуатувалася в «штатному» стані, при цьому даний дизель приймався за «контрольний». Паливо до двох інших дизелів подавалося після додаткової кавітаційної обробки, для чого паливна система цих дизелів була доукомплектована модулем ультразвукової кавітаційної обробки (див. позиції 12, 13, 15 на рис. 1, *а*). У паливній цистерні, в якій відбувалася ультразвукова обробка палива, додатково встановлювався лопатковий змішувач, що забезпечувало однорідність палива в повному обсязі. Під час проведення експерименту дизелі експлуатувалися на паливі HFO380 [6].

Вплив кавітаційної обробки палива на сірчисту корозію ЦПГ може бути проаналізовано на прикладі визначення зносу циліндрової втулки і верхнього поршневого кільця суднового СОД S6A2 фірми «Mitsubishi». Результати вимірювання лінійного зносу циліндрових втулок *Ih* і масового зносу поршневих кілець *Im* наведені в табл. 1 і на рис. 2 і 3. При цьому в табл. 1 і на рис. 2 і 3 під умовами експлуатації 1, 2, 3 розуміється: 1 – паливо без додаткової обробки (при експлуатації системи паливопідготовки дизеля в «штатному» режимі); 2 – паливо, що пройшло додаткову кавітаційну обробку (при додатковому використанні в системі паливопідготовки тільки ультразвукового кавітатора); 3 – паливо, що пройшло додаткову кавітаційну обробку (при використанні ультразвукового кавітатора і додаткової подачі повітря в зону кавітації).

Табл. 1. Результати досліджень по визначенню зносу деталей суднового СОД S6A2 при різних умовах експлуатації

	Умови експлуатації	Час експлуатації, години				
		180	390	590	810	1030
Знос циліндрової втулки, I_h, мкм	1	32	39	41	50	57
	2	18	22	26	27	28
	3	10	13	14	18	19
Знос верхнього поршневого кільця, I_m, г	1	0,95	1,43	1,58	1,73	1,86
	2	0,63	0,72	0,81	0,87	0,96
	3	0,41	0,44	0,48	0,50	0,53

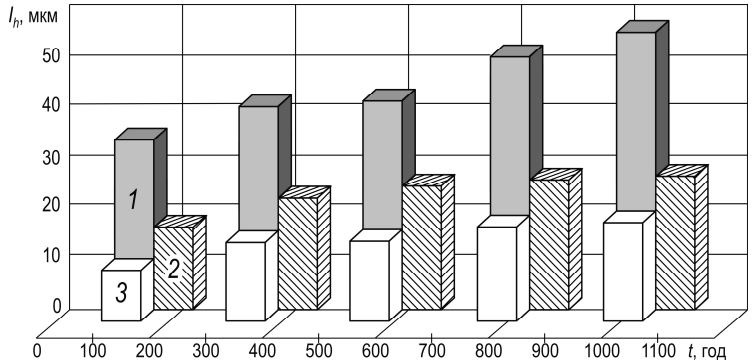


Рис.2. Корозійний знос циліндрових втулок суднового СОД S6A2 фірми «Mitsubishi» при різних умовах експлуатації

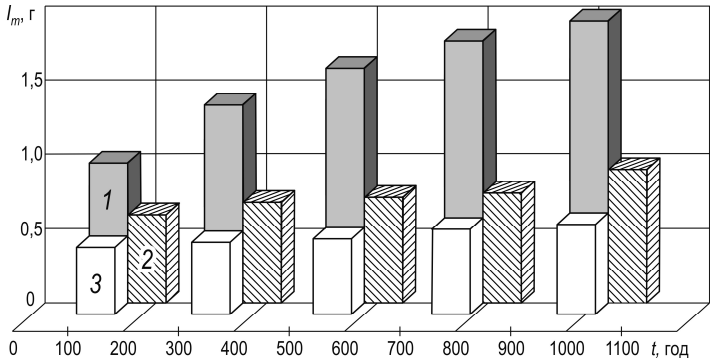


Рис.3. Корозійний знос поршневих кілець суднового СОД S6A2 фірми «Mitsubishi» при різних умовах експлуатації

Висновки і перспективи подальших досліджень. Сучасні схеми побудови паливних систем суднових дизелів в модульному варіанті дозволяють проводити модернізацію і перекомплектацію окремих модулів. При цьому найбільшу ефективність приносить перекомплектація модуля (системи) підготовки. Додаткове включення в цей модуль вузлів ультразвукової обробки і гідродинамічної активації палива забезпечує десульфуризацію палива, що призводить до зниження сірчистого зносу циліндропоршневої групи дизеля.

Проведені експериментальні дослідження свідчить про те, що додаткова ультразвукова обробка і гідродинамічна активація високов'язкого палива (які можливо проводити як в паралельному, так і в послідовному варіанті) сприяють зниженню в 3,2...4,7 рази сірчистого зносу поршневих кілець і циліндрових втулок дизеля. При цьому найбільше зниження цього параметра спостерігається для поршневих кілець, що особливо актуально, враховуючи важливість даного вузла в забезпеченні не лише якісного протікання проце-

сів стиснення, згоряння і розширення, але і також надійності роботи трибосполучення поршень-втулка циліндра.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Солодовников В. Г. Использование в судовых дизелях топлив различного фракционного и структурного состава / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса : ОНМА. – С. 110-117.

2. Солодовников В. Г. Обеспечение требований энергетической эффективности при подготовке тяжелых топлив для судовых двигателей внутреннего сгорания / В. Г. Солодовников // Austria-science. – 2017. – № 7.– С. 33-37 / publishing «Austria-science»© 2017.

3. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

4. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin; O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

5. Солодовников В. Г. Применение двухступенчатой обработки топлива для улучшения рабочих параметров и эксплуатационных характеристик судового дизеля / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2014. – № 34. – Одесса: ОНМА. – С. 130-137.

6. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, Solodovnikov V. G. // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas. v9n5p269.

УДК 621.431.74

Костирев І.О., кер. доц. Небеснов В.В.
Національний Університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності суднової енергетичної установки використанням високоекономічних головних двигунів

Забезпечення високої паливної економічності СЕУ - одне з найважливіших завдань, що вирішуються при будівництві судна і комплектації установки головними, допоміжними двигунами і механізмами. Не менша роль відводиться і досягненню раціональної взаємодії елементів пропульсивного комплексу, суднової електростанції, системи утилізації та приладів допоміжно-котельніх механізмів.

Для загального уявлення про економічність СЕУ вводяться поняття ККД енергетичної установки ηУ и ККД пропульсивного комплексу ηпрк, визначаються відношенням корисної енергії до підведеної. При оцінки цих енергій вихідним положенням є відоме розділення механізмів СЕУ по призначенню на головни і допоміжні. Головні дизелі забеспечюють рух судна. Енергія що підводиться до них виражається множенням витрати палива на його теплоту згоряння, тобто GгдQнгд - витрати енергії на головні споживачі.

Для транспортних суден характерно також споживання електричної і теплової енергії на допоміжні потреби: обслуговування енергоустановки і судна в цілому. Електрична енергія виробляється допоміжними дизель-генераторами, теплова - допоміжними котлами. Відповідно затрати енергії на допоміжні споживачі Gвд Qнвд и Gвк Qнвк. Таким чином, загальні витрати енергії на установку під час руху, представлені множенням витрати палива на установку Gу на теплоту згоряння умовної суміші палив Qну, визначаються сумою витрат енергії на головні та допоміжні споживачі:

$$Gу\ Qну = Gгд\ Qнгд + Gвд\ Qнвд + Gвк\ Qнвк.$$

Відповідна витрата палива на установку

$$Gу = Gгд + Gвд + Gвк.$$

Як видно з теплового балансу сучасного малообертового двигуна (рис. 1) 50,8% теплової енергії, одержуваної при згорянні палива, сьогодні перетворюється в корисну роботу, що забезпечує рух судна. Порядку 50% відпрацьованого тепла являє додатковий ресурс енергії, який теоретично можна використовувати на судні для виробництва пара та електроенергії, необхідних для обігріву і роботи допоміжного обладнання. З усіх представлених втрат тепла сьогодні реально використовувати наступні 4 джерела: вихлопні гази (температурний рівень (т.р.) дорівнює 220-260 ° С); наддувне повітря (т.р. 150-170 ° С); охолоджуюча вода (т.р. 80 ° С); мастила охолодження поршнів (т.р. 55 ° С).

Найбільш ємною (25,5%) і привабливою залишається теплова енергія, що міститься у вихлопних газах. Однак, потенціал газів неухильно знижується і це створює певні труднощі в його використанні. Слід ще раз відзначити, що в старих моделях двигунів, емісійніх газів не вистачало для ГТК приводу. Впровадження низки покращень у організацію робочего процесу двигуна, систему газообміну (перехід до прямоточно-клапаної схеми і введення керованого випуску), удосконалення газотурбинних комплексів (перехід наддуву на постійній тиск і підвищеня ККД ГТК) дозволило не тільки форсувати двигуни щляхом наддува, але і викликало значне збільшення енергії вихлопних газів. Це дозволило використовувати її не тільки в ГТК, а і в додаткових газових турбінах.

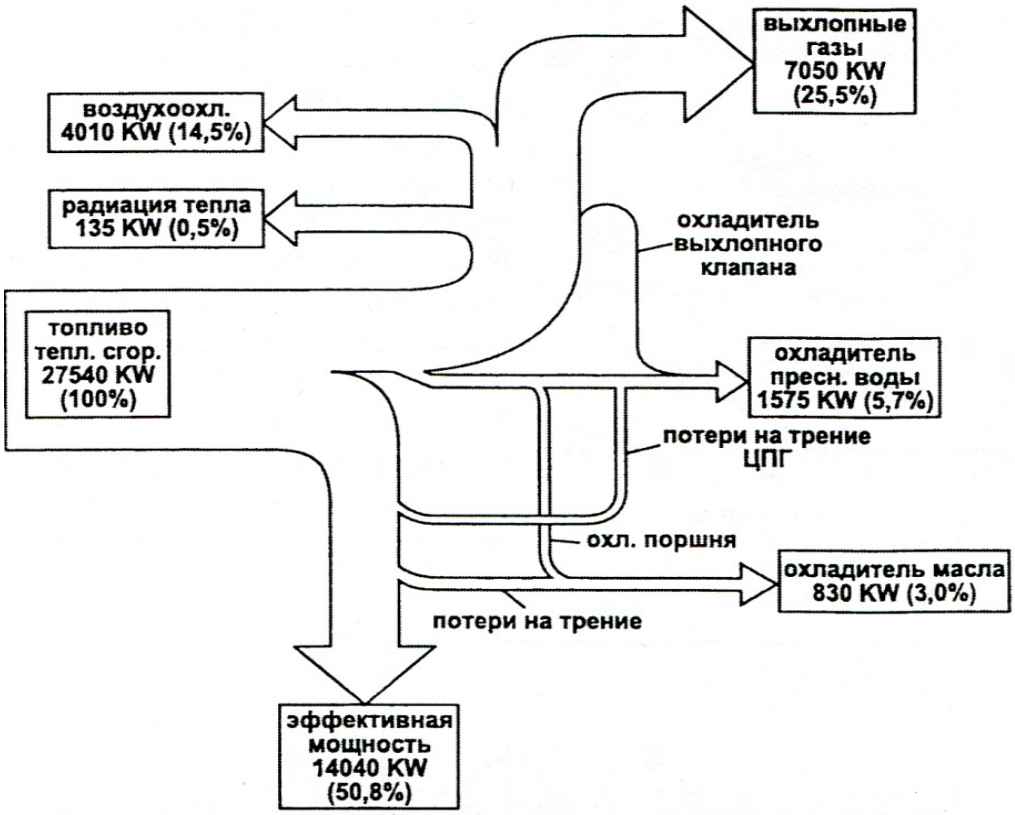


Рис. 1. Тепловий баланс сучасного малооборотнного двигуна.

Для більш повного використання енергії вихлопних газів і за рахунок цього підвищення ККД двигунів фірма «MAN B&W» розробила турбокомпаундну систему (Turbo-Compaund System - TCS). У ній, вихлопні гази двигуна з вихлопного колектора паралельними шляхами направляються до наддувного турбокомпресору і до силової турбіни, приєднаної через гідравлічну муфту до привода видбіру потужності двигуна. Таким чином, силова турбіна працює в паралелі з ГТК, утилізуючи частину енергії газів і перетворюючи її в роботу, що передається валу двигуна. На привід сілової турбіни використовується 10-12% енергії розташованої у вихлопних газах. У разі виходу турбіни з ладу вона за допомогою гідравлічної муфти відключається від двигуна. Надходження до неї газу перекривається заслонкою і направляється по байпасній гілці у загальну вихлопну систему.

У новій концепції високоефективного повернення тепла фірми Wärtsilä-Sulzer (Waste Heat Recovery – WHR) силова газова турбіна стикується з паровою турбіною, яка приводить генератор електричного струму. Вироблення пара для парової турбіни здійснюється утилізаційним котлом, включеним в загальну систему відповідно до рис. 2.

