

О.В. Триньов, В.В. Коростиченко, Р.Ю. Бугайцов

КОНСТРУКТИВНІ ЗАСОБИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕПЛОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЦИЛІНДРОВОЇ ГІЛЬЗИ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ

Наведені результати розрахункових досліджень теплонапруженого стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля. В дослідженні вирішуються задачі аналізу впливу відомих конструктивних засобів, їх комбінацій на температурний стан робочої поверхні гільзи. Оптимізація температурного стану гільзи передбачає отримання такого профілю температур вздовж робочої поверхні гільзи, який би забезпечив мінімальні витрати на тертя, які, в свою чергу залежать від в'язкості моторного мастила на робочій поверхні гільзи. Використовується математична модель на основі методу скінчених елементів.

Вступ

Процеси теплообміну в деталях циліндропоршневої групи (ЦПГ) швидкохідних дизелів в значній мірі визначають як рівень теплонапруженості цих деталей, так і економічні показники двигуна. Характер протікання цих процесів позначається на умовах тертя в спряженнях поршень-гільза, компресійні кільця-гільза, впливаючи на в'язкість моторного мастила, яка залежить від температурного стану деталей. Значні витрати теплоти від циліндрової гільзи відзначаються значними перепадами вздовж робочої поверхні – дзеркала гільзи (від 300 до 120°C). Як верхня, так і нижня межа цього температурного діапазону далекі від оптимальних значень, якщо за критерій оптимальності прийняти в'язкість моторного мастила, за якої можна забезпечити мінімальні коефіцієнти тертя в спряженнях ЦПГ. Безумовно, що для кожної конструкції дизеля і зокрема ЦПГ існує свій оптимальний температурний профіль дзеркала гільзи, при якому мінімізуються питомі ефективні витрати палива, але в будь-якому випадку важливо оцінити вплив кожного з конструктивних факторів, які формують зазначений профіль. При цьому не менш важливими є результати аналізу напружено-деформованого стану гільзи при запровадженні певних конструктивних рішень, які впливають на процеси теплообміну.

В роботі на основі результатів розрахункових досліджень визначається і оцінюється вплив окремих конструктивних факторів на теплонапружений стан циліндрової гільзи швидкохідного дизеля на усталеному режимі навантаження.

Аналіз публікацій

Задачі оптимізації температурного стану циліндрових гільз сформульовані і розглядаються в роботах проф. Є.І. Третяка [1,2]. Зазначається, що в більшості конструкцій транспортних дизелів профіль температур по робочій поверхні гільзи далекий від оптимального, має місце переохолодження нижньої частини, що свідчить про надлишкові, нерациональні витрати теплоти в систему охолодження. При цьому верхня частина гільзи над першим

компресійним кільцем при положенні поршня в ВМТ внаслідок недостатнього тепловідведення перегрівается. В роботі визначено раціональний температурний рівень в зоні першого компресійного кільця (близько 160 °С) для судового дизеля розмірності 6ЧН26/34, запропоновані і реалізовані в моторному експерименті заходи, які забезпечують отримання такого температурного рівня. В результаті проведення експерименту отримано зниження питомої витрати палива на 1,3 — 3,7 (г/кВт · год). В даному випадку конструктивне рішення полягало у суттєвому зменшенні площі охолоджувальної поверхні, зведення її до мінімуму (охолоджується локально пояс гільзи висотою 60 мм над 1-м компресійним кільцем). В роботі [1] запропоновані також заходи для підтримання оптимальної температури (160 °С) на всій ділянці тертя поршня: використання теплоізолюючого покриття на зовнішній поверхні гільзи; підігрівання нижньої частини гільзи відпрацьованими газами або ж підігрітим повітрям на виході з компресора. Вказано, що отримання оптимального профілю температур можливе лише при застосуванні комплексу заходів, які б на окремих поверхнях посилювали тепловідведення, а на інших - обмежували. В будь-якому випадку необхідно врахування конструктивних особливостей двигуна.

