

О.В. Триньов, О.П. Могильний, О.М. Куліш

МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕПЛОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ВИПУСКНОГО КЛАПАНА ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ

Наведені результати розрахункового дослідження теплонапруженого стану випускного клапана автотракторного дизеля на режимах скидання-накидання навантаження, характерних в умовах експлуатації. Для постановки задачі механіки використовуються граничні умови і відповідні управляючі функції, уточнені в ході моторного експерименту з записом в цифровій формі змінного індикаторного тиску на перехідних режимах, відзначається переважаючий вплив змінної термічної складової на виникнення закидів напружень на перехідних режимах.

Вступ

Нестационарний теплонапружений стан (ТНС) деталей клапанного вузла та інших деталей, що утворюють камеру згорання (КЗ), зумовлений, в основному, перехідними процесами різкого скидання-накидання навантаження. При дослідженнях ТНС деталей дизелів з метою підвищення їх безвідмовності і довговічності накопичений значний досвід створення поршнів, випускних клапанів та інших деталей КЗ з необхідною термостатичною міцністю, тобто з допустимим рівнем стаціонарних термічних і механічних напруг при максимальному нагріві та прикладенні сталих механічних навантажень. Однак, як показує досвід, при істотному форсуванні, наприклад, сучасних швидкохідних дизелів, запаси термостатичної міцності деталей КЗ вже не гарантують безвідмовності та необхідну довговічність. При цьому процеси руйнування деталей КЗ супроводжуються появою тріщин від термоутони. Їх виникнення обумовлено тим, що при певній межі форсування (літрово потужність $N_{л \geq 22}$ кВт/л), поряд з місцевим перегрівом матеріалу, неприпустимо збільшуються амплітуди зміни нестационарних термічних напруг як низькочастотні (при неодноразових змінах навантажувальних і швидкісних режимів дизелів в умовах експлуатації), так і високочастотні (одноциклічні). Нестационарні режими мають значний негативний вплив на ТНС міжклапанної перетинки головки циліндрів. Такий висновок знаходить підтвердження з огляду останніх робіт, проведених, наприклад, на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП».

В той же час детальний аналіз результатів досліджень, присвячених вивченню нестационарних теплових режимів, показує що стан цих досліджень і в даний час знаходиться на недостатньому рівні. Суттєва нестационарність підведення теплоти до стінки КЗ обумовлює головну особливість їх температурних полів – різку динамічність. Ця особливість, а також багатокомпонентність теплового режиму цих деталей роблять дуже складним його

вивчення. Перехідні режими характеризуються також різкою зміною механічного навантаження, головним чином, індикаторного тиску. Взаємодія теплового і механічного факторів при накиданні-скиданні навантаження, вплив кожного з факторів при виникненні ушкоджень вимагають також детального вивчення.

Зі сказаного випливає актуальність поставленої проблеми вивчення та стабілізації тепломеханічних характеристик деталей КЗ дизелів. Такий підхід передбачає, по-перше, уточнення математичної моделі (ММ), отримання в експерименті реальних характеристик зміни термічного і механічного навантаження на деталь, по-друге, моделювання нестационарного ТНС деталі за допомогою уточненої ММ, визначення впливу окремих конструктивних та експлуатаційних факторів.

В статті зосереджено увагу на результатах математичного моделювання нестационарного ТНС випускного клапана швидкохідного дизеля 4ЧН 12/14 для перехідних режимів скидання-накидання навантаження, зокрема визначенні впливу змінної механічної і теплової складових на виникнення критичних напружень.

Аналіз публікацій

Виникнення дефектів, причин їх появи на деталях КЗ детально розглядають в роботі [1]. Як зазначається, процес починається з появи на найбільш нагрітих поверхнях КЗ сітки тріщин, одна з яких може перетворитися в магістральну. З практики відомо, що до виникнення магістральної тріщини дизель встигає зробити десятки мільйонів робочих циклів, які супроводжуються мікротеплозмінами. Вплив таких теплозмін поширюється, в основному, на поверхневі шари матеріалу, які безпосередньо омиваються гарячими газами. В той же час число циклів, пов'язаних з глибокими змінами швидкісних і навантажувальних режимів, що викликають макротеплозміни, складає в середньому лише десятки тисяч, але саме такі режими змінюють температурне поле по всьому об'єму деталі [1].