Схема, розроблена фірмою Wärtsilä-Sulzer, передбачає проходження вихлопного колектора головного двигуна судна через економайзер (підігрівач живлячої води) парового котла. Тим самим підвищується коефіцієнт корисної дії котла. Газова турбіна працює в діапазоні 50 - 100% навантажень двигуна (рис. 3).

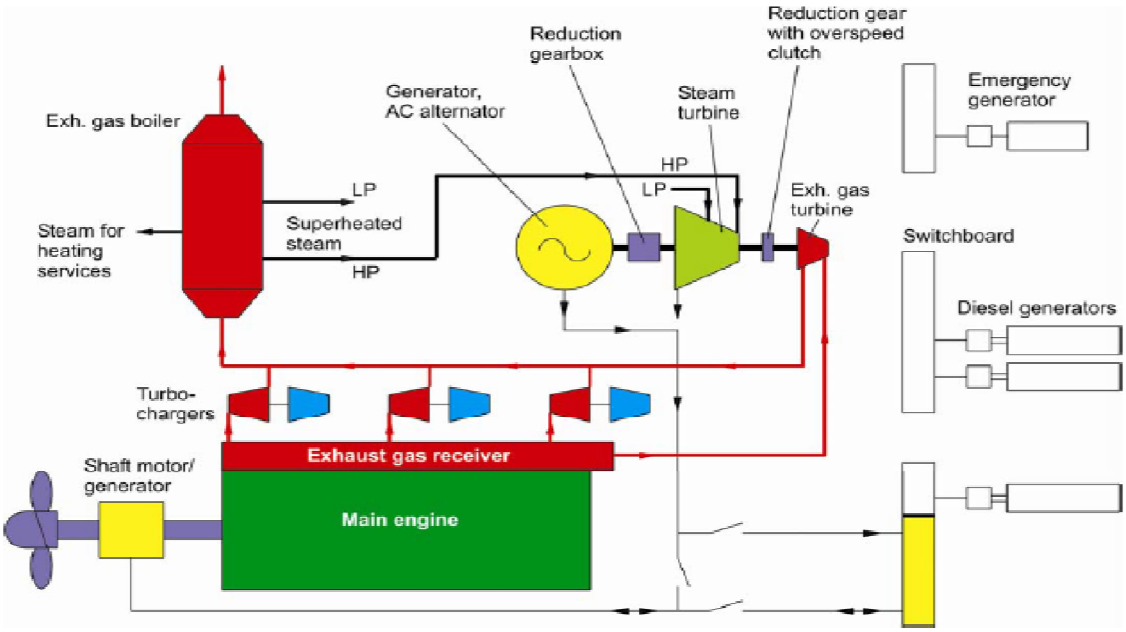


Рис. 2. Схема високоефективної дизельної установки перетворення тепла вихлопних газів (WHR) фірми Wärtsilä-Sulzer.

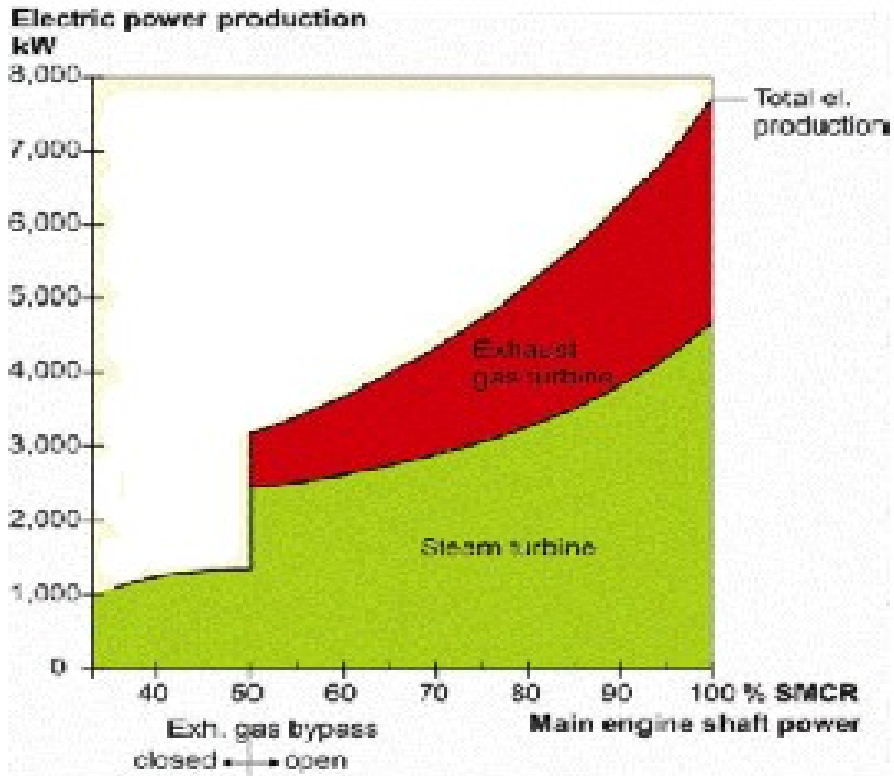


Рис. 3. Співвідношення відновленої електроенергії в турбогенераторі утилізації (gas turbine/steam turbine) залежно від навантаження дизеля.

Система утилізації тепла WHR дозволила збільшити ККД установки на 5% (рис. 4).

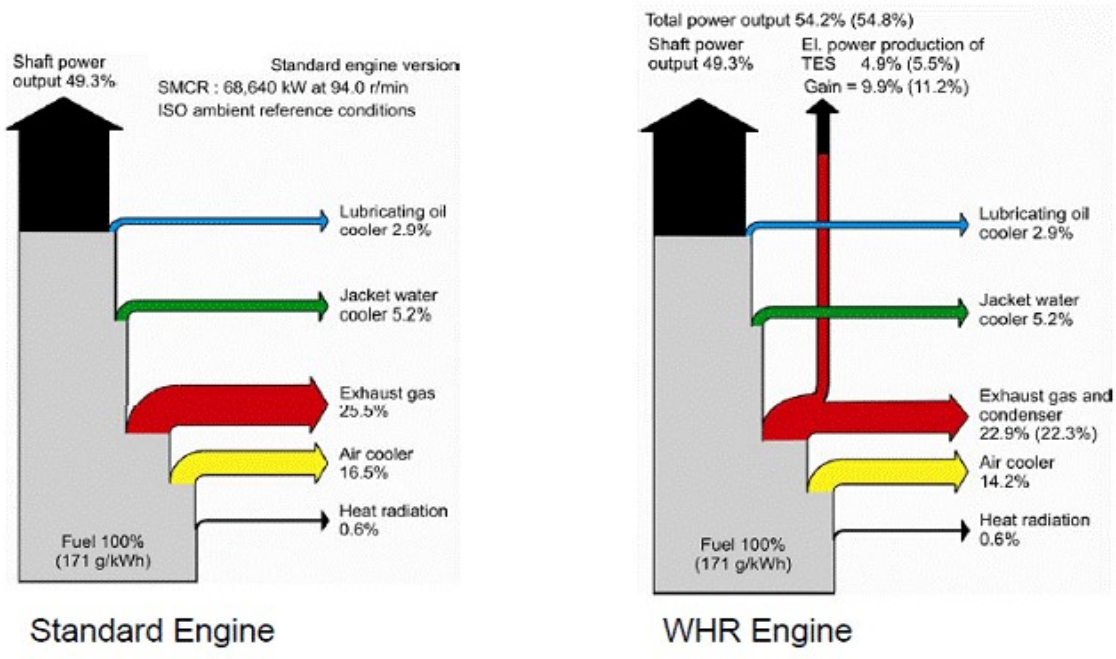


Рис. 4. Порівняння ефективності використання дизелів 12Wartsila Rt-flex96C без перетворення залишкового тепла (зліва) і з установкою перетворення тепла WHR (справа).

За даними фірми Wärtsilä-Sulzer, результуючий термін окупності WHR залежатиме від конструкції установки перетворення тепла і цін на паливо. Але в більшості випадків цей термін не перевищує п'яти років.

Висновки.

Існують багато шляхів підвищити ефективність суднової енергетичної установки при експлуатації судна, але на практиці необхідно прагнути до раціонального сполучення всіх шляхів, виходячи з конкретних умов експлуатації енергетичної установки.

Аналіз показує, що при комплексному підході до підвищення ефективності суднової енергетичної установки може бути забезпечена рейсова економія на рівні 10—15% експлуатаційних витрат на паливо-мастильні матеріали.

Таким чином, використання цих шляхів підвищує коефіцієнт корисної дії суднової дизельної установки приблизно до 55-56%, що значно вище, чим у паротурбінної або газотурбінної установки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. С.В Камкин, И.В. Вознцкий. В.Ф Большаков. Эксплуатация судовых энергетических установок. – М.; Транспорт, 1996. - 432с.

2. И.В. Вознцкий. Современные малооборотные двухтактные двигатели. – М.; Транспорт, 2004. - 120 с.

3. С.В Камкин. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизельных установок на основе утилизации и выбора режимов работы. - М.; В/О «Мортехреклама», 1989. - 56 с.

УДК 629.5:621.7

Мельник Є В., Дица В.В., кер.ст.викл. Мельник О.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Відновлення і підвищення довговічності деталей суднових технічних засобів із застосуванням електроіскрового легування

В основі виготовлення більшості деталей машин і механізмів лежить механічна обробка тиском і різанням, яка традиційно використовується багато століть. Одним зі значних досягнень XX століття є відкриття вченими Б.Р. і Н.І. Лазаренко принципово нового методу обробки металевих матеріалів – електроіскрового . Він заснований на використанні електричних розрядів для керованого руйнування матеріалу заготовки з одержанням необхідних форм і розмірів, або для обробки робочої поверхні деталі (інструмента) і створення поверхневого шару з необхідними експлуатаційними властивостями.

У період експлуатації судна, деталі машин і механізмів зношуються. Відомо, що витрати на відновлення більшості деталей і конструкцій значно менше, чим на виготовлення нових. Відновлення зношених деталей приводить до значної економії матеріалів, іноді досить дефіцитних. З кожним роком номенклатура суднових деталей і обсяг робіт по їхньому відновленню збільшується, зокрема росте обсяг робіт по відновленню деталей циліндричної форми. Так, із загального обсягу відновлюваних легуванням і наплавленням деталей 55% припадає на вали, 30% - на втулки, 10% - на диски.фланці і тільки 5 % - на деталі іншої конфігурації. При існуючому рівні розвитку судноремонтного виробництва, 70% зношених суднових деталей можна піддавати відновленню. Відновлення зношених і ушкоджених деталей при використанні прогресивної технології значно скорочує простої устаткування, збільшує міжремонтний термін служби суднових технічних засобів, зменшує витрати змінних і запасних деталей. Відновлення деталей машин і механізмів дозволяє надавати їм необхідні розміри і застосовувати властивості відновлених деталей у широких межах.

Тут можуть сполучатися висока зносостійкість і довговічність деталей з низькою вартістю їх відновлення. У більшості сучасних суднових технічних засобах зношування зазнають тертьові поверхні деталей, що сполучаються (наприклад: шийки колінчатих валів двигунів, втулки циліндрів, сполучення типу: шків-вал, шарикопідшипник-кришка, шарикопідшипник-корпус, вал-крильчатка і т.д. Тертьові поверхні деталей повинні бути більш стійкими, чим вся деталь, до дії високих температур, тертю, зношуванню, корозії і т.д.

Існують різні способи поверхневого зміцнення деталей, підвищення їх зносостійкості і зниження тертя тертьових поверхонь, що сполучаються. Одним зі способів зміцнення поверхні деталей є електроіскрове легування, яке супроводжується різними фізико-хімічними перетвореннями поверхневого зміцненого шару цих деталей. Воно дозволяє підвищити зносостійкість і твердість, жаростійкість, корозійну стійкість поверхні деталей і знизити їхній коефіцієнт тертя а також зробити ремонт і відновити розміри, додавши

її поверхневому шару нові властивості. Метод заснований на використанні явища спрямованого руйнування металу електродів під дією самостійного електричного розряду на оброблювану поверхню. Цей спосіб забезпечує міцне зчеплення, що вводиться легуючого матеріалу з поверхнею деталей. Сутність цього методу полягає в наступному. При зближенні електродів напруженість електричного поля збільшується. На певній відстані між електродами вона буде достатньої для утворення електричного розряду. Через канал наскрізної провідності пучок електронів фокусовано вдаряється об тверду металеву поверхню анода. У момент, коли система різко звільняє накопичену енергію, щільність струму значно перевищує критичні значення і крапля розплавленого металу, відділившись від анода, випереджаючи його, рухається до катода. У процесі відділення від анода крапля нагрівається до високої температури, закипає і «вибухає». Розплавлені частки, досягшись катода, зварюються з ним і частково входять в його поверхню. Крім чисто механічного перемішування часток розплавленого металу обох електродів під дією високих температур і тиску, що розвиваються в каналі розряду, у поверхневих шарах електродів відбуваються і дифузійні процеси. Процес легування протікає в газоподібнім середовищі, тому розплавлені частки на своєму шляху вступають у взаємодію із цим середовищем і утворюють зміцнюючий шар, що відрізняється своїми фізико-хімічними властивостями від властивостей легуючого і легованого металів. Найбільше поширення в одержали установки електроіскрового легування з релаксаційними конденсаторними генераторами імпульсів. Електроіскрові установки складаються із трьох основних вузлів: понижувального трансформатора, випрямлячів і конденсаторів, вібратора. Конденсатор, підключений через опір до випрямляча, призначений для нагромадження і миттєвого розряду електричної енергії між електродом, закріпленому в електромагнітному вібраторі і зміцнюваною деталлю. Суть роботи установки полягає в нагромадженні на обкладинках конденсатора електричної енергії і миттєвім скиданні її між електродами.