Подальшим розвитком дослідження, узагальненням результатів з оптимізації теплового стану гільзи можна вважати роботу [2]. В даному випадку розглядаються можливі варіанти оптимізації, запропоновані алгоритми досягнення оптимального температурного стану, сформульовані технічні вимоги для конструкції гільзи на стадії проектування. В залежності від рівня оптимізації технічні вимоги можуть обмежувати, як варіанти, лише температури в зоні першого компресійного кільця в ВМТ поршня, постійність температури дзеркала на ділянці тертя поршня, забезпечувати більш складний профіль температури, але такий, що мінімізує коефіцієнт тертя в спряженнях ЦПГ. Пропонується [2] з урахуванням об'єкта дослідження у загальному випадку використовувати для аналізу рівняння не-

стаціонарної теплопровідності, доповнене характерними граничними і початковими умовами. Розв'язання системи таких рівнянь виконується відомими чисельними методами [2].

Важливими з точки зору моделювання оптимального теплового стану циліндрової гільзи саме швидкохідного дизеля є результати розрахунково-експериментальної роботи [3]. Об'єктом дослідження, як і в даній роботі, є теплонапружений стан циліндрової гільзи швидкохідного дизеля 4ЧН12/14. Для цієї конструкції в серійному виконанні на основі моторних експериментів на усталених і перехідних режимах скидання-накидання навантаження були розроблені авторами [3] граничні умови (ГУ) задачі теплопровідності та механіки. Зазначені ГУ були використані нами як для моделювання теплонапруженого стану серійної гільзи, так і для дослідних варіантів з метою оптимізації профілю температур. Для уточнення ГУ і перевірки адекватності математичної моделі в ході моторних випробувань [3] в циліндровій гільзі було встановлено 16 хромель-алюмелевих термопар і 16 тензодатчиків типу НМТ-450, які перед проведенням експерименту були також протаровані в умовах повільного нагрівання, і моделювали ці нестаціонарні процеси. Були також розроблені управляючі функції з метою визначення небезпечних закидів термічних напружень в циліндровій гільзі [3].

В публікації [4] представлені результати розрахунково-експериментального дослідження, проведеного на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» з метою визначення впливу локального повітряного охолодження верхнього посадочного бурта швидкохідного дизеля 6ЧН13/11,5, а також теплоізоляції зовнішньої поверхні гільзи емалевим покриттям на температурний стан робочої поверхні гільзи. Для оцінки ефективності повітряного охолодження гільзи, а також для уточнення ГУ на ділянках охолодження було проведено безмоторний експеримент. Так при значеннях надлишкового тиску повітря $P_{\text{п}} = 0,1 - 0,3$ МПа вже на протязі 3 хвилин з моменту підведення охолодження температури найбільш нагрітої точки (місце встановлення термопар) гільзи зменшувалися, відповідно, на 90-110 °С. Застосування повітряного охолодження в поєднанні з емалевим покриттям товщиною $\delta = 0,5$ мм за результатами розрахунку дозволяє зменшити перепад температур між верхнім і нижнім посадочними поясами гільзи від 205 °С (серійний варіант) до 160 °С (дослідний варіант). При цьому на значній частині поверхні тертя циліндро-поршневої групи підтримується оптимальне значення температур в межах 160 — 180 °С. Проведені дослідження [4] підтвердили можливість, використовуючи поєд-

нання різних конструктивних заходів, суттєво впливати на температурний профіль робочої поверхні циліндрової гільзи швидкохідного дизеля, для поліпшення умов змащення, підтримання оптимальної в'язкості моторних масел, зменшення витрат на тертя.

Таким чином зменшення нерівномірності температурного поля по висоті гільзи, досягнення заданого оптимального температурного профіля для зменшення витрат на тертя в циліндро-поршневій групі для сучасних, форсованих автотракторних дизелів, які все ще відзначаються значною нерівномірністю, є актуальною задачею.

Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є подальше вдосконалення конструкції циліндро-поршневої групи сучасних автотракторних дизелів, підвищення економічних показників при високому рівні надійності циліндро-поршневої групи.

В роботі вирішувалися наступні задачі:

- аналіз та вибір серед відомих конструктивних заходів для регулювання процесів теплопідведення та тепловідведення до циліндрової гільзи автотракторного дизеля;

- розрахункове моделювання теплонапруженого стану циліндрової гільзи з елементами теплоізоляції внутрішньої та зовнішньої поверхонь комбінацією таких конструктивних рішень.

Основні результати дослідження

В проведеному розрахунковому моделюванні теплонапруженого стану (ТНС) циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14 розглядалися наступні конструктивні варіанти виконання гільзи.