При ресурсних випробуваннях деталей КЗ були виявлені значні за величиною залишкові напруження в матеріалах. Такий ефект спостерігається стабільно і у багатьох дослідженнях[2]. При цьому рівень залишкових напружень був настільки високий, що їх вирішальна роль у виникненні тріщин була визнана безсумнівно.

Таким чином, в умовах КЗ перспективних автотракторних ДВЗ, з одного боку, при збільшенні числа циклів навантаження, відбувається накопичення в деталях утомних пошкоджень, а з іншого – виникає небезпека зростання залишкових деформацій, які можуть досягти небезпечних значень, оскільки пластичність і можливість деформування металевих сплавів, як відомо, дуже обмежена.

Процес руйнування КЗ, як слідує з публікацій [3], розглядається як процес зародження і розвитку тріщин, у тому числі і термоутомних. Процеси зародження і розвитку незалежні між собою, для металів характерні обидва: накопичення ушкоджень до виникнення тріщини і власне зростання, розвиток тріщини.

Як слідує з проведеного аналізу, забезпечення тривалої міцності теплонапружених деталей КЗ, зокрема клапанного вузла, сучасних автотракторних дизелів передбачає детальне вивчення нестационарних ТНС на перехідних режимах експлуатації, які є переважаючими для цього типу ДВЗ.

Мета і задачі дослідження

Метою даного дослідження є підвищення надійності форсованих автотракторних ДВЗ, що працюють тривалий час на перехідних режимах зі значними закидами та скиданнями навантаження.

Для досягнення визначеної мети були поставлені наступні задачі:

- аналіз, обробка результатів моторного експерименту з визначенням змінної механічної складової навантаження – індикаторного тиску на перехідних режимах скидання-накидання навантаження;
- аналіз ТНС випускного клапана на перехідних режимах, оцінка впливу змінної механічної складової на виникнення закидів та просідань напружень.

Важливим етапом в проведенні досліджень була його експериментальна частина. Вирішувалась задача запису в цифровій формі змінного індикаторного тиску в циліндрі ДВЗ на перехідних режимах. Детальний опис методики проведеного експерименту та його результатів знаходимо в публікації [4]. Найбільш досконалим методом визначення індикаторного тиску та інших швидкоплинних процесів є запис інформації та її обробка з використанням АЦП та ПК. Для вимірювання також

були використані тензометричний перетворювач тиску, відмітник ВМТ індуктивного типу, тензометричний підсилювач 8АНЧ – 21 на несучій частоті [4]. Моторний експеримент було проведено на стенді кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ» з дизелем СМД-25. Програма випробувань наведена в табл. 1. В таблиці представлені; n – частота обертання колінчастого вала, хв.⁻¹; P_T – зусилля на гальмівному пристрої, кГс; M_e – ефективний крутний момент, Н·м; N_e – потужність двигуна, кВт; Δt – тривалість режиму, с.

Результати проведених моторних випробувань були в подальшому використані для розробки управляючих функцій Φ_p , які задають закони зміни в часі основної складової механічного навантаження – максимального тиску газів P_z на деталі клапанного вузла.

На рис.1 показано характер зміни максимального тиску на перехідних режимах № 14 і № 15 (табл. 1).