Основними параметрами, що характеризують працездатність відновлених шарів електроіскровим легуванням. є адигезія з основним металом, шорсткість, товщина, скрізьність, міцність, зносостійкість . твердість, мікро твердість. У якості легуючого матеріалу використовуються різні карбідні і борідні з'єднання тугоплавких металів, які одержують, як правило, металокерамічним методом. Карбідні і борідні з'єднання мають малу хімічну активність, а тому, при їхньому застосуванні, не пред'являється високих вимог до робітничого середовища. Вони утворюють гарне покриття, але з порівняно жорсткою якістю поверхні, і тому деталі, що працюють на тертя, необхідно шліфувати. Деталі, леговані карбідами та боридами мають високу зносостійкість і твердість.

Корозійну стійкість деталі можна підвищити, зробивши її легування графітом, кремнієм, алюмінієм або ферохромом.

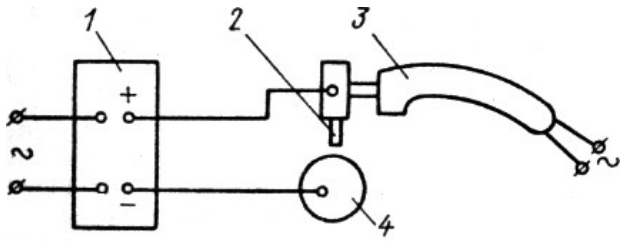


Рис.1 Схема електроіскрового легування

На рис.1 наведена схема установки для ручного електроіскрового легування, вона містить у собі: генератор імпульсів 1, електромагнітний вібратор 3, що легує електрод 2 і легуючий електрод 4.

Для стійкого здійснення процесу легування, необхідно періодичне контактування з певною частотою легуючого електрода 2 з легованим електродом-деталлю 4. Таке контактування забезпечує електромагнітний вібратор 3 (є й інші конструкції вібраторів). Експериментально отримані найкращі результати в діапазоні частот контактування від 100 до 400 Гц. Збільшення частоти в цьому діапазоні дозволяє збільшити продуктивність процесу. Подальше підвищення частоти помітно погіршує якість поверхні.

Контактування легуючого електрода з легованим металом (деталлю) досягається тим, що легуючий електрод закріплюється на якорі електромагніту або на обертовій головці (в останньому випадку на головці закріплюється кілька електродів, але під різними кутами).

На рис.2 наведена найпростіша конструкція робочого органу з електромагнітом. Легуючий електрод 1 закріплюється на електродотримачі 2, до якого проведенням 5 підводить імпульсна технологічна напруга від генератора. Джерелом коливання служить електромагніт 4. Для порушення коливання електродотримача на ньому встановлена трикутна феромагнітна вставка якоря 11, а сам електродотримач одним своїм кінцем вільно підвішено на осі 10. Тягове зусилля електромагніту регулюється гвинтом 3. Живлення до електромагніту підводить проведенням 6 від спеціального джерела живлення. Уся система підвішується за допомогою кронштейна 7 до рукоятки 9 і закривається кожухом 8.

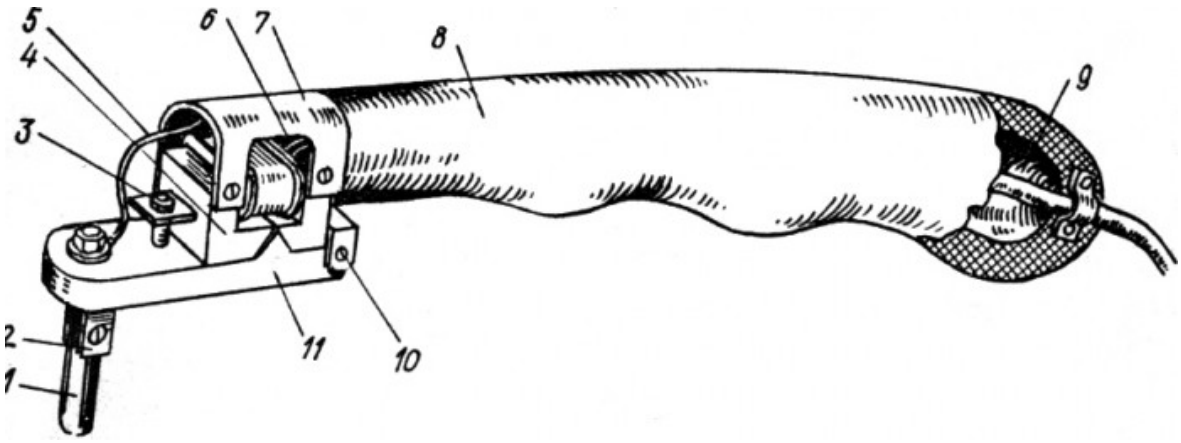


Рис.2. Ручний електромагнітний вібратор для електроіскрового легування.

Принцип дії робочого органу з електромагнітом (зустрічаються і інші назви: збудник або вібратор) заснований на періодичнім притяганні феромагнітних тіл, поміщених у змінне магнітне поле. Під дією змінного струму, підведеного до електромагніту, до нього починає притягатися феромагнітна вставка якоря. При зменшенні напруги (синусоїда проходить через нульове значення) електродотримач під дією пружини вертається у вихідне положення. Електрод буде коливатися з подвоєною частотою мережі, тобто із частотою 100 Гц. Якщо необхідно одержати частоту більше, чим 100 Гц, то застосовують спеціальні джерела живлення.

Для вивчення впливу частоти вібрації електрода на шорсткість одержуваного покриття при електроіскровім легуванні нами було проведено експериментальне дослідження. Суть дослідження полягала в наступному: на катод який розділили на три ділянки, змінюючи електричні режими і частоту вібрації електрода, наносили покриття, а потім вимірювали шорсткість поверхні кожної ділянки.

Для проведення дослідження як матеріалу катода нами була обрана конструкційна вуглецева сталь Ст3. Нанесення покриття здійснювалося електродом із твердого сплаву ВК8.

На установці є три електричні режими, які відрізняються один від одного подаваною напругою (50В, 100В, 150В), на кожному з режимів настроювалася певна частота вібрації електрода, усього режимів вібрації на установці ЕІЛ . Покриття на поверхню кожної ділянки наносилося за однакове число проходів електрода, щоб цей показник не впливав на показник шорсткості.

Для виміру шорсткості поверхні використовували профілограф – профілометр моделі АБРИС-ПМ7. Початкова шорсткість поверхні деталі без покриття Ra=1,6 мкм. зі збільшенням частоти вібрації електрода зростає величина шорсткості поверхні деталі з покриттям. Так само видне, що зі збільшенням напруги на електроді збільшується шорсткість зміцненої поверхні.

Для зміцнення поверхневого шару ми рекомендуємо режим нанесення 1 з напругою 50 В. Інші режими дають «грубу» шорсткість, але товщина покриття при цьому збільшується. Проаналізувавши отримані дані можна сказати, що жорсткість режимів легування, а саме зміна електричних режимів і частоти вібрації електрода (анода), приводить до збільшення шорсткості поверхні деталі з покриттям. Найбільша шорсткість поверхні, спостерігається при переході з одного електричного режиму на інший, різниця становить 0,3–0,4 мкм. Збільшення шорсткості обробленої поверхні, може бути пов'язане з потужністю джерела, від якої залежить глибина проникнення матеріалу електрода (анода) у деталь (катод).

Досить ваговою властивістю електроіскрового легування є те, що воно забезпечує дуже міцний зв'язок зміцненого шару з легуючим металом. Проведені дослідження зміцнених деталей при знакозмінних навантаженнях і температурах показують, що зміцнений шар не відшаровується навіть у

випадку нанесення покриття карбідними матеріалами (наприклад, карбідом вольфраму або металокерамічними сплавами). Це пояснюється тим, що між зміцненим шаром і легуючим металом є дифузійний зв'язок.

Для нанесення покриття методом електроіскрового легування на поверхню деталей машин найбільш прийнятним режимом, є 1 електричний режим з напругою 50 В, тому що шорсткість поверхні на даному режимі менше, чим на інші. Покриття, одержувані електроіскровим легуванням, мають високу міцність зчеплення з основним металом. У ряді випадків міцність зчеплення досягає 8 кгс/мм2,що досить для підвищення експлуатаційних характеристик деталей машин і механізмів.

Висновки.

1. Електроіскровим легуванням можна підвищувати зносостійкість і твердість чорних і кольорових металів. Так твердість поверхні сталей може бути доведена до 2200, міді до 1000, титану до 1800. Електроіскрове легування значне підвищує зносостійкість навіть високолегованих сталей при роботі їх на тертя при високих температурах.

2. Аналіз досвіду застосування електроіскрового легування показав ефективність цього методу для підвищення надійності деталей машин і механізмів широкого профілю.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Самсонов Г.І., Верхотуров А.Д., Бовхунг.А., Сычев В.С. Електроіскрове легування металевих поверхонь. Київ, Наукова думка,1976.219с.
2. Сторожев В.П. Технологія судноремонту. Миколаїв, 2016. 325с.
3. Стоянов В.М. ремонт деталей електроіскровим способом.-В.кн.: Ремонт автомобільних двигунів. М.,1954, с.51-58.

УДК 629.12.565.3

Левицький Д.Є., Танічев А.І., кер.доц. Журавльов Ю. І.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності ремонту і відновлення деталей СТЗ, що виготовляються з низьковуглецевої сталі

Низьковуглецеві сталі найбільш ефективно використовувати у суднобудуванні. Це пояснюється їх помірною ціною і доступністю. Низьковуглецевими сталями вважаються такі, у яких вміст вуглецю до 0,2-0,25%. Вони володіють низькою зносостійкістю. Загартуванню, як правило, їх не піддають. Тому, якщо за умовами роботи потрібні високі показники щодо зносостійкості, на практиці застосовують більш якісні сталі з термообробкою, що здорожує вихідний матеріал. Часто при цьому використовують цементацію - поверхневе насичення вуглецю з наступним загартуванням.

Для низьковуглецевих сталей тому застосовують поверхневе зміцнення. Одним із шляхів досягнення цієї мети може служити тонке пластичне де-

формування зовнішніх і внутрішніх поверхонь деталей суднобудування. Сутність процесу тонкого пластичного деформіровнія (ТПД) на відміну від інших методів обробки металів тиском, полягає в тому, при ТПД деформації піддаються тільки гребінці миікронерівностей (шорсткостей), а точність форми і розмірів деталі досягається на попередніх операціях тонким точінням або розточування.

Для здійснення такого процесу, перш за все, були визначені геометричні параметри (розміри і форма) деформуючого елемента, а також встановлені схеми обробки.

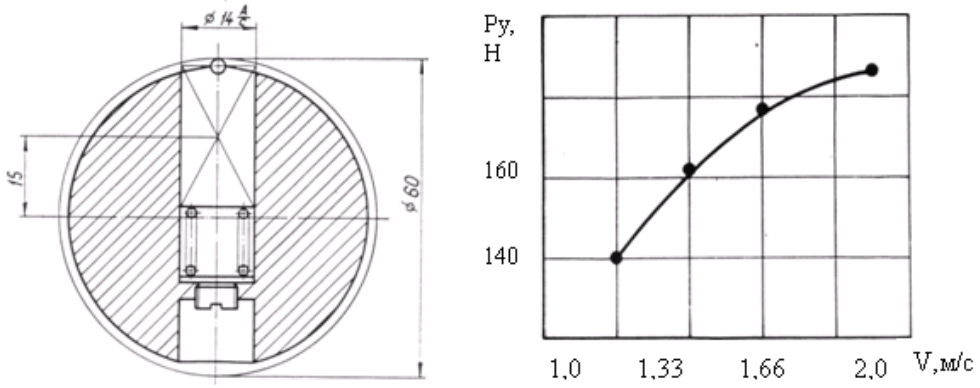


Рис.1. Вплив швидкості деформування на величину сили притискання індентора до оброблюваної деталі.