1. Серійна гільза, виготовлена з чавуну марки СЧ21-40 (варіант 1). Розглядається, як і для наступних варіантів, усталений номінальний режим дизеля 4ЧН12/14 ($N_e = 73,6$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹). Використовуються ГУ задачі теплопровідності і механіки, розроблені і уточнені на основі моторних експериментів та представлені в публікації [3]. Процеси теплообміну задаються ГУ 2-го і 3-го роду. На даному усталеному режимі дизеля, як показують розрахунки робочого процесу, максимальне значення тиску становить 9,5 МПа. Розглядаються механічні навантаження при знаходженні поршня в ВМТ на початку такту розширення. При визначенні розподілу тиску циліндрових газів враховуються розміщення поршневих кілець для базової конструкції дизеля 4ЧН12/14. При цьому поверхня дзеркала гільзи до першого компресійного кільця навантажена силою тиску газів $P_1 = P_2 = 9,5$ МПа. Поверхня між першим та другим кільцями - тиском - $P_2 = 0,5$

$P_z = 4,75$ МПа, який по лінійному закону змінюється до атмосферного між другим і третім компресійними кільцями. Крім сили тиску газів, враховувалась також сила тиску, яка виникає при затягуванні силових шпильок для герметизації спряження головка циліндрів-блок циліндрів. Зазначена сила прикладена до торцевої поверхні верхнього посадочного поясу і становить $1,5 P_z$, тобто 14,25 МПа [3,4].

2. В серійній гільзі, в верхній її частині над першим компресійним кільцем при положенні поршня в ВМТ виконується розточення. В розточення запресоване кільце висотою 13 мм і радіальною товщиною 3 мм (варіант 2). Кільце виготовлене з жароміцної сталі з низьким коефіцієнтом теплопровідності, наприклад зі сталі ЭИ-69 або ж нирезисту, основні характеристики наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Теплофізичні властивості сталі ЭИ-69

Характеристика	Значення при $t, ^\circ\text{C}_1$			
	200	300	400	500
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	17	19	20	21
$G, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$	-	507	511	523
$\alpha \cdot 10^6, \text{град}^{-1}$	17	-	18	-
$E, \text{ГПа}$	190	181	173	166

Коефіцієнти теплопровідності λ зазначених матеріалів в робочому діапазоні температур суттєво менші, ніж у основного матеріалу гільзи – СЧ21-40 (табл.2). Таким чином створюється тепловий бар'єр у верхній частині гільзи. На процеси тепловідведення в зоні контакту кільця і гільзи в значній мірі впливає термічний опір контакту, який, в свою чергу, залежить від типу посадки і контактного тиску у спряженні.

Таблиця 2. Теплофізичні властивості чавуну СЧ21-40 та емалевого покриття

Характеристика	Значення характеристик чавуну/емалі при $t, ^\circ\text{C}$			
	20	100	200	300
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	51,2/0,84	50,4/0,84	48,2/0,845	46,6/0,85
$\alpha \cdot 10^6, \text{град}^{-1}$	9,2/9,1	10/9,3	11/9,5	12/9,7
$E, \text{ГПа}$	125/80	124/78	120/77	115/76
ν	0,25/0,40	0,25/0,46	0,25/0,52	0,25/0,58
$\sigma_p, \text{МПа}$	350/80	350/80	390/80	350/80

При цьому зміни умов стискання поверхонь кільця і гільзи призводять до перерозподілу ліній теплового току. Збільшення навантаження зі збільшенням натягу знижує термічний опір контакту за рахунок збільшення фактичної площі дотику поверхонь, а зменшення навантаження, відповідно, збільшує термічний опір. Для другого конструктивного варіанта по спряженню кільце-гільза була обрана посадка діаметром 126 Н7/с7 з середнім натягом 0,092 мм. Подальші розрахунки термічного опору по зовнішній бічній і нижній торцевій поверхням були виконані за методикою, наведеною в роботі [5], і в нашому випадку, відповідно, склали: для бічної поверхні кільця - $6,2 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$. Слід також зазначити, що конструкції зі вставками-кільцями з нирезисту у верхній частині гільзи розповсюджені, знаходять практичне застосування на дизелях різних типів, зокрема автотракторних.