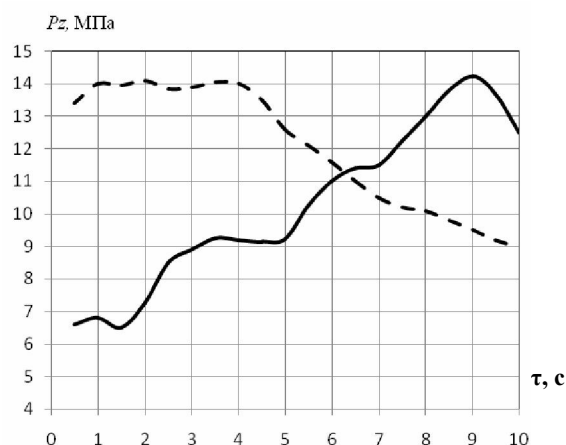


Рис. 1. Зміна тиску P_z на режимах №14 та №15
 - - - - - режим №15; ——— режим №14

При розробці нестационарної ММ в повній мірі були враховані результати численних розрахунково-експериментальних досліджень, проведених в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ».

На рис.2 представлена геометрична модель клапанного вузла дизеля СМД, синтезована за кресленнями окремих деталей, а на рис.3 представлена схема розбиття теплообмінної поверхні вузла на окремі ділянки. Відповідні ГУ задачі теплопровідності наводяться як приклад (табл. 2).

Розв'язання нестационарної задачі теплопровідності деталі вузла передбачає аналіз її температурного стану на окремих стаціонарних режимах: номінальної потужності, часткових, холостого ходу. При цьому аналіз ТНС кожної окремої деталі ведеться у вісесиметричній постановці. Коефіцієнти тепловіддачі α_{Σ} та результуючі температури на виділених ділянках теплопровідної поверхні уточ-

нюються на основі результатів моторного експерименту. Такий підхід є загальноновизнаним для отримання достовірної інформації щодо ТНС. Зокрема, як показали проведені дослідження температурного

поля випускного клапана, найбільший вплив на його формування мають умови зі сторони КЗ та в зоні спряження клапан-сідло.

Таблиця 1. Програма моторного експерименту

№ режиму	n , хв. ⁻¹	P_T , кГс	M_e , Н·м	N_e , кВт	Δt , с
1	2	3	4	5	6
1	1500	75	526	82,6	300
2	1500	Скидання навантаження P_T від 75 до 25 кГс			10
3	1500	25	175	25,57	300
4	1500	Накидання навантаження P_T від 25 до 75 кГс			10
5	1500	75	526	82,6	300
6	1500	Скидання навантаження P_T від 75 до 10 кГс			10
7	1500	10	70,3	11	300
8	1500	Накидання навантаження P_T від 10 до 75 кГс			10
9	1500	75	526	82,6	300
10	1500	Скидання навантаження P_T			20
11	1500	10	70,3	11	300
12	1500	25	175	25,57	300
13	1500	10	70,2	8,8	300
14	Від1200	Накидання навантаження P_T від 10 до 75 кГс			12
15	Від1200	Скидання навантаження P_T			12

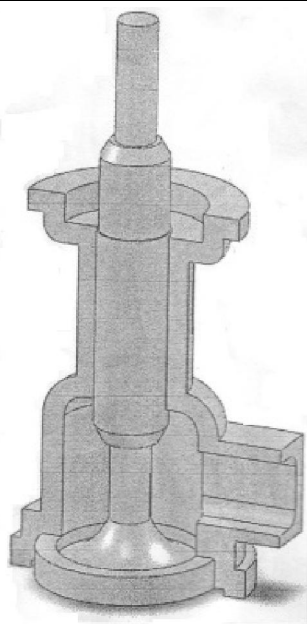


Рис. 2. Геометрична модель клапанного вузла

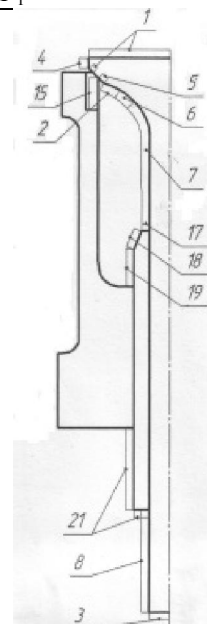


Рис. 3. Схема розбиття розрахункової області клапанного вузла

Основою для побудови управляючих функцій є експериментальні динамічні криві, отримані при проведенні термометрії для кожної з деталей вузла. Підбір, корегування управляючих функцій здійснюється шляхом проведення тривалої серії розрахунків з використанням розробленої ММ. Досягнуто при цьому розбіжність між експериментом та розрахунком для деталей вузла не перевищує 10 – 19°C при зміні абсолютних значень температури в

межах від 150 до 700°C [5]. Такий результат можна вважати цілком задовільним.