Р = 98,1 Н; S = 0,08 мм / об; Rсф = 0,003 мм; і = 1. Опрацьований матеріал-сталь 20

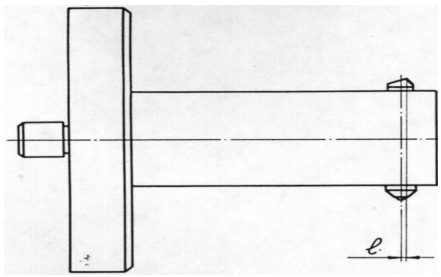


Рис 2. Паралельна обробка. Різець і деформуючий елемент знаходяться в одній, перпендикулярній до осі борштанги, площині.

$$l = R\sin\phi - [R(1-\cos\phi) - t_2]ctg\phi + \frac{S}{2}$$

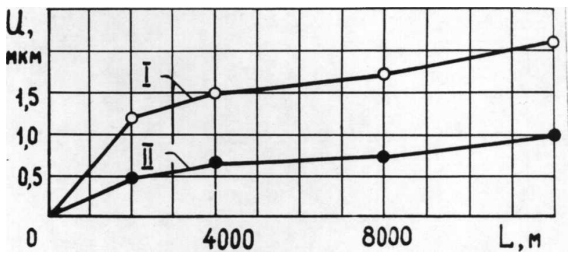


Рис.3. Знос ріжучого інструменту (Матеріал - Сталь 20).

Тонке розточування: V = 1,06 м / с; S = 0,03 мм / об; t = 0,1 мм.

Після такої обкатки можна застосувати іншу обробку або порівняти характеристики, що отримані обкаткою і поверхневим зміцненням тертям (ПЗТ). ПЗТ дозволяє збільшити мікротвердість поверхневого шару в два і більше разів в порівнянні з основою. При цьому товщина і мікротвердість зони зміцнення залежить від вмісту в ній вуглецю [1].

Як спосіб науглероживання поверхневого шару можна також використовувати обробку поверхневого шару деталі з низьким вмістом вуглецю вугільної дугою зворотної полярності. В цьому випадку вугільний стрижень стає анодом, а основний метал катодом. Цей спосіб може бути застосований в виробничих умовах як простий і зручний спосіб утворення шару науглероженного металу на поверхні виробу.

Виходячи з визначення Rz- висоти мікронерівностей профілю на базовій довжині, ширина кола при ПЗТ повинна бути кратна 5 гребінців. Забірні частини кола з 2-х сторін повинні бути однаковими, враховуючи, що зміцнення ведеться в обох напрямках

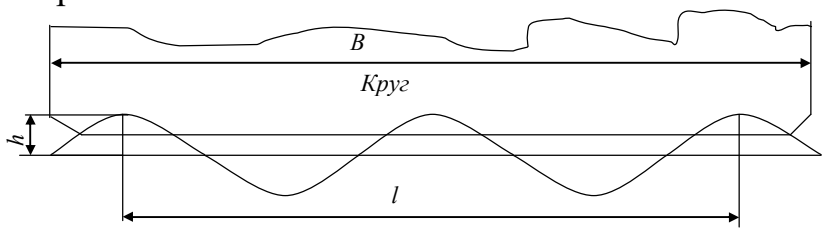


Рис 4. Положення кола при ПЗТ.

Вирішальним фактором, що впливає на форму деталі і її розмір є ставлення власної частоти системи *x* до частоти обертання деталі n при обробці: x / n. Для дослідження відносних коливань вказане відношення висловлюють у вигляді суми:

$$\frac{x}{n} = \psi + \psi', \qquad (1)$$

де ψ -метою число хвиль, а ψ' -дрібне

Встановлено [1], що ставлення x / n характеризує вплив нерівноваги шпинделя на відхилення форми поздовжнього і поперечного перерізу, на ексцентриситет і на розмір деталі. Внаслідок цього, в поздовжньому і поперечному перетинах отвору утворюються хвилі. Висота і довжина їх визначається жорсткістю системи СПІД (верстат-пристосування-інструмент-деталь) і елементами режиму різання. Збільшення швидкостей і глибини різання призводить до збільшення висоти хвилі, вплив подачі в цьому випадку більш слабке. Збільшення подачі кілька згладжує хвилі, робить їх пологими.

Щоб кожна шорсткість цієї хвилі була пластично деформована, необхідно, щоб радіус (R) індентора був менше радіуса кривизни () хвилі, тобто завжди має витриматися умова R≤ρ. Якщо ця умова не витримана, то контакт деформуючого елемента з найбільш глибокої точній оброблюваної поверхні не відбудеться і не будуть зняті гребінці нерівностей. Відомо, що

хвилястість поверхні являє собою сукупність періодично повторюваних нерівностей з відносно більшим кроком, ніж шорсткість:

$$y = a \cdot \sin \omega x; \tag{2}$$

де а - амплітуда хвиль; ω- частота хвиль на периметрі поздовжнього перерізу.

Використовуючи [1] формулу диференціальної геометрії для:

$$| \rho | = \frac{[1 + (y')^2]^{\frac{3}{2}}}{y''} \tag{3}$$

Підставимо в (3) значення у і отримаємо:

$$\rho = \frac{(1 + a^2 \omega^2 \cos^2 \omega x)^{\frac{3}{2}}}{-ax^2 \sin \omega x} \tag{4}$$

З (4) випливає, що найменше значення радіусу кривизни хвилі виходить при cos = 0. Отже:

$$\rho = \frac{1}{a\omega^2} \tag{5}$$

або, беручи до уваги [1], що

$$\omega = \frac{2\pi}{\lambda} \quad \rho = \frac{\lambda^2}{4\pi^2 a}; \tag{6}$$

де λ -довжина поздовжньої хвилі.

Таким чином, для зминання нерівностей поздовжньої хвилі радіус деформуючого елемента повинен бути менше або, у крайньому випадку, дорівнює значенню виразу (6). Наприклад, при v = 1,66 м/с, s = 0,08*10^{-3}м/об і t = 0,1 мм радіус деформуючого елемента R = 3,3 мм

Висновки

1. Для повного деформування шорсткості вихідної поверхні необхідно, щоб радіус деформуючого елемента був менше радіуса кривизни хвилі. Величина цього радіусу може бути розрахована в залежності від відношення частоти гармонічного відносного руху до частоті обертання борштанги при обробці. Стосовно до алмазно-розточувальних верстатів типу 2705 і 2706 величина радіусу становить (3-5,5) *10^{-3}.

2. Застосування деформуючого елемента з оптимальним радіусом дозволяє стабільно отримувати при обробці чавуну шорсткість поверхні отвору 0,8-0,9 при вихідної шорсткості в межах 6,3-2,5.

3. У тих випадках, коли за технічними умовами на деталь пред'являються більш жорсткі вимоги до хвилястості поверхні, необхідно вести обробку з збільшеним радіусом деформуючого елемента.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ
1. Молодцов Н.С., Ковтун В.Г. Ефективність зміцнення тертям поверхонь наплавлених низьковуглецевими матеріалами. // Журнал «Судноремонт флоту рибної промисловості» -1985, -№ 57 г., - 320 22.
2. Ляндон Ю.Н. «Функціональна взаємозамінність в машинобудуванні» М.Машіностроеніе, 1967.

УДК 629.123.066

Константинов В.О., кер.доц. Журавльов Ю.І.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз загальних закономірностей функціонування суднових пар тертя ковзання

В даний час судни морського флоту України укомплектовані різноманітними машинами і механізмами, виготовленими переважно провідними зарубіжними фірмами Німеччини, Данії, Польщі, Росії та інших країн. Вони мають суттєві відмінності, пов'язані з цільовим призначенням і підходом фірм-виробників в частині конструкції і технології, і досить докладно описані в різних джерелах. У той же час систематизація та порівняльна характеристика вузлів тертя з позицій саме триботехники, необхідні для розробки шляхів подальшого підвищення їх працездатності, відсутні.

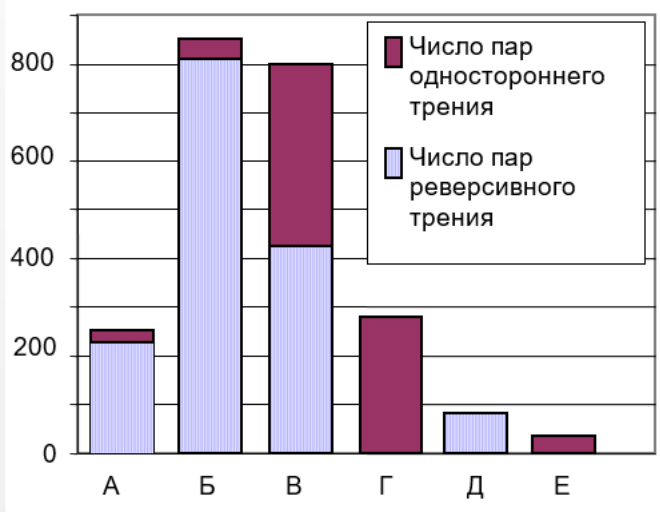


Рис.1. Типи пар тертя

Як встановлено в результаті проведених обстеженнь, на сучасному морському судні є понад 2 тисячі пар тертя відповідальних машин і механізмів, які потребують підвищення надійності і довговічності (табл. 1). Серед них найбільш численні пари типу Б, В, Г і А (рис. 1). Незважаючи на досить широку номенклатуру матеріалів, що застосовуються для формування поверхонь тертя, в суднових умовах найбільшого поширення набули поєднання "сталь-сталь", "сталь-чавун" і "сталь-бронза" (рис. 2). У групі сталей домінують низьколеговані конструкційні типу 40Х, 30ХМА, 35ХМЛ і ін., А також інструментальні 9ХС, ХВГ, ШХ15 і т.п. [1]. Серед чавунів найчастіше

зустрічається сірий чавун з структурно-вільним графітом пластинчастої форми - СЧ24, СЧ28 і ін. Бронзи - переважно ливарні, типу Бр.О10Ф1, Бр.О5Ц5С5, Бр.А9Мц2 і ін. Тому в подалі, при проведенні досліджень, саме цим сполученням слід приділити основну увагу.

Пари тертя суднових машин і механізмів істотно відрізняються один від одного не тільки розмірами, робочими зазорами, тисками і швидкостями відносного переміщення контактуючих поверхонь (табл.1), але і характером тертя.

У парах одностороннього тертя найбільше зношування відбувається тільки при пуску машини, коли масляний клин ще не утворився і умови тертя відповідають граничному [2]. В результаті контактної взаємодії протікають односторонні пружно-пластичні деформації, виникають і руйнуються поверхневі зв'язки, що кінець кінцем веде до зношування деталей. При реверсивному терті [3] вони виникають набагато частіше - упродовж усього періоду роботи механізму - і супроводжуються вже знакозмінною здвиговою напругою і деформаціями в матеріалі поверхні деталі, що більш ніж в 2 рази збільшує знос.

Отже, на судах саме граничне тертя багато в чому визначає довговічність підшипників ковзання, а її збільшення частенько зводиться до підвищення межі плинності (міцності) поверхневих шарів матеріалу і зменшення внаслідок цього деформацій зрушення.

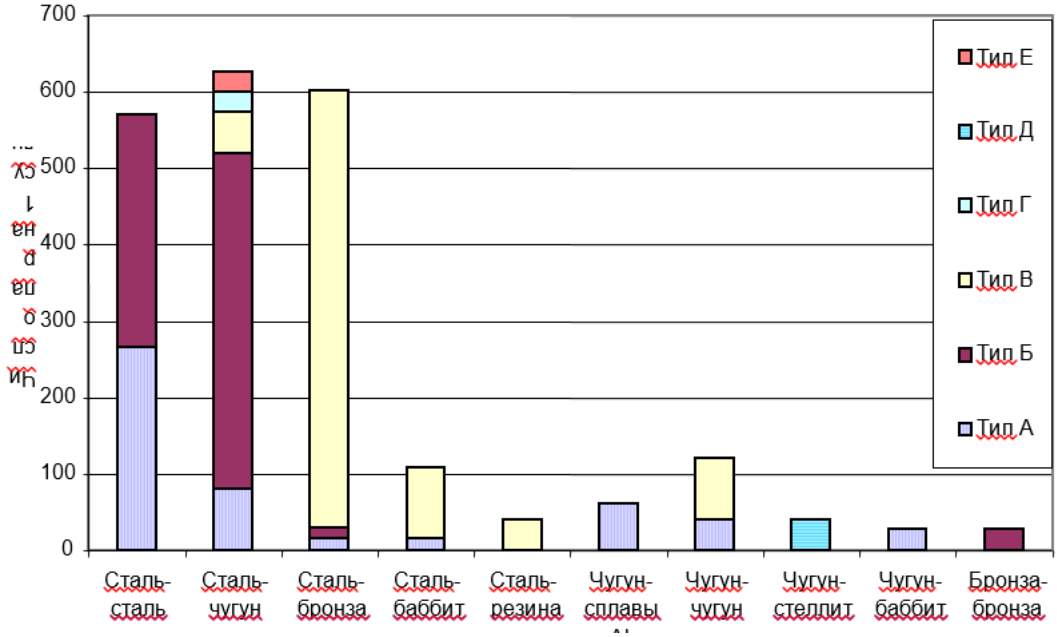


Рис.2. Частотний аналіз матеріалів пар тертя.