3. В даному конструктивному варіанті (варіант 3), для регулювання теплових потоків, крім вставного кільця у верхній частині гільзи, планується застосування теплоізоляційного емалевого покриття товщиною $\delta = 0,5$ мм на зовнішній бічній поверхні гільзи, яка безпосередньо контактує з охоло-

джуючою рідиною. Переваги емалевого покриття, призначення раціональної товщини, яка б забезпечила тривале, надійне його використання, розглядаються в публікаціях [3,4,6]. Теплофізичні властивості матеріалу гільзи і емалевого покриття наведені в табл.2.

4. Для посилення теплоізолюючого ефекту, крім ізоляції зовнішньої бічної поверхні від охолоджуючої рідини, теплозахисний емалевий прошарок товщиною $\delta = 0,5$ мм нанесений також на бічну поверхню вставного кільця (радіальна товщина кільця зменшена з 3,0 мм до 2,5 мм) зі сторони камери згоряння (варіант 4).

5. Для обмеження тепловідведення від вставного кільця зі сталі ЭИ-69 в гільзу зовнішня контактна поверхня кільця зменшена за рахунок виконання проточення (рис.1) з утворенням повітряної порожнини між кільцем і гільзою. Для теплообмінних поверхонь утвореної порожнини задається нульовий тепловий потік (варіант 5).

6. Вставне кільце з проточенням по зовнішній бічній поверхні захищене зі сторони камери згоряння теплоізоляційним прошарком емалі товщиною $\delta = 0,5$ мм, радіальна товщина кільця зменше-

на від 3,0 до 2,5 мм для нанесення емалі (варіант 6). Зовнішня поверхня гільзи також захищена емалевим прошарком ($\delta = 0,5$ мм).

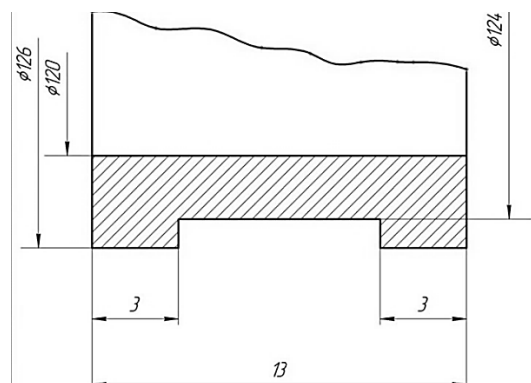


Рис. 1. Дробровка вставки-кільця зі зменшеною поверхнею контакту

Розрахунки теплонапруженого стану (ТНС) для конструктивних варіантів циліндрової гільзи

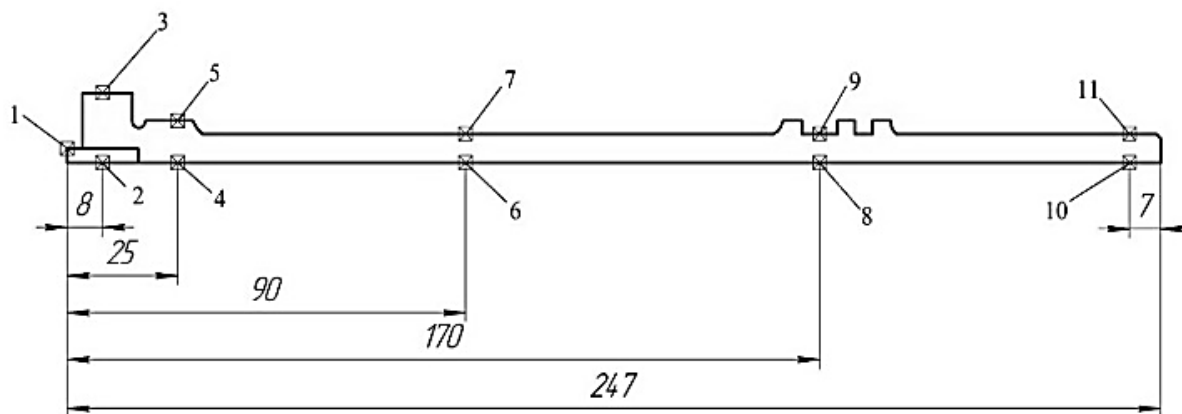


Рис. 2. Схема розміщення (вибору) контрольних точок на циліндровій гільзі

Таблиця 3. Значення температур $t, ^\circ\text{C}$, інтенсивностей, компонентів теплонапруженого стану, МПа в контрольних точках серійної гільзи на номінальному режимі дизеля 4ЧН12/14