В умовах експлуатації деталі клапанного вузла, зокрема випускні клапани, зазнають дію значних механічних навантажень, прикладання яких відбувається при високих температурах в КЗ двигуна. На рівень напружень в тілі клапана, насамперед, впливає максимальний тиск в циліндрі. Певний внесок у виникнення додаткових механічних навантажень можуть також внести відхилення від

номінальних розмірів та інших конструктивних вимог в спряженні сідло-клапан та спряженні кла-

пан-напрямна втулка, які виникають при виготовленні та збиранні головки циліндрів.

Таблиця 2. Граничні умови задачі теплопровідності для вузлової моделі

№ зони	α_{Σ} , Вт/(м ² ·К)	t_{∞} , °С	№ зони	α_{Σ_2} , Вт/(м ² ·К)	t_{∞} , °С	№ зони	α_{Σ_2} , Вт/(м ² ·К)	t_{∞} , °С
1	670	750	8	65	65	15	630	600
2	630	570	9	150	40	16	700	60
3	65	65	10	160	40	17	650	540
4	670	730	11	160	35	18	640	530
5	650	570	12	170	30	19	640	500
6	650	565	13	160	30	20	300	30
7	650	560	14	750	760	21	65	70

Як показав аналіз напружено-деформованого стану клапана на усталених форсованих режимах, отримані значення механічних і термічних напружень далекі від критичних [5], що не пояснює виникнення експлуатаційних дефектів-тріщин. Повний аналіз впливу конструктивних і експлуатаційних факторів передбачає моделювання нестационарних перехідних режимів з глибокими макротеплозмінами в тілі клапана.

Моделюється ТНС клапанного вузла дизеля СМД-25 на перехідних режимах:

- Накидання навантаження (режим №14, табл.1) $N_e=10$ кВт, $n=1200$ хв⁻¹ → $N_e=82,6$ кВт, $n=2000$ хв⁻¹;
- Скидання навантаження (режим №15) $N_e=82,6$ кВт, $n=2000$ хв⁻¹ → $N_e=10$ кВт, $n=1200$ хв⁻¹.

При розв'язанні нестационарної задачі теплопровідності, в основному, використовуються ГУ і управляючі функції Φ_a та Φ_b , розроблені для теплообмінної поверхні клапанного вузла дизеля СМД-18Н [5]. Управляючі функції Φ_p , розроблені за результатами моторного експерименту, в тому числі і для контрольних режимів №14 та №15, представлені на рис.4 та рис.5.

Зупинимося на результатах цього етапу розрахункових досліджень. Серед складових напружено-деформованого стану переважають колові напруження σ_{θ} . На рис. 6 та рис.7 показано динамічну зміну колових напружень σ_{θ} на режимах №14 і №15 в контрольних точках 1-4 на тарілці клапана.