Не менш небезпечним для суднових пар тертя є абразивний знос, що протікає при силовому взаємодії сторонніх твердих частинок з поверхнею деталі. Так наприклад, в циліндропоршневої групи до них відносяться ті, що входять до складу нагарів [4] - нерозчинні та неспалимі оксиди магнію, заліза, кремнію та алюмінію з твердістю НВ 4900...20500 МПа [5]. Навіть при наявності достатньо складних систем очищення моторних масел в зоні тертя можуть виявитися абразивні частинки розміром 5...100 мкм (залежно від використання грубої або тонкої фільтрації), що може істотно переви-

щувати товщину (12...50 мкм) масляного клина підшипника при рідинному терті [6]. В ще більш жорстких умовах працюють плунжерні пари паливних насосів високого тиску. При наявності реверсивного граничного тертя залишаються після тонкої очистки палива тверді частинки розміром 3...5 мкм практично завжди співмірні або більше номінальної величини кільцевого зазору "плунжер — гільза". Тому поздовжні ризики глибиною до 20...26 мкм є одним з найпоширеніших експлуатаційних пошкоджень плунжерних пар (близько 70 %) паливних насосів високого тиску средньооборотних суднових дизелів Пилстик РС-2 і Вяртсиля 24Т [7]. У системах охолодження забортної і прісної води досить ймовірне утворення і переміщення до робочих поверхонь насосів іржі, нерозчинних компонентів накипу: Fe_3O_4, Fe_2O_3, CuO, Cu_2O та інших [4], мікротвердість яких складає 2010...10980 МПа.

У той же час, аналіз робочих креслень деталей пар тертя ковзання, РД, ТУ на ремонт і відновлення деталей суднових машин і механізмів [8] показує, що досить велика кількість з них взагалі не зміцнюється (мабуть, через значних розмірів і маси) або зміцнюється переважно традиційними методами - пластичною деформацією або загартуванням з наступним відпуском. В результаті твердість їх робочих поверхонь не перевищує 2600 ... 2890 МПа, а ставлення до твердості абразивних частинок в системах змащення і охолодження - 0,12 ... 0,58, що помітно менше загальноприйнятого мінімуму (~ 0,6) для забезпечення прийнятної зносостійкості в умовах механохімічної форми абразивного зносу [9].

Тому завдання підвищення працездатності пар тертя суднових технічних засобів в умовах граничного тертя і абразивного зносу в значній мірі може бути зведена до підвищення міцності властивостей і твердості робочих поверхонь деталей, знаходженню їх оптимального співвідношення. Так як помітного впливу на технологію виготовлення деталей зарубіжними фірмами надати практично неможливо, основний упор слід робити на вдосконалення зміцнюючої обробки при виготовленні і відновленні зношених деталей на підприємствах України. Для цього необхідні розробка і використання нових технологій і сучасного обладнання на вітчизняних суднобудівних і, особливо, судноремонтних заводах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Довідник по сучасним суднобудівним матеріалами / Абрамович В.Р., Альошин Д.В., Альшиц І.А. та ін. - Л .: Суднобудування, 1979. - 583 с.
1. Надійність і довговічність машин / Костецький Б.І., Носівський І.Г., Бершадський Л.І., Караулов А.К. - К .: Техніка, 1975. - 408 с.
2. Євдокимов В.Д. Реверсивність тертя і якість машин. - К .: Техніка, 1977. - 148 с.
3. Сурін С.М. Хімічне очищення суднового енергетичного устаткування. М .: Транспорт, 1981. - 181с.

УДК 621.431.74.03-57

Ворнік Б.А., Стойков С.І., Богач В.М.
Національний університет “Одеська морська академія”

Показники процесу подачі мастила в циліндри суднових дизелів

Дослідженнями [1,2,3] встановлено, що при чинних конструкціях систем мащення, подача мастила в циліндр відбувається тільки при зниженні тиску з боку циліндра, тобто при падінні імпульсів протитиску газів, що діють в області мастильних отворів.

Експериментальні дослідження дозволяють розкрити чинний механізм формування процесу подачі мастила в циліндри суднових дизелів і визначати основні характеристики цього процесу (дійсний момент і швидкість подачі, шляхи руху мастила з мастильних отворів, явище «виштовхування» (струминного витікання) мастила, при якому відбувається відрив частини мастила від дзеркала циліндра й ін.). Від цих характеристик залежить на які поверхні ЦПГ здійснюється подача мастила, що у свою чергу визначає теплові умови його роботи й втрати мастила, ефективність використання й забезпечення необхідних властивостей масляної плівки між поверхнями, що змазуються.

Дослідженнями [3,4] підтверджено, що значна частина мастила (при чинних системах) неминуче надходить у циліндр у період руху поршня нижче мастильних отворів і попадає на бічну поверхню головки, а також його днище, де воно стає додатковим джерелом утворення нагару, рис.1.

Процес подачі мастила в циліндр формується в каналі втулки циліндра (передкамері), тобто на останній ділянці шляху мастила до поверхонь тертя й супроводжується загальним для всіх двигунів явищем "виштовхування".

Разом з тим встановлено, що при спільності цього явища, частина мастила, що захоплюється газами, при розширенні в передкамері, залежно від форм і розмірів останньої, може являти собою струмінь, групу крапель, окремі краплі або вид усіх цих форм, що періодично міняють одна одну.

До основних конструктивних факторів, що впливають на характеристики подача мастила в циліндр відносяться: обсяг передкамери, діаметр каналу в стінці втулки і його довжина, рівень розташування мастильних отворів по висоті циліндра й кут нахилу вихідної ділянки каналу. Другу групу становлять експлуатаційні фактори: величина порцій мастила, що подається в канал і його температура, частота обертання й навантаження двигуна, крен або диферент судна й ін.

Основними умовами організації процесу "виштовхування" є вільні поверхні мастила в передкамері, деформація їх під дією ударних імпульсів тиску газу зсередини циліндра з наступним формуванням гребеня, який перекриває канал, замикаючи газові порожнини з одночасним їхнім стисканням, що відбуваються до кінця підвищення тиску імпульсу, рис.2.



а) б)

Рис.1. Характер нагаровідкладень на головці поршня суднових двигунів

Наведені фрагменти фільмування дають можливість пояснити характер зміни кількості мастила, що надходить у циліндр із "виштовхуванням" залежно від діаметра й довжини каналу, а також інших умов, розглянутих нижче. Збільшення діаметра каналу приводить до зменшення викиду мастила тому, що запирання його (тобто торкання гребенем верхньої стінки каналу) відбувається рідше.

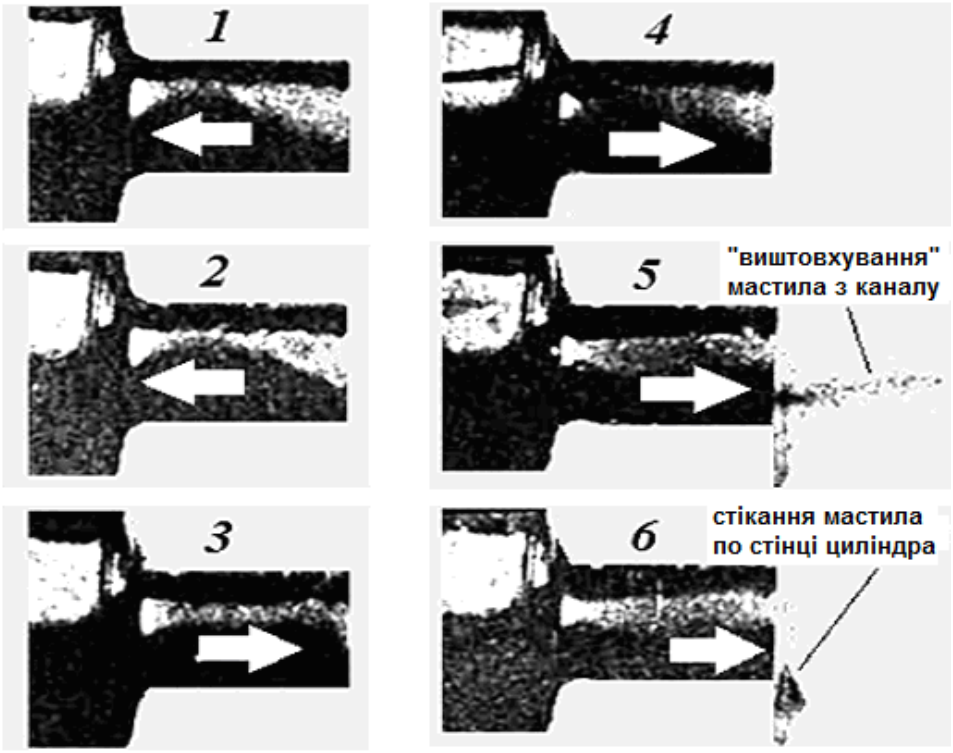


Рис.2. Кінокадри взаємодії мастила з газами

Крім того, зв'язок вершини гребеня з верхньою стінкою каналу стає, у міру збільшення діаметра, слабкою й легше руйнується як при русі гребеня

вглиб каналу, так і в період розширення в ньому газів. Це приводить до швидкого вирівнювання тиску перед гребенем і після нього, до інтенсивного вгасання інерції маси гребеня й, природно, до зниження кількості мастила, що надходить у циліндр «виштовхуванням».

Формування гребеня, здатного перекрити канал, вимагає певної його довжини. У короткому каналі, за час наростання імпульсу тиску, гребінь не встигає розвитися до розмірів, що забезпечують перекриття перетину й замикання газової порожнини, тому в такому випадку «виштовхування» неможливе.

Разом з геометрією порожнини за клапаном, характеристика «виштовхування» визначається й іншими умовами, наприклад, рівнем розташування мастильних отворів по висоті циліндра. Цей фактор обумовлює число імпульсів тиску, що діють у порожнині за клапаном, їх величину, швидкість наростання й падіння тиску, проміжок часу між імпульсами й температуру мастила в передкамері.

На збільшення кількості мастила, що надходить у циліндр із відривом від стінки втулки при підвищенні числа обертів, рівня в каналі, а отже й товщини його шару також впливають резонансні явища коливань вільної поверхні мастила й тиску газів над нею. Ці коливання, а також зворотно-поступальний рух мастила в каналі під дією різкої зміни величин тиску й напрямків потоку газів, приводять до інтенсивного приготування в передкамері суміші мастила з газами.

Формування процесу подача в циліндр залежить також від орієнтації верхньої стінки каналу щодо вільної поверхні мастила, як показують експерименти, при нахилі каналу вниз «виштовхування» мастила різко зменшується.

Отже, характер подачі мастила в циліндр залежить не тільки від розмірів передкамери, але й від положення її частин стосовно осі циліндра. Крім того якість організації мащення деталей ЦПГ у період хитавиці судна може різко мінятися. Ознаками цих змін будуть збільшення забруднення й навіть поява сухості тронка, ріст відкладень нагару на головках поршнів над першим кільцем, а також у вікнах, зменшення кількості мастила в порожнині під поршнем й підвищення зносу деталей циліндра. Наведене вище вказує на складність процесу подача мастила в циліндри й на залежність його від великої кількості факторів.

Експериментами встановлено [1,3], що в проміжку між робочими ходами плунжера лубрикатора струминна подача мастила відбувається кілька разів. Причому, на перших обертах циклу подачі мастила «виштовхування» має форму струменя. Потім вона міняється на групу крапель або одиничні великі краплі. Наприкінці циклу подача являє собою пучок досить розпиленої суміші мастила з газами. Корінь струменя, який не відривається від дзеркала, формує своєрідне сповзання мастила під отвір і вертикальне стікання його по дзеркалу, рис.2. (кадр 6). На декількох обертах (від 2 до 8) після «виштовхування» вихід мастила з отвору може бути відсутнім.

Необхідно зазначити, що описані явища (попри послідовну роботу секцій лубрикатора) відбуваються у всіх мастильних каналах одночасно, що обумовлено загальним для них часом наростання й падіння імпульсів тиску газів. Різні періоди поповнення каналів мастилом, відповідні до черговості робочих ходів плунжерів лубрикаторів, обумовлюють лише різницю в чергуванні форм «виштовхування» або умовну черговість перерв виходу мастила з отворів.

При спустошенні каналу й русі мастила від дзеркала до зворотного клапана в період наростання тиску газу в мастильного отвору, відбувається оголення стрижня, розміщеного в каналі. У результаті стрижень швидко прогрівається й стає акумулятором тепла, що прискорює розкладання мастила, особливо при використанні циліндрових мастил з низкою термічною і окисною стабільністю. На рис.3 наведені результати експериментального дослідження подачі мастила в циліндри дизелів з найпоширеніших східчастих горизонтальних каналів. Такі канали характерні й для довгоходових двигунів фірми MAN-B&W і WARTSILA (Sulzer).