№ точки	t	σ_r	σ_θ	σ_z	τ	σ_i
1	278	-10,2	-61,1	1,4	57,7	-2,1
2	250	-9,6	-46,3	-41,3	32,3	3,7
3	203	-2,9	8,0	-128	112	-5,1
4	182	-4,6	3,1	-57,2	74,5	-1,5
5	132	-0,3	88	46,9	80,3	-1,0
6	125	0,2	15,2	10,4	16,1	0,4
7	102	-0,2	44,0	-11,1	15,5	0,3
8	138	0,3	2,7	-1,4	9,9	0,1
9	134	1,1	17,5	1,4	9,2	-0,4
10	120	0	-1,0	0	1,0	0
11	119	0	0,6	0	0,6	0

виконуються методом скінчених елементів з використанням програмного забезпечення KROK (розробник ІПМаш АН України, м. Харків).

З метою проведення порівняльного аналізу отриманих результатів розрахунків ТНС для зазначених варіантів на меридіальному перетині гільзи були виділені окремі контрольні точки (зони), схема їх розміщення по висоті гільзи представлена на рис. 2.

На схемі також показано місце встановлення вставного кільця у верхній частині гільзи, яке відсутнє у серійному варіанті. Аналіз напруженого стану для конструктивних варіантів проводився і оцінювався за такими його складовими: σ_r – радіальні напруження; σ_θ – колові напруження; σ_z – осьові напруження; τ – дотичні напруження; σ_i – інтенсивності напружень.

Отримані результати розрахунків ТНС для серійної гільзи наводяться в табл. 3.

Як слідує з отриманих результатів, температурний стан серійної гільзи відзначається значною нерівномірністю температур по висоті робочої поверхні в зоні тертя компресійних кілець і бокової поверхні поршня – від $250\text{ }^\circ\text{C}$ у верхній частині до $120\text{ }^\circ\text{C}$ у нижній. Середня частина робочої поверхні переохолоджена до $125\text{ }^\circ\text{C}$ (точка 6), раціональний температурний режим ($160\text{--}170\text{ }^\circ\text{C}$) підтримується на незначній частині робочої поверхні. При цьому серед складових ТНС переважають колові стискаючі напруження ($-61,1$ МПа) і колові розтягуючі напруження (88 МПа) у верхній частині гільзи. В зоні верхнього бурта гільзи слід також відзначити осьові стискаючі напруження ($\sigma_z = -128$ МПа, точка 3), які виникають внаслідок прикладення сили від зтяжки силових шпильок. На даному номінальному режимі всі складові напруженого стану та інтенсивності напружень далекі від критичних значень для матеріалу серійної гільзи (табл. 2). Характер

проходження ізотерм для цього варіанта є також типовим для циліндрових гільз автотракторних ДВЗ з рідинним охолодженням.

Так як основною задачею проведеного математичного моделювання було визначення впливу різних конструктивних заходів на температурний профіль робочої поверхні гільзи для його оптимізації, наближення до найбільш раціонального температурного діапазону (160-170 °С), то найбільший інтерес представляють отримані температурні профілі для окремих варіантів.

Ці результати для всіх контрольних точок об'єднанні в табл.4. Для зручності проведення порівняльного аналізу в табл. 4 також приведені і вже згадані результати для серійної гільзи (варіант 1).

Таблиця 4. Значення температур в контрольних точках циліндрової гільзи на номінальному режимі, °С

№ точки	Варіант розрахунку					
	1	2	3	4	5	6
1	278	354	361	518	342	506
2	250	290	303	406	319	422
3	202	201	210	204	179	181
4	182	180	211	208	177	200
5	139	138	159	157	137	152
6	125	125	200	200	126	199
7	102	102	102	102	102	102
8	138	138	154	154	137	154
9	134	134	150	150	133	150
10	120	120	123	123	120	123
11	119	119	122	122	119	122

Крім того, за результатами розрахунків були побудовані температурні профілі для робочої поверхні гільзи (рис. 3).