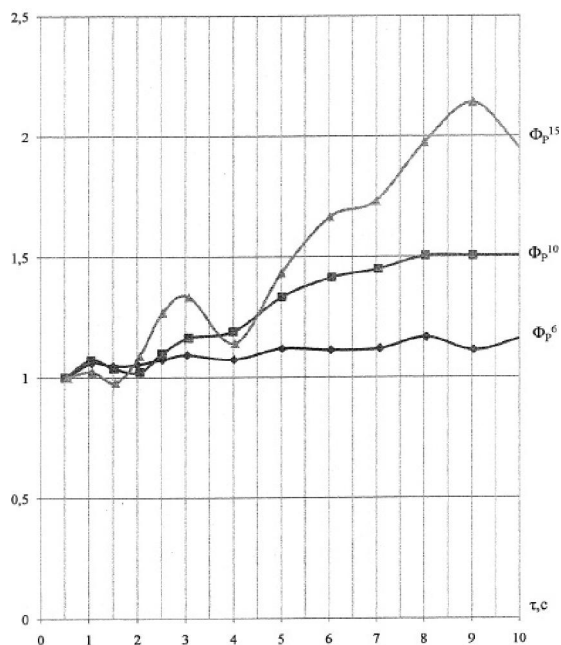


Рис. 4. Управляючі функції Φ_p для режимів накидання навантаження

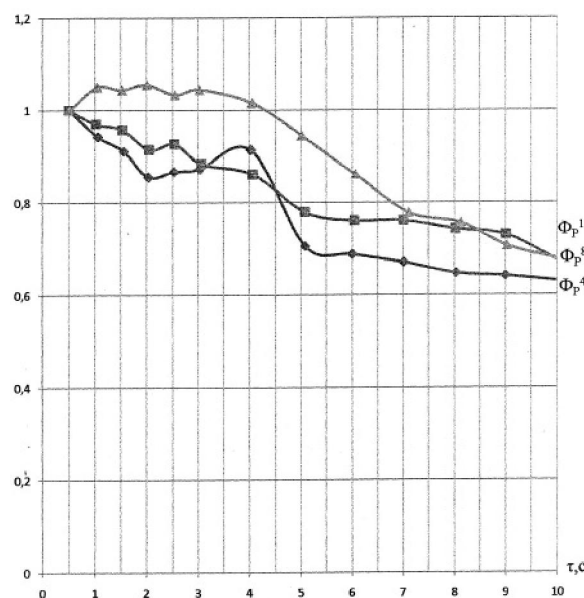


Рис. 5. Управляючі функції Φ_p для режимів скидання навантаження

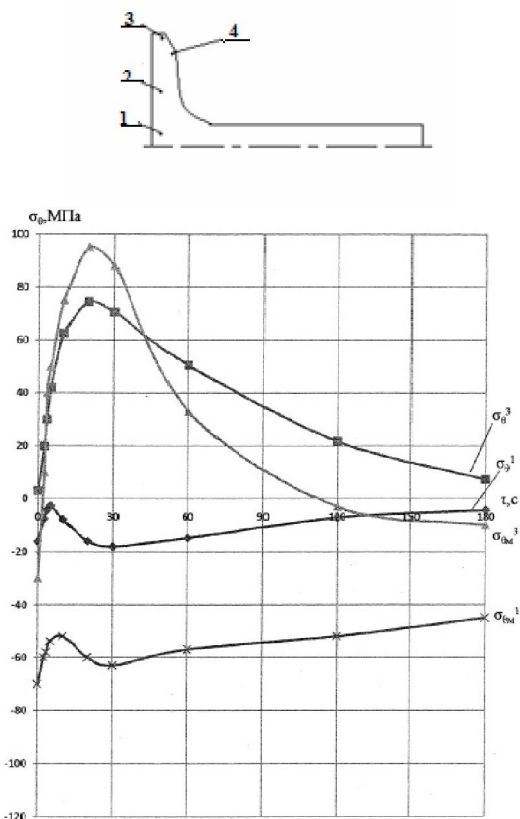


Рис. 6. Зміни колових напружень σ_{θ} в контрольних точках серійного клапана при накиданні навантаження

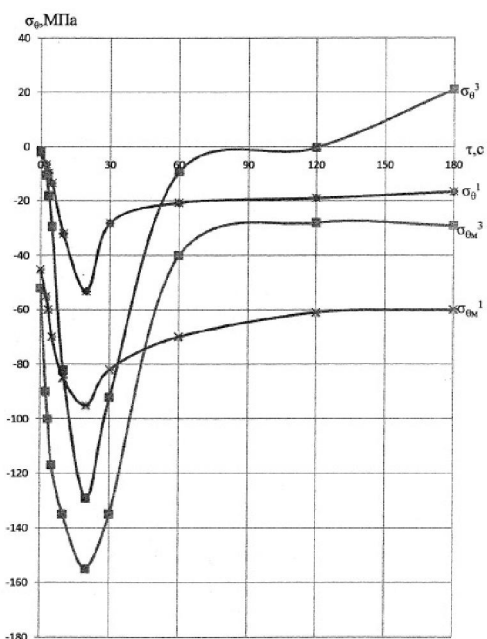


Рис. 7. Зміни колових напружень σ_{θ} в контрольних точках серійного клапана при скиданні навантаження