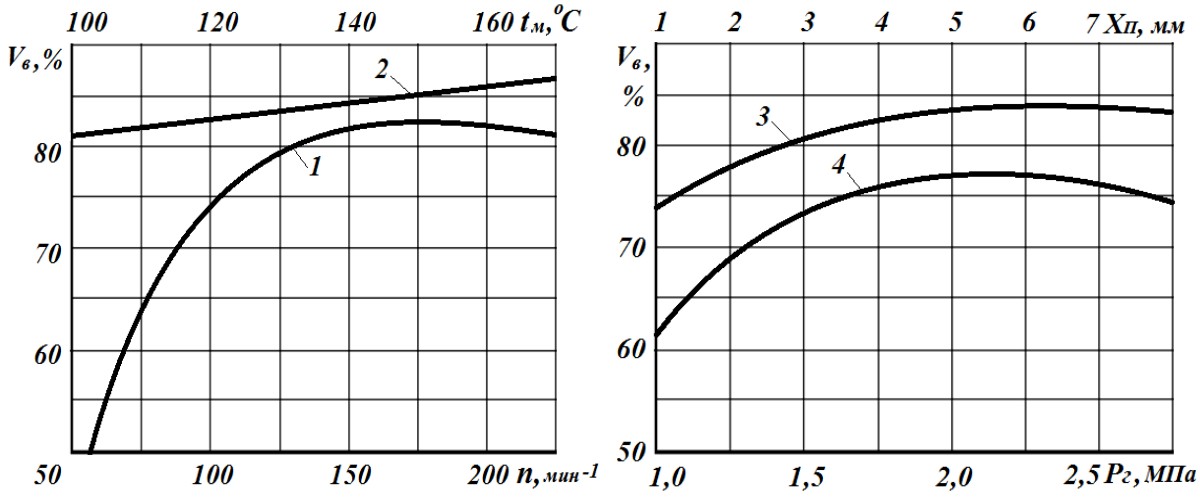


Рис.3 Залежність обсягу «виштовхування» мастила ($V_в$) від: 1 - частоти обертання (n), 2 - температури мастила ($t_м$), 3 - тиску газів ($P_г$), 4 - ходу плунжера ($X_п$).

При цих, найбільш розповсюджених варіантах каналів величина "виштовхування" суттєво зростає з підвищенням навантаження двигуна, тобто в основному експлуатаційному режимі втрати мастила, через попадання його на головку поршня й у камеру згоряння, найбільші.

Таким чином, складні некеровані взаємозв'язки, характерні для чинних систем, значною мірою визначають хаотичність організації мащення циліндрів і раптовість виникнення їх зношування. Складність цих обставин доповнюється відсутністю надійних методів прогнозування, а також оцінки поточної зміни умов роботи ЦПГ і труднощами (у цих умовах) правильного визначення придатності того або іншого сорту мастил для забезпечення надійної роботи циліндрів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Богач В.М., Задорожный А.А., Богач А.В. Исследование маслоподачи в цилиндры двигателей B&W// Судовые энергетические установки: науч. – техн. сб. – 2004. – Вып. 10. – Одесса: ОНМА. – С. 14-23.
2. Шебанов А.Н. Исследование процесса маслоподачи двухрядной лубрикаторной системой с аккумулированием давления масла / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. – 2013.- Вып. 31 - Одесса: ОНМА. - С.122-132.
3. Шебанов А.Н. Підвищення ефективності експлуатації СТЗ шляхом вдосконалення процесу мащення ЦПГ / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт» - Одесса: НУ «ОМА», 2018 - С. 179-183.
4. Bogach V. Performance efficiency lubricator systems of marine diesel engines / V. Bogach, A. Shebanov // European Applied Sciences, November, №11, 2016 - pp. 24-29.

УДК 629.12.011

Пінчук В.А., Голіков В.А.
Національний університет “Одеська морська академія”

Особливості управління повітря суднових приміщень за комплексним показником

Давно відомо, що суднові системи кондиціонування повітря (ССКП), призначені для підтримки температури і вологості повітря у службових, громадських та житлових приміщеннях. За конструкцією та функціональними схемами ССКП розподіляються на одно та двухканальні, зрециркуляцією та прямоточні, центральним кондиціонером та каютними доводчиками повітря, розподілом повітря по приміщенню, змішувачами теплого та холодного повітря та/або розподільниками повітря.

Параметри повітря у приміщеннях встановлюються індивідуально за власним бажанням. Регламентація повітря у приміщеннях здійснюється тільки під час проектування, конструювання та побудови судна для розрахунку тепловолого навантаження на них.

Світова спільнота в особах Міжнародної морської організації (ММО) та Міжнародної організації праці (МОП) посилили заходи по забезпеченню безпеки людського життя на морі, захисту навколишнього середовища від забруднення з суден, забезпеченню нормальних умов життя, праці для екіпажів морських суден.

Актуальність дипломного дослідження викликана необхідністю підтримки параметрів повітря за комплексними показниками: PMV – predicted mean vole (інтегральним показником теплосприяння людиною) та результуючою температурою РТ, яка відноситься до стану повітря та регламентуються міжнародними стандартами (ISO) та іншими санітарними правилами та норма-

ми. У зв'язку з наведеним виникає проблема підтримки не двух параметрів стану повітря в каютах а чотирех: температури, вологості, швидкості та радіаційного випромінювання. Змінність PMV та PT за географічними зонами, типом приміщень, сезону року ставить задачу про можливість підтримки ССКП існуючим обладнанням.

Об'єктом дослідження стала ССКП, а предметом - внутрішне суднове повітря.

Мета дослідження полягає у забезпечинні екологічності суднових приміщень шляхом стабілізації PMV та PT у нормованому тепловому стані.

Гіпотезою дослідження стало припущеня про можливость стабілізації PMV та PT при зміні одного з параметрів мікроклімату з урахуванням обмежень на зміну параметрів кожного з них.

Головна задача дослідження полягає у встановленні можливості підтримки PT за принципом по відхиленню і пропорційно інтегральному (ПІ) закону регулювання.

Вирішення головної задачі складається з чотирех допоміжних задач (рис. 1):

- дослідження перехідних процесів стабілізації PT при регулюючому впливі температури повітря у приміщенні;
- дослідження перехідних процесів стабілізації PT при регулюючому впливі вологості повітря;
- дослідження перехідних процесів стабілізації PT при регулюючому впливі температури внутрішнього огородження приміщення;

дослідження перехідних процесів стабілізації PT при регулюючому впливі швидкості повітря.

Основними методами дослідження стали методи автоматичного регулювання технологічних процесів.

Результати досліджень показали:

процес стабілізації PT за температурою повітря носить апериодичний характер триває біля 100 секунд з похибкою ± 4%;

процес стабілізації PT за однопараметричним впливом вологості повітря неможливий з причин її обмеження 50 ± 10%;

процес стабілізації PT по радіаційной температурі огородження приміщення можливий з порушеннями санітарних норм по температурному перепаду миж температурою огороджуючої поверхі та температурою повітря у приміщенні, який складає ± $(5 \div 7)^0$C;

процес стабілізації PT за швидкістю повітря проходить за 30% перегулюванням, триває 65 ± 15 секунд з статистичною похибкою у ± 2%.

Рішення головної задачі дослідження про можливість стабілізації PT за окремими параметрами мікроклімату вказує на перевагу однопараметричного регулювання тепмературного повітря у приміщенні.

Наукова значимість дослідження полягає у створенні умов для подальшого удосконалення ССКП, яке направлене на створення систем суднового мікроклімату.

Практична цінність роботи полягає у можливості застосування математичних моделей перехідних процесів та рекомендацій по стабілізації РТ та PMV.

Наукове положення дослідження формується наступним чином: необхідними умовами стабілізації РТ є регулювання температури повітря у приміщенні, а достатніми - утримання вологості; радіаційного випромінювання швидкості повітря у визначених обмеженнях.

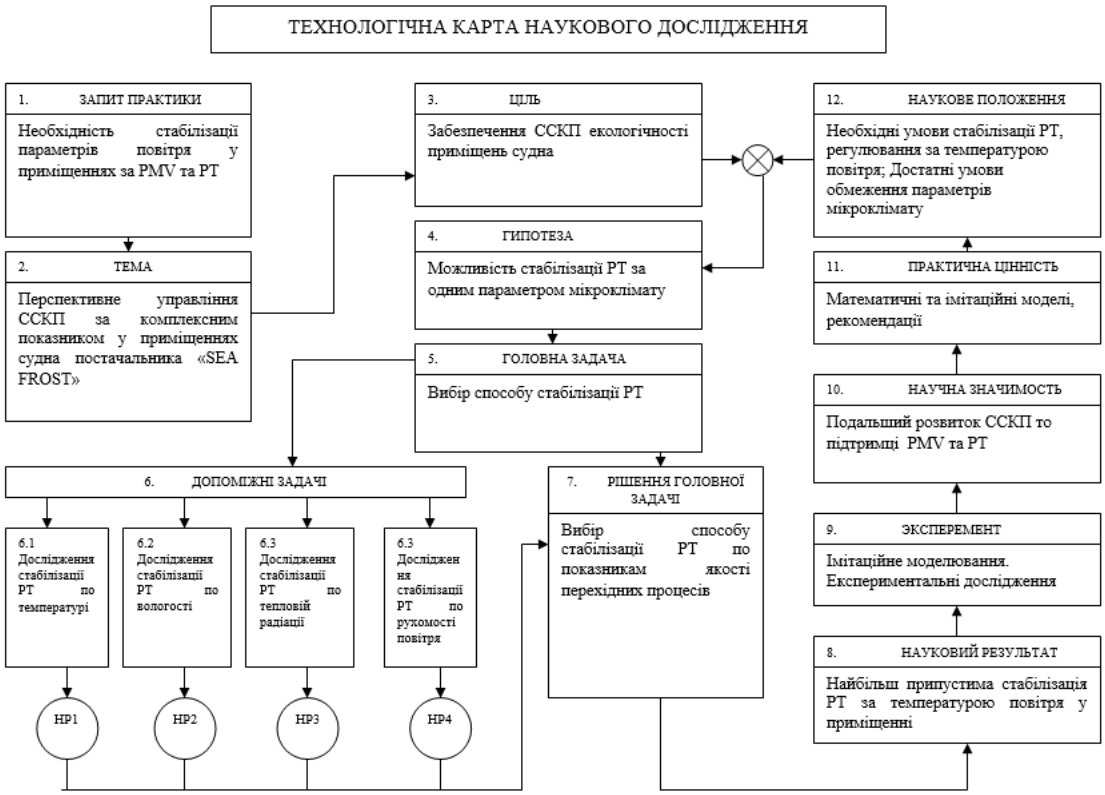


Рис.1 Тема : «Перспективне управлінnч ССКП за комплексним показником у приміщеннях судна – постачальника «SEA FROST»

УДК 629.12.011; 551.58

Порох О.І., Голіков В.А.
Національний університет “Одеська морська академія”

Дослідження перехідних процесів стабілізації результуючої температури шляхом впливу параметрів повітря у системі суднового мікроклімату

Розвиток сучасної транспортної індустрії, зокрема річкового та морського транспорту, вимагає постійного вдосконалення суднових технічних засобів шляхом підвищення стійкості, працездатності, надійності систем та комплексів під час управління екологічними, енергетичними та соціальними процесами.

Серед важливих завдань національної транспортної стратегії України є безпечной для суспільства, екологічно чистий та ефективний транспорт.

Головною соціальною проблемою судноплавства остається єдність зон праці і відпочинку та вахтовий спосіб роботи екіпажів. Тому на судні, яке здійснює тривалі рейси, одночасно спостерігаються три зони атмосфери: природна (зонально-кліматична), виробнича та мікрокліматична у технологічних, службових приміщеннях та каютах для постійного помешкання.

За останні десятиріччя до суднових систем комфортного кондиціонування повітря пред'являються вимоги більш високого рівня по стабілізації мікроклімату у жилих та службових приміщеннях і каютах. Нормування параметрів повітря у жилих суднових приміщеннях здійснюється за інтегрованими показниками: ефективній (ЕТ), еквівалентно-ефективній (ЕЕТ), результуючий (РТ) температурам, показником комфортності людини (PMV- predicted mean vole), між якими Хадаріною Х.В. був встановлений тісний кореляційний звя'зок. Управління мікрокліматом судновою системою кондиціонування повітря (СКП) вимогає багатопараметричного звя'зку та ієрархії між параметрами повітря під час повітряпідготовки на перехідних режимах.

Актуальність дослідження полягає у неспроможності підтримки стану повітря СКП у житлових приміщеннях судна по шртегрованим показникам за браком законів та алгоритмів багатопараметрічної оптимізації прцесів підготовки повітря у центральному кондиціонері та каютних доводчиках.

Об'єктом дослідження стала СКП судна.

Предметом дослідження – процеси кондиціонування повітра у уцентральному кондиціонері та каютних доводчиках.

Мета дослідження полягає у забезпеченні точнсті та швидкодії СКП судна за інтегрованими показниками РТ та PMV ,які формуються за тепловим станом людини показниками атмосфери районів та сезонів плавання , а також типу суднових приміщень (рис .1).

Гіпотеза дослідження полягає можливості існування простих а надійних методів багато параметричної оптимізації процесів підготовки повітря.

Головна задача дослідження стала розробка математичної моделі та алгоритму стабілізації РТ по критерію мінімума інтегральної квадратичної оцінки перехідних процесів.

Для рішення головної задачі дослідження застосовані методи системного аналізу, які відокремлюють рішення та ряд допоміжних задач :

аналіз методів умовної оптимізації;

дослідження методу Недлера- Міда для мінімізації цільової функції за вектором чотирьох змінних стану мікроклімату;

розробка блок-схеми алгоритму пристрою, який управляє стабілізацією РТ;

розробка функціональної схеми системи управління мікрокліматом(СУМ) з управляючим контролером;

розробка імітаційної моделі управляючого контролера та перехідних процесів по завданню та навантаженню.