Розглянемо детальніше вплив окремих конс-

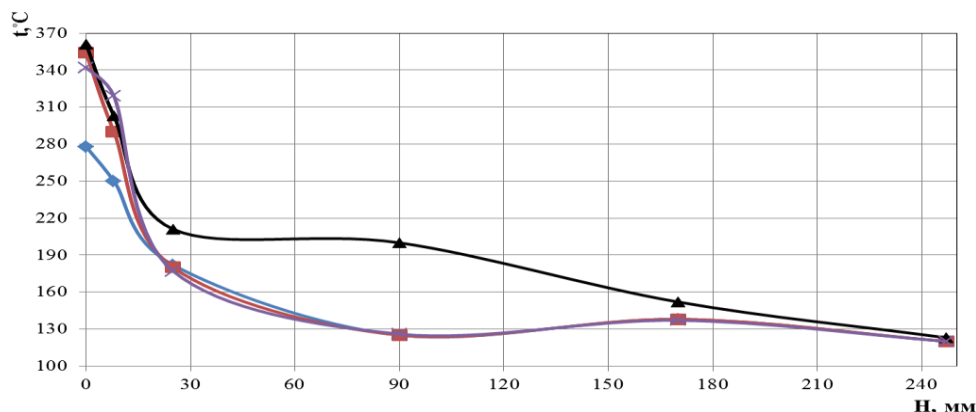


Рис. 3. Температурні профілі робочої поверхні гільзи для розрахункових варіантів 1,2,3,5

Варіант 5. Виконання проточення по зовнішній бічній поверхні вставного кільця призводить до

труктивних заходів на ТНС гільзи.

Варіант 2. Розміщення у верхній частині гільзи вставного кільця з жароміцної сталі ЭИ-69 призводить до зростання температур в контрольних точках 1 та 2, але вже на внутрішній (робочій) поверхні самого кільця. При цьому температура робочої поверхні гільзи в зоні тертя по всіх контрольних точках майже не змінюється. Серед складових напруженого стану слід відзначити зростання стискаючих колових напружень в точках 1 та 2 кільця, відповідно, до -461 МПа та -391 МПа, які не перевищують критичних значень (480 МПа) для сталі ЭИ-69 при даному температурному рівні. Інтенсивності напружень в точці 4 (73,3 МПа), та точці 5 (90,3 МПа) близькі до значень при серійному виконанні конструкції.

Варіант 3. Поєднання вставного кільця з теплоізоляцією зовнішньої поверхні гільзи емалевим прошарком призводить до незначного зростання (10-20 °С) у верхній частині гільзи (точки 1-5). Всі складові напруженого стану у цій частині практично повторюють результати для варіанта 2. Теплоізоляція суттєво впливає на температурний профіль робочої поверхні, відзначається зростання температур в середній частині поверхні тертя від 125 °С (точка 6) до 200 °С. Максимальна інтенсивність напружень теплоізоляції становить $\sigma_i = 76,5$ МПа, близька до критичних значень емалі (табл. 2).

Варіант 4. Емалеве покриття вставного кільця призводить до суттєвого (на 100-150 °С) зростання температури в точках 1 та 2. При цьому значення інтенсивностей напружень в точці 1 (127,2 МПа) та в точці 2 (97,4 МПа) перевищують критичні значення для емалі, що засвідчує практичну недоцільність цього варіанта, навіть для даного номінального режиму з помірним рівнем форсування ($P_e = 0,73$ МПа).

незначного (15-30 °С) зростання температур на внутрішній поверхні кільця, спостерігається також

внаслідок обмеження тепловідведення через кільце незначне зниження (2-3 °С) температур в точках 4 та 5. Напружений стан вставного кільця з проточення, як і гільзи в цілому, близький до ТНС для варіанта 2. Максимальні інтенсивності напружень складають 454 МПа (точка 1) та 470 МПа (точка 2).

Варіант 6. Емалеве покриття вставного кільця з проточення призводить до зниження температур (5-8 °С) в точках 4 та 5 гільзи, але при цьому інтенсивності напружень на поверхні емалевого прошарку, нанесеного на вставне кільце в точках 1 та 2 (127-112 МПа), перевищують критичні значення для емалі.

Висновки

Проведене дослідження ТНС циліндрової гільзи автотракторного дизеля підтвердило недоцільність використання вставного кільця, виготовленого з матеріалів з низькою теплопровідністю для оптимізації температурного профілю гільзи. Розрахунки також підтвердили доцільність використання теплоізоляції зовнішньої поверхні гільзи з метою обмеження тепловідведення в охолоджувальну рідину та досягнення раціонального, за умовами змащення і зниження витрат на тертя, температурного рівня (160-170 °С) робочої поверхні гільзи.