При рівні стискаючих колових напружень на відповідному усталеному режимі $\sigma_{\theta} = 29,2-28,9$ МПа спостерігається приблизно до 20 с від початку

перехідного режиму різке збільшення напружень до $-156,1$ МПа, тобто закид складає ≈ 120 МПа. Закиди напружень мають місце і для точок 1 і 2 в центральній і в середній частинах тарілки клапана. В даному випадку величина закиду для точки 1 складає $\Delta \sigma_{\theta} = 50$ МПа, а для точки 2 – 53 МПа. Максимальні значення напружень в цих точках відповідно, склали $-96,7$ МПа для точки 1 та $-107,9$ МПа для точки 2 при середньому рівні напружень на усталеному режимі – 60 МПа.

При скиданні навантаження має місце незначне просідання напружень в точках 1 та 2 (близько 8 – 10 МПа). В точці 3 колові напруження змінюють знак, просідання складає ≈ 100 МПа. Якщо в цілому розглянути динаміку колових напружень в циклі накидання-скидання, в точці на кромці клапана динамічний розмах складає ≈ 260 МПа.

Таким чином, отримані результати в значній мірі пояснюють причини руйнування випускних клапанів – термоутомні тріщини в зоні опорної фаски. Причиною є саме динамічний знакозмінний характер зміни напружень в зоні точки 3 зі значними закидами і просіданнями напружень.

Динаміку зміни термопружних напружень досліджували також і для змодельованого випадку відсутності механічного навантаження від сили тиску газів P_2 зі сторони КЗ. Результати моделювання по двох контрольних точках 1 і 3 представлені в табл. 4. Вони дозволяють визначити роль механічної складової у формуванні НДС випускного клапана.

Як свідчать представлені в табл. 4 результати розрахункового моделювання, визначальну роль у виникненні динамічних закидів напруження відіграють саме термічні напруження, які виникають внаслідок суттєво різних швидкостей зміни температури на поверхні і в глибині деталі на початковій стадії перехідного процесу. Температурні градієнти можна також пояснити і різними швидкостями нагрівання центральних і периферійних ділянок випускного клапана.

Висновки

Проведений аналіз нестационарного ТНС випускного клапана показав, що в змодельованих перехідних режимах визначальну роль в руйнуванні клапана (зона опірної фаски) відіграють макротеплозміни на перехідних режимах, які супроводжуються закидами та просіданнями напружень та значно збільшують амплітуду напруження в циклі скидання-накидання. В той же час, враховуючи проведений аналіз можливих в експлуатації перехідних режимів за відомими публікаціями, такий висновок не можна вважати остаточним. В нашому випадку в експерименті і в розрахунках були змо-

дельовані порівняно «повільні» перехідні процеси з тривалістю від 10 до 20 с. Остаточні висновки щодо впливу механічної змінної складової на ТНС деталей клапанного вузла можна буде зробити, до-

слідивши динаміку більш швидкоплинних перехідних процесів. При цьому розроблена методика таких досліджень є універсальною для будь-яких перехідних процесів із будь-якою тривалістю.

Таблиця 4. Динаміка зміни колових напружень в контрольних точках серійного клапана при відсутності механічного навантаження на перехідних режимах (режими №14 і № 15).

№ точ-ки	Колові напруження σ_{θ} , МПа в залежності від часу τ , с перехідного процесу									
	0	2,5	3,5	5,0	10	20	30	60	120	180
Накидання навантаження										
1	-2,3	-6,5	-9,7	-13,5	-31,9	-53,1	-28,2	-20,7	-19,0	-16,6
3	-1,8	-10,5	-18,2	-29,5	-82,2	-129,1	-92,1	-9,3	-0,3	-21,1
Скидання навантаження										
1	-16,1	-7,6	-4,4	-2,7	-7,9	-16,1	-18,1	-14,9	-7,3	-4,4
3	3,1	19,8	29,9	41,9	62,3	24,3	70,5	50,4	21,8	7,31

Список літератури:

1.Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; под общей редакцией А.К. Костин. – Л.: Машиностроение, 1989 – 284с. 2.Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. Под редакцией проф. А.Ф. Шеховцова/ Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк, А.Ф. Шеховцов, Н.К. Шокотов. –К.: Техника 1992. – 272с. 3.Чайнов Н.Д. Тепло-механическая напряженность деталей двигателей / Н.Д. Чайнов, В.Г. Заренбин, Н.А. Иванченко. – М.: Машиностроение, 1977. – 152с. 4.Тринёв А.В. Исследование законов изменения максимального давления в цилиндре автотракторного дизеля / А.В. Тринёв, Е.В. Синявский // Весник Національного технічного університету «ХПІ» –2013. – №31. – 116-123. 5.Тринёв А.В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: автореф.

дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / Тринёв Александр Владимирович. – Х. – 1995. – 24с.

Bibliography (transliterated):

1.Kostin A.K. Robot diesels are available: directory / A.K. Kostin, B.P. Pugachev, Y.Y. Cochinn; edited by A.K. Kostin. - L.: Mechanical Engineering, 1989 - 284s. 2.Sovremennyye diesel engines: fuel efficiency and long-term strength. Edited by prof. A.F. Shehovtsova / F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razleytsev E.I. Tretiak, A.F. Shekhovtsov, N.K. Shokota. -K.: Tehnika 1992. - 272s. 3.Chaynov N.D. Thermal mechanical strength of engine parts / N.D. Tea Room, V.G. Zarenbin, N.A. Ivanchenko. - M.: Mechanical Engineering, 1977. - 152c. 4.Trinev A.V. Researches laws change the maximum cylinder pressure Autotractor diesel / A.V. Trinev, E.V. Sinyavsky // Bulletin of National Technical University "KPI" -2013. - № 31. - 116-123. 5.Trinev A.V. Improving the stress-strain state of the forced exhaust valves tractor diesel engines: Author. dis. Candidate. tehn. Sciences: 05.04.02 / Trinev A.V. - H. - 1995. - 24c.

Поступила в редакцию 12.06.2014

Тринёв Александр Владимирович – канд. техн. наук, доцент кафедры двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна.

Могильний Александр Павлович – студент 6 курсу факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна. mogilnyi@gmail.com

Кулиш Остап Михайлович – студент 6 курсу факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВЫПУСКНОГО КЛАПАНА БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

А.В. Тринёв, А.П. Могильный, О.М. Кулиш

Приведены результаты расчетного исследования теплонапряженного состояния выпускного клапана автотракторного дизеля на режимах сброса-наброса нагрузки, характерных в условиях эксплуатации. Для постановки задачи механики используются граничные условия и соответствующие управляющие функции, уточненные в ходе моторного эксперимента с записью в цифровой форме переменного индикаторного давления на переходных режимах. Отмечается преобладающее влияние переменной термической составляющей на возникновение забросов на переходных режимах.

SIMULATION OF UNSTEADY HEAT-STRESS STATE OF EXHAUST VALVE IN HIGH-SPEED DIESEL ENGINE ON TRANSIENT CONDITIONS

A.V. Trinev, A.P. Mogilny, O.M. Kulish

The results of computational investigation of heat-stressed state of autotractor exhaust valve of diesel engine at load-on-reset, in typical operating conditions are conducted. For the formulation of the problem of mechanics was used boundary conditions corresponding to control functions during engine refinement experiment with recording indicator pressure on transient modes. Predominant influence on the thermal component of the variable occurrence casts transient conditions was noted.