Рішення головної задачі дослідження здійснюється шляхом:

Синтезу допоміжних задач з використанням імітаційних моделей: за датчиків РТ по районах плавання судна або введених користувачем; СКП та суднового приміщення.

Наукове значення дослідження полягає в подальшому удосконаленні СКП інтегральними показниками комфортності мікроклімату приміщень, що вирішує проблему екології повітряного середовища для життєзабезпечення моряків та комфортного перебування пасажирів.

Практичне значення полягає у наявності блок-схем,математичних та імітаційних моделей елементів СКП як перспективу створення систем штучного інтелекту.

Наукове положення результатів дослідження полягає у наступному: забезпечення зовнішніх завдань природного середовища на шляху судна досягається блок-схемою алгоритму за датчика РТ,а процес її стабілізації формується чотирма параметрами стану повітря, вирішуючи задачу умовної оптимізації.

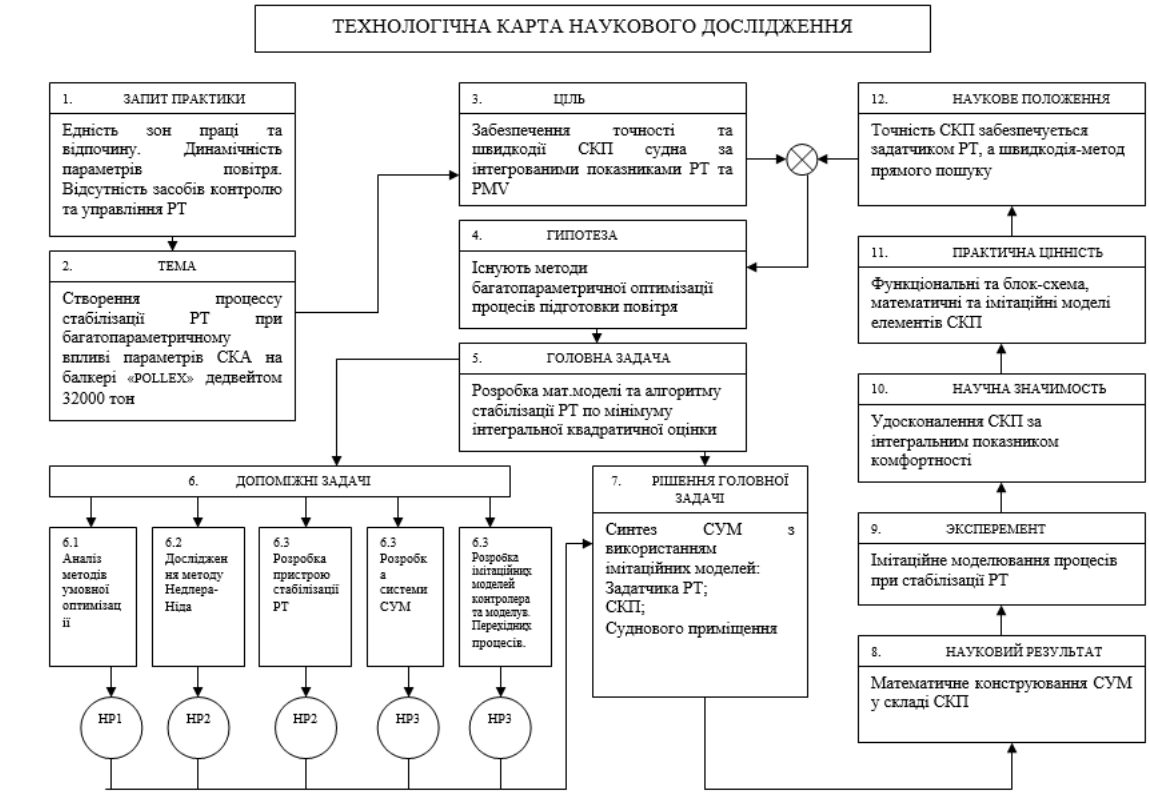


Рис.1 Тема : «Створення процесу стабілізації інтегрованого показника комфортності мікроклімату при багатопараметричному впливі параметрів СЕКП на балкері «POLLEX» дедвейтом 32000 тон»

УДК 629.5.016.2

Маковський О.Ю. , Голіков В.А.
Національний університет “Одеська морська академія”

Математична модель тепло та вологообміну у картерному просторі дизеля

На теперішній час більш ніж 90% сучасних суден обладнані дизельними енергетичними установками (СЕУ), потужність яких збільшується за рахунок :

- підвищення ступеня наддуву;
- збільшення циклової подачі палива;
- росту теплових і механічних навантажень на конструкційні елементи двигунів.

Особливо високі теплові та механічні навантаження стримують деталі і вузли циліндро-поршневої групи (ЦПГ) та кривошипно – шатунного механізму (КШМ) розташовані в картері двигуна.

Результати інформаційного пошуку та досвід експлуатації СЕУ вказують, що їх аварійність пов'язана, як із стомленням елементів ЦПГ і КШМ так із різким погіршенням властивостей мастил систем змащення із-за підвищення абсорбційної та корозійної активності. Останне викликане забрудненням мастила паливом, продуктами згоряння та водою. Очищення мастил змащення на практиці здійснюється наступними операціями:

- відстій;
- сепарація;
- фільтрація.

Ефективність операції очищення у циркуляційних системах змащення досліджувалось Баштою Т.М., Нікітіним Г.А., Поповським Ю.М., Сагіним С.В., Джиджавадзе О.А.,Холчевим Є.В., Голіковим А.А. та Голіковим В.А. Разом з тим, дуже мало уваги приділяється дослідженню формалізації процесів забруднення водою, особливо її парами, змазочного мастила у картерному просторі дизеля.

Метою дослідження дипломної роботи стало продовження робіт по створенню систем контролю вологи та її видалення з картерного простору малообертового головного двигуна судна.

Головним завданням дослідження стала формалізація математичної моделі тепло та влагообміну у картерному просторі.

У зв'язку з цим, об'єктом дослідження став картерний простір, головного двигуна контейнеровозу ,,MSC BARI" дедвейтом 165 905 тон.

Предметом дослідження стали тепловологообмінні процеси у картері дизельного малообертового двигуна.

Рішення головної задачі дослідження досягається шляхом вирішення наступних допоміжних завдань системного аналізу (рис 1):

побудови функціональної схеми автоматичної системи регулювання (АСР) вологовміщення у повітрі картера;

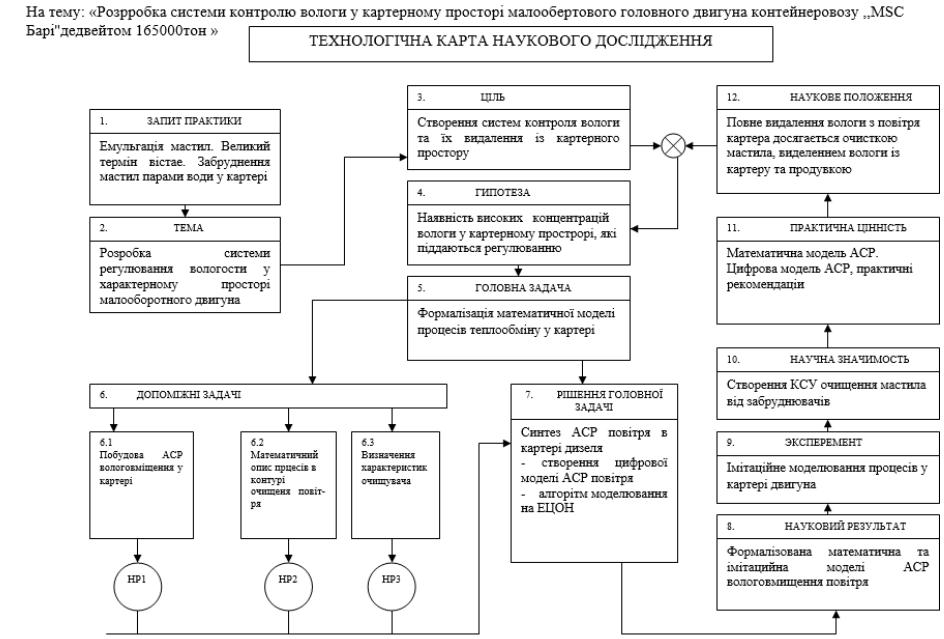
математичний опис процесів тепло та вологообміну в контурі осушення повітря;

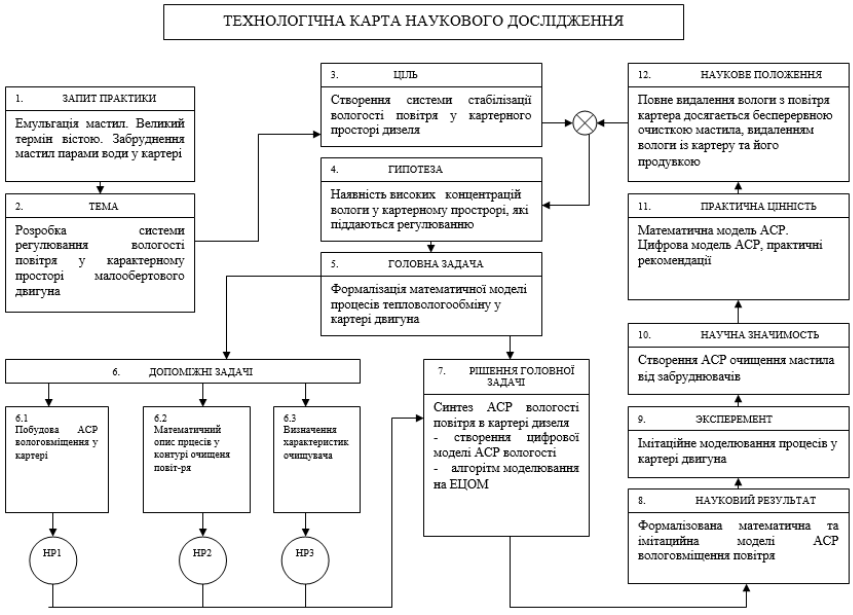
визначення характеристик поверхневого осушувача (вологого повітря).

Головне завдання дослідження вирішуються шляхом синтезу АСР повітря у картері, результати якого приводять до створення загальної цифрової моделі АСР вологовміщення повітря модельованої на ЕЦОМ (електронній цифровій обчислюваної машині) у повітряному просторі картера.

Завершальним етапом дослідження планується розробка рекомендацій по автоматичному регулюванню вологості повітря у парогазовому просторі картера.

Наукове положення, полягає у тому, що безпека циркуляційної системи змащення двигуна досягається бесперерними фільтрацією, відстоєм мастила та адсорбційним осушенням повітря картерного простору двигуна.





На тему: «Розрробка системи контролю вологи у картерному просторі малообертового головного двигуна контейнеровозу «MSC Барі» дедвейтом 165000 тон»

УДК 629.12-8

Луговий С.П. , Голіков В.А.
Національний університет “Одеська морська академія”

Дослідження процесів зміни стану вологого повітря у картерному просторі малообертового головного двигуна судна

Підвищення ефективності роботи суден пов'язане із збільшенням вантажепотків, провізної здатності, потужності суднових енергетичних установок (СЕУ), удосконаленням технології вантажеперевозок, безпеки судноплавства.

Аналіз літературних джерел показує, що в процесі роботи головного дизельного двигуна, окрім повільного окислення циркуляційного мастила, спостерігається випад в осадок продуктів його старіння при попаданні в систему змащення двигуна води та палива. Останні признаються опасними, тому нормуються за вмістом: води (до 0,2%); палива (до 3%); нерозчинених у бензині фракцій (до 4%). В процесі роботи дизельного двигуна контролюються два основні параметри старіння циркуляційного мастила: забруднення (водой, паливом, нерозчинені фракції) та спрацювання присадок.

Головною причиною старіння (відпрацювання) мастила визначена кількість прокачок мастила через працюючий двигун, яка представлена експоненціальною залежністю за часом як результат рішення відповідного диференціального рівняння балансу.

Огляд методів кількісного визначення вологовмістності мастила та причин попадання води і вологи до картреру двигуна вказує на практичну відсутність результатів досліджень по стану повітрянного середовища в об'ємі картера суднового дизеля. Разом з тим, забруднення змазочного мастила водою, корозія механізмів та обладнання картерного простору спостерігається як при процюючому двигуні так і при його зупинці. Тому актуальним стало дослідження процесів зміни стану вологого повітря у картерному просторі, як об'єкті управління, для отримання статичних та динамічних характеристик.

Об'єктом дослідження визначено циркуляційну систему змащення елементів циліндропоршневої групи та кривошипношатунного механізму малообертового дизеля.

Предмет дослідження – процеси тепловологообміну в повітрі картерного простору.

Метою дослідження стала розробка способу безперервного видалення вологості повітря з картеру малообертового двигуна.

Робоча гіпотеза дослідження полягає у можливості детермінації процесів тепло- вологості у картері двигуна законами Дальтона, Бернулі, балансу тепла і маси.

Головною задачею стало дослідження процесів вологоутворення у картері мало- обертового двигуна.