Список літератури:

1. Третьяк Е.И. Определение пределов регулирования теплового состояния гильзы цилиндра судового дизеля 6СН26/34 при ограниченном теплоотводе [Текст] / Е.И. Третьяк, Б.Л. Гоцкало // Двигатели внутреннего сгорания, - 1989. - №49. - С. 80-84. 2. Третьяк Е.И. Оптимальное конструирование с помощью ЭВМ гильз цилиндров дизелей по заданным техническим требованиям [Текст] / Третьяк Е.И. // Двигатели внутреннего сгорания. - 1993. - №10. - С. 54-64. 3. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра

быстроходного дизеля при нестационарных нагрузениях [Текст] / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук // Двигатели внутреннего сгорания. - 1993. - №10. - С. 9-22. 4. Тринёв А.В. Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля [Текст] / А.В. Тринёв, В.И. Калантай // Двигатели внутреннего сгорания. - 2012. - №1. - С. 35-41. 5. Триньов О.В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ [Текст]: монографія / О.В. Триньов. - Харків: «Підручник НТУ «ХПІ». 2014. 6. Технология эмали и защитных покрытий. [Текст] Учеб. Пособие / Под. ред. Л.Л. Брагиной, А.П. Зубехина. - Харьков НТУ «ХПИ»; Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ). 2003. - 484 с.

Bibliography (transliterated):

1. Tretyak Ye.I. (1989), "Determination of the limits of the regulation of the thermal state of the cylinder liner cylinder ship diesel with limited heat removal", Internal combustion engines, ["Opredelenie predelov regulirovaniya teplovogo sostoyaniya gilyzy cylindra sudovogo diselya 6СН26/34 pri ogranichenom teploотводе", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 49. - pp. 80-84. 2. Tretyak Ye.I. (1993) "Optimum design with the help of computers of cylinder liners of diesel engines according to specified technical requirements", Internal combustion engines, [Optimalnoe konstruirovaniye s pomochju EVM gils cylindrov diselej po sadannym technicheskim trebovaniyam], Dvigateli vnutrennego sgoraniya], Tretyak Ye.I. №10, pp. 54-64. 3. Shekhovtsov A.F., Gontarovsky P.P., Abramchuk F.I. "Thermal and stress-strain state of the cylinder liner of the high-speed diesel engine under non-stationary loading", Internal combustion engines, [Teplovoe i napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye gilyzy cylindra bystroходного diselya pri nestacionarnykh nagruzheniayah], Dvigateli vnutrennego sgoraniya], №10. - P. 9-22. 4. Trinev A.V., Kalantai V.I. (2012), "Calculation modeling of an optimum thermal condition of a cylinder liner of a high-speed diesel engine" Internal combustion engines, [Raschjotnoe modelirovaniye optimalnogo teplovogo sostoyaniya gilyzy cylindra bystroходного diselja"], Dvigateli vnutrennego sgoraniya], №1. - С. 35-41. 5. Trinov A.V. (2014), "Scientific bases of local cooling of the heat-stressed parts of the ICE: monograph [Naukovi osnovy localnogo oholodzhenniya teplonapruzhennykh detalej DVS: monogr.], Kharkiv: "Textbook of NTU" KhPI"240 p. 6. Bragina A.P., Zubehin I.I. (2003), Technology of enamel and protective coatings, [Technologiya emali i sashitnykh pokrytiy], Kharkov, NTU "KhPI", 484 p.

Надійшла до редакції 04.07.2017 р.

Триньов Олександр Володимирович – канд. техн. наук, доцент кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Коростиченко Владислав Вадимович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vladislav.korostichenko@gmail.com.

Бугайцов Роман Юрійович - студент кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: bugaitsov19@gmail.com.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СРЕДСТВА ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОВОЙ ГИЛЬЗЫ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

А.В. Тринёв, В.В. Коростиченко, Р.Ю. Бугайцов

Приведены результаты расчетных исследований теплонапряженного состояния цилиндрической гильзы быстроходного дизеля. В исследовании решаются задачи анализа влияния известных конструктивных средств, их комбинаций на температурное состояние рабочей поверхности гильзы. Оптимизация температурного состояния гильзы предусматривает получение такого профиля температур вдоль рабочей поверхности гильзы, который бы обеспечил минимальные затраты на трение, которые в свою очередь зависят от вязкости моторного масла на рабочей поверхности гильзы. Используется математическая модель на основе метода конечных элементов.

CONSTRUCTIONS FOR OPTIMIZATION
HEAT-INFLUENZED STATE CYLINDER MACHINE OF THE FIVE DIMENSIONAL DIESEL

A.V. Trynov, V.V. Korostychenko, R.Yu. Bugaytsov

The results of computational studies of the heat-stressed state of a cylinder sleeve of high-speed diesel have been presented. The research solves the problems of analyzing the influence of known constructive means, their combinations on the heat-stressed state of the working surface of the sleeves. Optimization of the temperature of the state of the sleeve involves obtaining such a temperature profile along the working surface of the sleeve, which would provide the minimum friction costs, which in turn depends on the viscosity of the engine oil on the working surface of the sleeve. A mathematical model based on the finite element method is used.

УДК 621.436

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.07

А.О. Прохоренко, С.С. Кравченко, І.М. Карягін, Є.Г. Вовк, П.І. Думенко

РОЗРОБКА УНІВЕРСАЛЬНОГО ЕЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТИ
ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ДИЗЕЛЯ

Розроблено електронний регулятор паливної системи високого тиску для транспортного дизеля, впровадження якого дозволить формувати оптимальні характеристики транспортного засобу з урахуванням умов його експлуатації та узгодженості з будь-якими видами трансмісії та рушія. Авторами запропоновано концепцію синтезу алгоритму електронного регулятора дизеля, який базується на аналогії з роботою механічного пружинно-важільного регулятора прямої дії. Проведені безмоторні та моторні дослідження паливного насоса високого тиску тракторного дизеля, обладнаного розробленим електронним регулятором, дозволили отримати його статичні (рівноважні) характеристики, які підтверджують працездатність та стійкість роботи системи.

Вступ

На більшості дизелів, що експлуатуються в Україні, використовуються системи паливоподачі з механічними регуляторами частоти обертання колінчастого валу. Дизелі, обладнані такою системою, мають ряд недоліків: невідповідність сучасним екологічним нормам, низький рівень паливної економічності, відсутність корекції паливоподачі в залежності від теплового стану двигуна і властивостей палива та окиснювача, наявність «просадки» моменту двигуна, викиди диму при розгоні та ін. Означені недоліки можуть вирішуватися шляхом застосування електронної системи регулювання паливоподачі.

Застосування електроніки в системах автоматичного регулювання та керування дозволяє істотно поліпшити показники паливної економічності та екологічності дизелів шляхом узгодження характеристик систем комбінованого двигуна, забезпечення їх роботи на оптимальних режимах, коригування законів керування в залежності від параметрів навколишнього середовища та властивостей палива.

Вартість електронних систем регулювання є надзвичайно високою, а їх обслуговування та ремонт потребує наявності дорогого та складного обладнання і, відповідно, висококваліфікованого персоналу. Крім того, фірми-виробники зашифрують програмний алгоритм роботи регулятора, що унеможливує коректування та налаштування його роботи, наприклад, при переобладнанні або доводці дизеля. Вищезгадане обумовлює актуальність

розробки електронного регулятора дизеля на базі конструкції «класичного» паливного насоса.

Слід окремо відмітити, що створення подібних систем автоматичного регулювання потребує висококваліфікованих фахівців в галузях науки теорії двигунів внутрішнього згоряння, теорії автоматичного регулювання, алгоритмізації й низькорівневого програмування контролерів, радіоелектроніки тощо.

Метою роботи є розробка алгоритму та експериментального зразка універсального електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля.

Аналіз літератури

Масове виробництво та обладнання дизелів паливною апаратурою з електронним керуванням є монопольною прерогативою кількох провідних світових фірм – “Bosch”, “Heinzmann” (Німеччина), “Delphi” (США), “Motorpal” (Чехія) та ін. Монопольне володіння вказаними технологіями дозволяє цим фірмам отримувати надприбутки, необґрунтовано завишаючи вартість як самих систем, так й робіт з їх адаптації на об’єкті регулювання. Тому природно, що вказані фірми-виробники не видають жодної інформації про склад, структуру алгоритмів та програм, за якими працює їх обладнання. Такого ж підходу до ведення бізнесу притримуються й невеликі приватні фірми, які займаються переобладнанням традиційної паливної апаратури на електронне керування. Тобто відкриті публікації у законних джерелах за даним питанням відсутні. На-