Для системного вирішення головної задачі слід дослідити наступні допоміжні завдання (рис.1):

- аналіз впливу вологості повітря у картері дизеля на експлуатаційні властивості змазочного мастила;
- теоретичне дослідження процесів тепловологообміну у повітрі картеру в залежності від режиму роботи двигуна;
- обґрунтування вибору параметрів управління ;
- експериментальна перевірка рівнянь динаміки циркуляційної системи змазочного мастила двигуна.

Рішення головної задачі дослідження полягає у визначенні способів видалення вологи із картерного простору як у стояночному, експлуатаційному так і аварійному режимах роботи двигуна.

Науковим результатом ріщення головної задачі має бути детермінована математична модель процесу накопичення вологи та спосіб її видалення із картерного простору циркуляційною системою змащення.

Наукова значимість роботи полягає у визначенні статичних та розгінних характеристик елементів системи змащування, особисто об′єкта управління - картерного простору двигуна .

Практична значимість роботи полягає у наявності апробованої математичної моделі для АСР вологовміщення у повітрі картерного простору.

Наукове положення роботи полягає у наступному: в залежності від режиму роботи двигуна для безперервного видалення вологості у повітрі картеру необхідне його кондиціювання шляхом адсорбції, а в аварійному режимі - продувкою картерного простору при зупиненому двигуні.

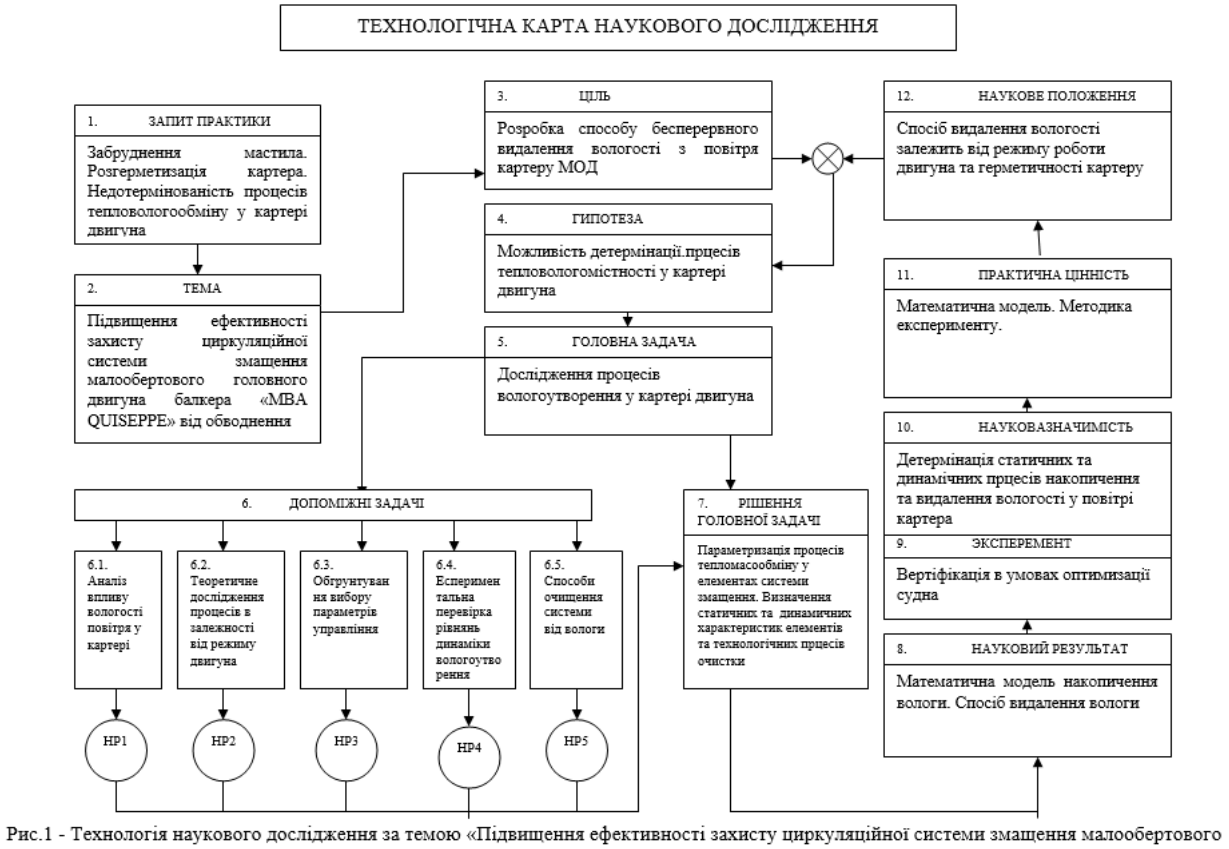


Рис.1 - Технологія наукового дослідження за темою «Підвищення ефективності захисту циркуляційної системи змащення малообертового двигуна балкера».

УДК 621.421

Коротнян Р. В., Унгаров Д. В., Онищенко О. А.
Національний університет "Одеська морська академія"

Підвищення ефективності функціонування суднової системи енергопостачання

Відомо, що суднова електростанція генерує електроенергію необхідних параметрів і розподіляє її між судновими споживачами у відповідності з режимами роботи судна. Суднова електроенергетична система (СЕЕС) повинна забезпечувати безперебійне постачання електроенергією високої якості всіх відповідальних споживачів на будь-яких режимах роботи судна й задовольняти вимогам простоти, екологічності, зручності обслуговування, високої надійності при мінімально можливих початковій вартості, масі, габаритах, а також експлуатаційних витратах.

Основне джерело енергії для морських суден є трифазний синхронний генератор, винайдений більш ніж сто років тому. За столітнє використання він не перетерпів принципових змін, пов'язаних з поліпшенням якості генерованої електроенергії й дотепер залишається одним з головних джерел трифазного струму у всіх областях енергетики. Але за останні роки кількість і характер споживачів у СЕЕС сильно змінились. Споживачі одержують електроенергію від суднових джерел безпосередньо із ГРЩ або через проміжні перетворювачі. Якість електроенергії впливає на режими роботи споживачів, джерел і ліній електропередачі. Тому згадану якість характеризують показниками, перелік яких і припустимі значення більшості з них контролюють міжнародні й національні наглядові організації: морські Регістри України й Росії, англійський класифікаційний Ллойд, французьке й норвезьке Бюро Веритас, японський класифікаційний нагляд, італійський судновий Регістр, Американське бюро судноплавства й інші.

На відміну від синхронного генератора (СГ), суднові споживачі енергії перетерпіли у своїй конструкції більші зміни, з'явилися нові типи електроспоживачів, що вимагає поліпшених параметрів якості вироблюваної електричної енергії. Часто виробники спеціалізованої для суден нової техніки, наприклад частотних перетворювачів, пристроїв плавного пуску, керуючих контролерів, поряд із загальноприйнятими вимогами, висувають особливі вимоги, регламентовані національними класифікаційними наглядовими організаціями. При роботі таких приймачів від дизель-генераторного агрегату (ДГА) існує головний недолік – можливість знеструмлення СЕЕС, а саме - спрацьовує захист приймачів електричної енергії, набудований на більш вузький спектр відхилення параметрів якості електроенергії вироблюваної СЕЕС. Аналізуючи вимоги класифікаційних наглядових органів різних держав можна зробити висновок про те, що необхідна така модернізація СЕЕС, яка, після впровадження сучасних, акумулюючих резервних джерел електричної енергії, дозволить підвищити рівень безпеки роботи всього суднового електроустаткування, у тому числі іноземного виробництва.

У результаті виникає завдання покращання якості генерованої електроенергії СЕЕС за рахунок удосконалювання її системи генерування. Зокрема - виключення таких динамічних "провалів" напруги, які можуть викликати знеструмлення судна. Без сумніву, на судні основним споживачем енергії є електричні машини основних і допоміжних механізмів - вентиляторів, вантажних рамп, підкерма, тралів, лебідок, кранів, транспортерів, насосів і інших технологічних механізмів. В умовах розвитку існуючого флоту у СЕЕС починають впроваджувати сучасні напівпровідникові пристрої керування електродвигунами (транзисторні, тиристорні). Незважаючи на те, що більшість керованих електроприводів мають системи плавного пуску й плавної зміни продуктивності технологічного механізму, застосовуються й електродвигуни, які підключаються безпосередньо до СЕЕС способом "прямого пуску". І оскільки при пуску ЕРС обертання дорівнює нулю, виникають великі пускові струми (іноді - до 10 номінальних значень струму). Тривалість пускового струму електродвигуна, звичайно, менше однієї секунди. Але навіть такий короткий інтервал часу впливає на динамічну стійкість СЕЕС і може привести до ефекту "доміно", і навіть до знеструмлення судна. Одним з основних недоліків СЕЕС, побудованих на основі ДГА, є висока інерційність, тому при піковому навантаженні системам автоматичного регулювання частоти й напруги необхідний помітний час для відновлення номінальних параметрів.

Звичайно, сучасні селективні системи захисту усувають можливість повного знеструмлення, але, у першу чергу, така система захисту повинна вже бути встановлена на судні і добре налаштована, що далеко не завжди практично реалізується. І крім того, існують розбіжності у вимогах класифікаційних наглядових органів, є "несумісність" закордонного й вітчизняного устаткування. У цей час, практично щорічне, підвищуються ціни на енергоресурси, у тому числі й на дизельне паливо. Судновласники змушені усіма засобами заощаджувати на витрати палива, внаслідок чого, старші механіки найчастіше беруть на себе відповідальність, а по суті - високий ризик, включаючи в роботу тільки один ДГА. У результаті різко збільшується ймовірність порушення безперебійної подачі електроенергії на судні у випадку виникнення короткочасних перевантажень або непередбачених ситуацій.

Можна виділити ряд існуючих ситуацій і невідповідностей, що відбуваються на судні:

- проблема невідповідності й селективності настроювання систем захисту закордонного встаткування при установці їх на вітчизняні судна, де поряд із закордонним устаткуванням функціонує й вітчизняне;
- завдання підвищення динамічної стійкості при короткочасних динамічних перевантаженнях одиночного ДГА, що працює на суднову мережу;
- завдання підвищення якості параметрів вироблюваної електроенергії паралельно працюючих генераторних агрегатів, зокрема, підвищення стійкості СЕЕС до динамічних навантажень.

Для вирішення цих ситуацій пропонується встановлення додаткового джерела енергії, заснованого на використанні електрохімічних суперконденсаторів (СК). Такі системи резервного джерела енергії є перспективними але мало дослідженими. Для розв'язку завдання екстреного включення резервного ДГА, що перебуває у "холодному резерві" з метою економії паливних витрат, а також забезпечення безвідмовної роботи СЕЕС у будь-яких умовах плавання, необхідно проаналізувати можливості автономних джерел енергії побудованих на основі СК. Такий аналіз дозволить розв'язати завдання паралельної роботи одного ДГА із додатковим джерелом резервного живлення.

Концептуально пропонується використання в СЕЕС батареї СК, котра складена з двошарових електрохімічних конденсаторів EDLC (electric double-layer capacitor). Такий СК – статичний електрохімічний пристрій з електролітом, «обкладинками» якого служить подвійний електричний шар на межі розділу електродів та електроліту. Функціонально EDLC являє собою гібрид конденсатора і хімічного джерела струму, він має безліч конструктивних модифікацій, назв (суперконденсатор, молекулярний або іонний конденсатор і ін.) і відноситься до накопичувачів електричної енергії молекулярного типу. EDLC – конденсатор з подвійним симетричним електричним шаром і відрізняються від класичних конденсаторів тим, що для просторового розділення різнойменних зарядів, які створюють робоче електричне поле, використовує мікроскопічний поляризований шар на кордоні поверхні розподілу двох середовищ. Саме тому цей пристрій унікальний. EDLC має біполярну герметичну й дуже технологічну конструкцію на основі активованого вугілля у зв'язаному водному лужному електроліті і володіє дуже високими енергопотужними характеристиками. Властивості EDLC дозволяють його ефективно застосовувати у якості заряджуваного імпульсного джерела струму з робочою напругою заряду до декількох сотень вольт і майже необмеженою кількістю циклів заряду-розряду (не менше мільйона циклів).

Література

1. Суперконденсатор [Електроний ресурс]: http://www.capacitorguide.com/supercapacitor/.

2. Букарос, А. Ю. Коректор коефіцієнту потужності для частотно-регульованого електроприводу / А. Ю. Букарос, О. А. Онищенко // Наукові праці НТУ “КПІ”. Енергетика. Екологія. Людина. – 2012. – С. 11-17. [Режим доступу]: http://en.iee.kpi.ua/files/2012/2012.pdf.

3. Унгаров, Д. В. Концепція побудови системи демпфування пікових навантажень у судновій електричній мережі / Д. В. Унгаров, О. А. Онищенко // Матеріали VII-ї міжн. наук.-техн конф. “Суднова енергетика: стан та проблеми” (12.11.2015 - 13.11.2015). – Миколаїв: НУК ім. адм. Макарова. – С. 23-25.

Матеріали
науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт",
21.11.2019.

Підписано до друку 5.12.2018. Формат 60×84/16.
Обл.-вид. арк. 9,85. Тираж 100. Зам. № И14-12-29.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свідоцтво ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одеса, вул. Дідрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua