

УДК 621.43.016

О. В. ТРИНЬОВ, В. Г. ПАНЧОШНИЙ**ПЕРСПЕКТИВИ ПОЛІПШЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОГО ВУЗЛА ДИЗЕЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ЛОКАЛЬНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ**

В роботі наведені результати розрахункового дослідження теплонапруженого стану випускного клапана автотракторного дизеля в умовах локального багатоконтурного охолодження деталей клапанного вузла. Проведена розрахункова оцінка ефективності застосування окремих варіантів — контурів охолодження з урахуванням зниження температури клапана і оцінки енергетичних витрат по двигуну. Математична модель передбачає використання методу скінченних елементів (МСЕ).

Ключові слова: випускний клапанний вузол, локальне охолодження, теплонапружений стан, енергетичні витрати, порівняльний аналіз.

Вступ. Поліпшення теплонапруженого стану (ТНС) випускних клапанів, що особливо важливо для високофорсованих термічно і механічно навантажених ДВЗ досягається в більшості таких конструкцій шляхом зменшення температури деталі і температурних градієнтів. Важливим є комплексний підхід при вирішенні поставленої задачі, який практично можна реалізувати шляхом автоматичного підтримання, регулювання заданих температур не лише випускного клапана, а також і контактуючих з ним деталей клапанного вузла (сідло, напрямна втулка).

Надійна робота найбільш теплонапружених деталей камери згорання автотракторного дизеля, які й визначають його моторесурс у поєднанні з високою паливною економічністю, залишаються і на сьогоднішній день основними показниками перспективності конструкції ДВЗ.

Тепловий стан клапанного вузла є визначальним фактором, який впливає на надійну роботу вузла в умовах експлуатації, на його моторесурс. Ефективним засобом підвищення надійності вузла, як показали розрахункові і експериментальні дослідження, проведені в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» може стати локальне повітряне охолодження (ЛПО) як окремих деталей, так і вузла в цілому — багатоконтурне охолодження. При цьому вибір варіанта — контура охолодження або ж відключення декількох контурів залежить від рівня максимальних температур деталей в експлуатації, рівня форсування двигуна. Необхідно також проаналізувати такі чинники як енергетичні витрати двигуна на функціонування системи ЛПО, пристосованість конструкції ДВЗ, зокрема головки циліндрів, до розміщення додаткових каналів і порожнин для протікання стиснутого повітря. Важливим моментом для практичної реалізації системи ЛПО на двигуні серійного виробництва є також обґрунтований вибір силової установки, найбільш пристосованої до розміщення ЛПО за своїми масогабаритними показниками та рівнем форсування. Проведений попередній аналіз показав, що найбільш раціональним є розміщення систем ЛПО на дизелях вантажних автомобілів з великою вантажопідйомністю. На сьогоднішній день провідними виробниками такої техніки є відомі фірми Tatra, Scania, Volvo, MAN. В більшості моделей використовується 4-х тактні дизелі

з літровою потужністю від 25 до 30 кВт/л і рівнем форсування по середньому ефективному тиску від 1,2 до 2,0 МПа. Техніка у багатьох випадках використовується в регіонах зі складними кліматичними умовами, виникають додаткові вимоги до надійної роботи [1].

Підвищення рівня надійності вимагає запровадження у виробництво, конструкцію ДВЗ додаткових заходів, які б гарантували безаварійну роботу двигуна у складних умовах експлуатації. При цьому масогабаритні показники такої техніки цілком допускають розміщення додаткових агрегатів системи ЛПО без помітного зниження економічних показників.

В дослідженні на основі проведених розрахункових досліджень проаналізована ефективність окремих варіантів ЛПО клапанного вузла. Використовується математична модель (ММ), побудована і уточнена на основі експериментальних і розрахункових досліджень ТНС деталей клапанного вузла. В проведених дослідженнях в експерименті визначалися витрати охолоджувача — стиснутого повітря, що дало змогу оцінити рівень енергетичних витрат. Попередній розрахунковий аналіз є важливим етапом для подальшого практичного запровадження варіантів ЛПО на форсованих дизелях.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботі [1] наведено детальний опис експериментального дослідження, проведений на моторному стенді швидкохідного тракторного дизеля 4ЧН12/14. Результати цього дослідження дозволили виявити вплив режимних факторів на показники системи ЛПО, її ефективність, зробити оцінку енергетичних витрат.

Одним з найважливіших контрольованих параметрів системи ЛПО є тиск охолоджуючого повітря p_n . Результати експериментальних досліджень теплового стану на стаціонарних режимах з частотою обертання колінчастого вала $n = 1500$ хв⁻¹ і $n = 1800$ хв⁻¹ засвідчили високу ефективність ЛПО. Значення надлишкового тиску p_n змінювались в межах від 0,1 до 0,3 МПа, температура охолоджуючого повітря становить $t_n^o = 23 - 25$ °С. Значення температури тарілки клапана на режимах, близьких до номінального ($p_e = 0,773$ МПа — середній ефективний тиск) складало від 114 до 180 °С при значеннях надлишкового тиску $p_n = 0,1$ МПа. При

© О. В. Триньов, В. Г. Панчошний, 2015

подальшому підвищенні p_n до 0,2 і 0,3 МПа температури тарілки в контрольних точках по її зовнішній поверхні продовжують знижуватися на 60 — 80 °С, але ефект охолодження був не такий суттєвий, як при переході від неохолоджуваного варіанта до охолодженого з $p_n = 0,1$ МПа [1].

Для визначеності в розрахунках енергетичних витрат для охолодження випускного клапана, так само як і для сідла, напрямної втулки в подальших дослідженнях, за основний варіант системи ЛПО була прийнята схема з поршневым привідним повітряним компресором. Вибір саме такої схеми базувався на тому, що більшість дизелів транспортного типу укомплектовані штатними привідними компресорами, призначеними для створення надлишкового тиску в гальмівній системі. Для розрахунку потужності повітряного компресора N_k , затраченої на прокачку стисненого повітря через систему ЛПО (додаткові витрати по дизелю), в моторному експерименті визначалися витрати повітря G_n . Для розрахунку N_k була використана методика, представлена в роботі [2]. Як показали результати цих розрахунків, залежно від тиску повітря значення потужності двигуна, затраченої на привід компресора, склали: $N_{k \min} = 0,530$ кВт при $p_n = 0,1$ МПа і $N_{k \max} = 2,04$ кВт при $p_n = 0,3$ МПа. Стосовно дизеля СМД-18Н, який має на номінальному режимі ефективну витрату палива $g_e = 234$ г/(кВт·год) ($n = 1800$ хв⁻¹, $N_e = 73,6$ кВт), робота з системою ЛПО підвищить рівень витрат палива при $p_n = 0,1$ МПа на $\Delta g_e = 1,6$ г/(кВт·год), а при $p_n = 0,3$ МПа відповідно на $\Delta g_e = 6,1$ г/(кВт·год). Таким чином, з урахуванням можливих витрат потужності двигуна на створення надлишкового тиску в системі ЛПО, а також з результатів експериментальної оцінки ефекту від охолодження, найбільш раціональними значеннями тиску є значення $p_n = 0,10$ — $0,15$ МПа [1]. Саме на ці значення необхідно орієнтуватися розглядаючи контури охолодження сідла випускного клапана та напрямної втулки. В цьому зв'язку очевидно і суттєвою стає роль автоматичного включення — відключення компресора стисненого повітря в залежності від теплонапруженості режиму, тобто йдеться про розробку системи автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) клапанного вузла.

В роботі [3] наведені результати експериментального дослідження температурного стану сідла випускного клапана автотракторного дизеля 4ЧН12/14 з системою ЛПО. Моторний експеримент було проведено на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП». Для оцінки ефективності ЛПО в серійному сідлі на зовнішній поверхні була виконана проточка з утворенням кільцевої порожнини, до якої під тиском $p_n = 0,10$ — $0,15$ МПа підводилося стиснене повітря. Охолоджувач при цьому потрапляв через три наскрізні отвори в тілі сідла у випускний тракт. На сідлі встановлювалися три термопари у контрольних точках по його периметру. Випробування з системою ЛПО проводилися на режимах навантажувальної характеристики; частота обертання колінчастого вала становила $n = 1600$ хв⁻¹ і $n = 2000$ хв⁻¹. Експеримент

підтвердив значний розкид температур по периметру сідла як для неохолоджуваного варіанта (211 — 232 °С), та і для охолоджуваного (183 — 221 °С). Охолодження сідла в цілому, як засвідчили результати моторного експерименту, без внесення суттєвих конструктивних змін (збільшення висоти сідла, площі охолоджуваної поверхні сідла) в конструкцію головки циліндрів, може знизити температуру найбільш теплонапруженої зони — опірної фаски в середньому на 30 — 50 °С. Підсилення ефекту можливе у випадку внесення більш радикальних змін в конструкцію сідла, удосконалення геометрії повітропідвідних каналів, зокрема розробки транзитної системи циркуляції охолоджувача, без його витікань у випускний тракт [3].

В роботі [4] розглядаються і аналізуються матеріали експериментального дослідження теплообмінних процесів в спряженні випускний клапан — напрямна втулка дизеля 4ЧН12/14.

Підготовка експерименту включала дообробку серійних чавунних та бронзових (сплав БрАЖ 9-4) напрямних втулок та випускних клапанів. При цьому в напрямних втулках передбачалося встановлення трьох термопар на висоті втулки, на зовнішній бічній поверхні охолоджуваних втулок, крім того, нарізався гвинтовий канал для циркуляції охолоджувача — стисненого повітря з системи ЛПО. На всіх дослідних випускних клапанах в цьому експерименті були встановлені по чотири термопари: три по висоті стрижня, одна — в центрі тарілки клапана. Для охолоджуваного варіанта клапана в верхній частині стрижня було виконано осьовий канал діаметром 6 мм (діаметр стрижня — 11 мм), який доповнювався радіальними отворами в нижній і в верхній частині стрижня відповідно для підведення і витікання охолоджувача.

Термометрія випускних клапанів та напрямних втулок виконувалася на експлуатаційних режимах дизеля 4ЧН12/14 від холостого ходу до режиму максимального крутного моменту при $n = 1600$ хв⁻¹.

Як показали результати експерименту використання ЛПО стрижня випускного клапана (варіант охолоджуваного клапана — серійна втулка) суттєво вплинуло лише на тепловий стан самого стрижня. Так на режимі, близькому до номінального, з $p_n = 0,1$ МПа зниження температури склали від 80 до 125 °С для точок по стрижню клапана, а для точки на тарілці клапана — лише 5 — 10 °С.

Охолодження напрямної втулки при роботі з серійним клапаном на режимах з $p_n = 0,1$ МПа і максимальним навантаженням не дало помітного поліпшення теплового стану втулки (14 — 16 °С).

Максимальний ефект зі зниження температури при одночасній циркуляції охолоджувача через верхню частину стрижня клапана і по бічній поверхні напрямної втулки (одночасне підключення двох контурів) суттєво не змінився у порівнянні з охолодженням лише стрижня клапана, але при цьому зросли витрати повітря (від 6,4 м³/год до 9,2 м³/год).

Таким чином система ЛПО в такому конструктивному виконанні, як показали моторні

дослідження, не вирішує в цілому проблему поліпшення ТНС випускного клапана, головним чином його теплонапруженої частини — тарілки. В той же час досягнуте значне зниження температури стрижня клапана (80 — 125 °С) і, як наслідок, зменшення його температурного розширення може знайти практичне використання, а саме звузити діапазон “холодних” зазорів в спряженні клапан — втулка і таким чином знизити витрати мастила на вигорання [4].

Крім практичних результатів, пов'язаних з визначенням безпосередньо в моторному експерименті ефективності ЛПО деталей клапанного вузла, проведені дослідження на основі отриманих температурних полів дали можливість уточнити ММ ТНС деталей клапанного вузла, розробити адекватні граничні умови (ГУ) задачі теплопровідності для ділянок теплообмінної поверхні вузла, охолоджуваних повітрям.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є поліпшення техніко — економічних показників форсованих автотракторних дизелів за рахунок використання ЛПО деталей клапанного вузла.

Задача дослідження в даному випадку зводиться до розрахункового порівняльного аналізу ефективності з точки зору зниження температури випускного клапана і необхідних для цього енергетичних витрат варіантів багатоконтурного ЛПО.

Основні результати дослідження. З використанням розробленої на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» скінченноелементної ММ ТНС деталей клапанного вузла [1] були проведені розрахунки теплового і напружено-деформованого стану охолоджуваного випускного клапана дизеля 4ЧН12/14.

Розглядалися і аналізувалися з урахуванням відповідних енергетичних витрат наступні варіанти (комбінації) ЛПО: *а* — базова (одноконтурна) система ЛПО випускного клапана;

б — двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та сідла;

в — двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та стрижня клапана;

г — триконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана, сідла та стрижня клапана.

Перед проведенням розрахунків були проаналізовані можливості конструктивної реалізації кожного з варіантів. Базовий варіант був реалізований в моторному експерименті [1] і підтвердив надійність запропонованої конструкції ЛПО. Окремо розглядалися і досліджувалися контури ЛПО сідла і стрижня клапана, які також підтвердили свою працездатність [3, 4]. для реалізації варіантів *в* і *г*, які раніше не досліджувалися в моторних експериментах, можна запропонувати, в додаток до основного контура, збільшення висоти осевого каналу в стрижні та виконання наскрізних перетічних отворів у верхній частині стрижня.

Важливим моментом при дослідженні ТНС охолоджуваного випускного клапана є задання ГУ задачі теплопровідності. Розглядається номінальний режим дизеля 4ЧН12/14, тиск охолоджуваного повітря для всіх варіантів приймаємо, як основний, $p_n = 0,1$ МПа. Для базового варіанта, крім того, проведена оцінка ефективності ЛПО при значенні тиску $p_n = 0,2$ МПа і 0,3 МПа.

Базовий варіант. Схема базового варіанту наведена на рис 1, на рис. 2 та в табл. 1 приведені відповідно ділянки теплообмінної поверхні та ГУ задачі теплопровідності 3-го роду. Температурні поля охолоджуваного клапана при $p_n = 0,1$ МПа (рис. 3) мають суттєві відмінності у порівнянні з неохолоджуваним варіантом. Відмінності проявляються як в рівнях температур, так і в характері їх розвитку. Рівень розрахункових температур на 150 — 200 °С нижче, чим для неохолоджуваних варіантів. В найбільш віддалених від проточної охолоджуваної порожнини зонах зниження температури склало 100 — 125 °С. На ділянці між вогневою поверхнею тарілки та горизонтальною ділянкою розширювальної порожнини ізотерми практично паралельні

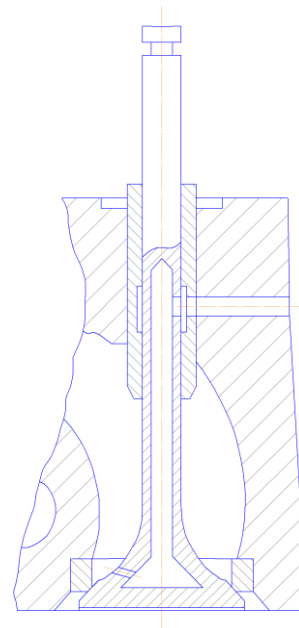


Рис. 1 - Базовий варіант ЛПО випускного клапана

горизонтальній поверхні, впродовж осевої порожнини в стрижні клапана ізотерми відхиляються

від горизонтального положення, характерного для неохолоджуваних варіантів, що можна пояснити більш інтенсивним внутрішнім тепловідведенням зі сторони охолоджуваної порожнини в порівнянні з тепловідведенням в напрямку втулки.

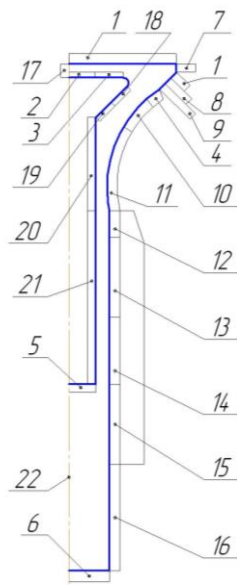


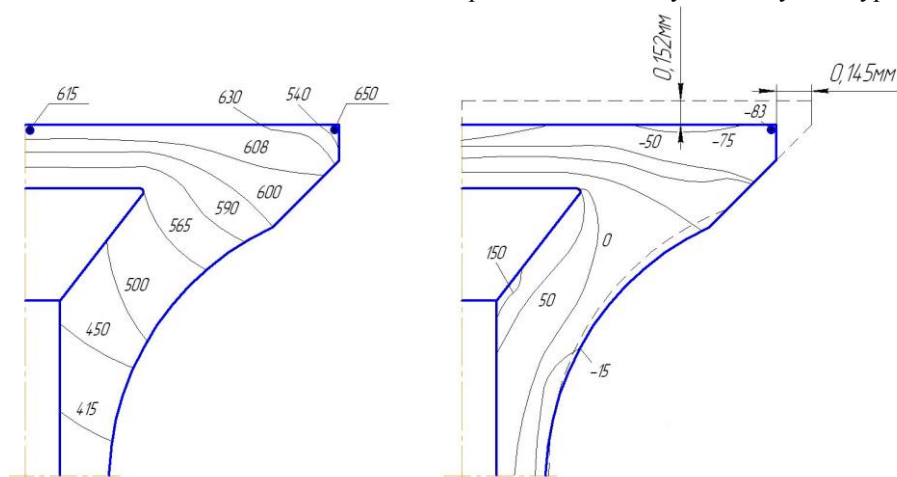
Рис. 2 - Схема задавання ГУ для охолоджувача клапана

Таблиця 1 — ГУ задачі теплопровідності для охолоджувача клапана

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
α , Вт/(м ² ·К)	650	350	450	650	620	65	650	1900	650	650
t , °С	732	150	90	510	45	52	732	260	500	490
№ зони	11	12	13	14	15	16	18	19	20	21
α , Вт/(м ² ·К)	650	650	450	400	350	65	600	620	620	620
t , °С	480	400	150	140	130	60	45	45	45	45

температури серійного клапана, його тарілки різко зростають до рівня 950 — 1000 °С [1], що значно перевищує допустимий рівень температур для сталі 4Х9С2 (500 — 550 °С) і навіть для більш критичного значення $\sigma_b = 100$ МПа. Саме для двигунів з високим рівнем форсування ($p_c = 1,2 — 1,5$ МПа) передбачається запровадження систем ЛПО.

Двоконтурна система ЛПО з охолодженням клапана і сідла. Схема цієї системи ЛПО приведена на рис. 4. В даному випадку контур охолодження

Рис. 3 - ТНС охолоджувача клапана дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі ($n = 1800$ хв⁻¹, $N_e = 73,6$ кВт) з тиском охолоджувача $p_{II} = 0,1$ МПа:
а – температурне поле, °С; б – колові напруження, МПа і деформації

Аналіз напруженого стану показує, що визначну роль відіграють колові напруження, так само, як і для неохолоджуваних клапанів. На характер розподілу та рівень напружень безумовно впливає порожнина в тілі клапана. Найбільш навантажена розтяжними напруженнями ділянка кінцевої поверхні розширювальної порожнини (50 МПа і більше). При цьому найбільші розтяжні напруження (150 — 170 МПа) спостерігаються в місцях переходу кінцевої поверхні розширювальної порожнини в циліндричну. Інтенсивність напружень в цій зоні також максимальна — 142 МПа. Для порівняння, межа міцності на розтягування при експлуатаційних температурах 450 — 500 °С в цій зоні складає $\sigma_b = 590 — 780$ МПа для матеріалу клапана — сталі 4Х9С2. При подальшому форсуванні від $p_c = 0,736$ МПа для базового варіанта до, наприклад, рівня $p_c = 1,2$ МПа

базового варіанта доповнюється контуром охолодження сідла. Повітропідвідна магістраль виконується в тілі головки циліндрів, на бічній поверхні сідла утворена кільцева порожнина. Магістраль — транзитна, без витікання охолоджуючого повітря у випускний тракт. Цей контур дозволяє використовувати охолоджувач при більш низькому значенні $p_n = 0,1$ МПа, охолоджувач при цьому не зазнає дії випускних газів, що підвищує надійність цього контуру охолодження. Для розрахунку приймаємо значення ГУ: ділянка 8 — $\alpha = 2000$ Вт/(м²·К), $t = 200$ °С; ділянка 9 — $\alpha = 2000$ Вт/(м²·К), $t = 200$ °С. Зниження температури від 260 °С до 200 °С було зафіксовано в проведених розрахунках охолоджувача сідла і відповідає результатам моторних експериментів з охолоджуваним сідлом на дизелі 4ЧН12/14 [1].

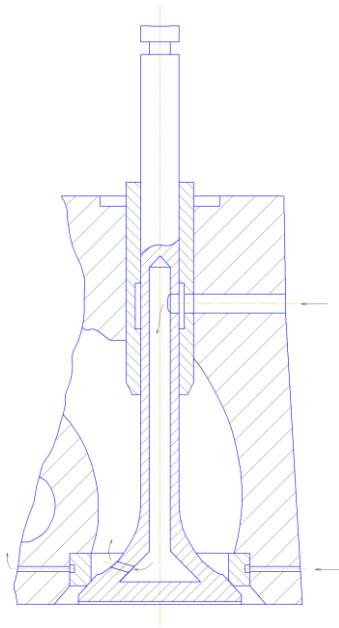


Рис. 4 - Двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та сідла

На рис. 5 приведено ТНС тарілки випусного клапана для цього варіанта ЛПО.

Введення додаткового контура охолодження і зниження температури сідла випусного клапана призводить до локального зниження температур в зоні опірної фаски клапана на 50 — 60 °С. Ефект зниження температури не має помітного розповсюдження по перетину деталі, зниження температури у більш віддалених від опірної фаски зонах не перевищують 10 — 15 °С. Використання контура охолодження сідла без охолодження клапана позначається лише на температурі опірної фаски сідла. При цьому зниження температури опірної фаски сідла за рахунок його охолодження викликає таке ж або близьке за величиною зниження температури опірної фаски клапана. Додаткове охолодження сідла не призводить також до помітних змін в розподілі термопружних,

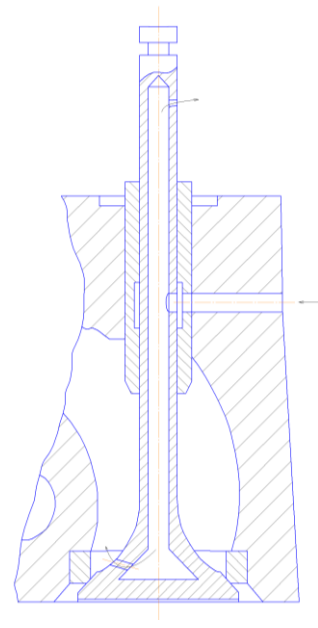


Рис. 6 - Двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та стрижня

зокрема колових, напружень, спостерігається незначне, на 5 — 10 МПа, збільшення колових напружень в зоні фаски клапана. Для серійного, неохолоджуваного клапана можна запропонувати як засіб поліпшення його теплового стану, зони опірної фаски використання ЛПО сідла.

Двоконтурна система ЛПО з охолодженням тарілки клапана та стрижня клапана. Схема такої системи ЛПО приведена на рис. 6. В даному випадку для додаткового охолодження стрижня клапана подовжено осьовий канал і у верхній його частині виконано наскрізні протічні отвори для циркуляції охолоджувача і в цій частині. Такий варіант (охолоджуваний клапан — неохолоджувана напрямна втулка) досліджувався в моторному експерименті [4] і підтвердив свою ефективність щодо зниження температури стрижня клапана. При заданні ГУ задачі

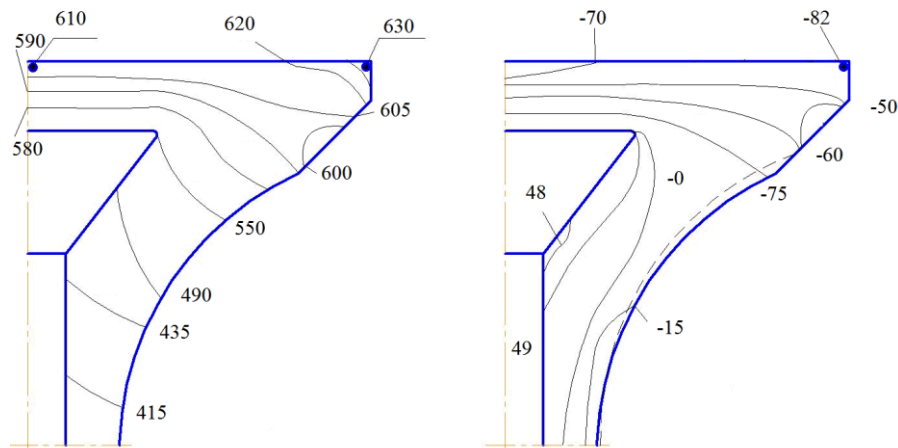


Рис. 5 - ТНС випусного клапана (варіант двоконтурної системи ЛПО з охолодженням тарілки клапана та сідла): а — температурне поле, °С; б — колові напруження, МПа

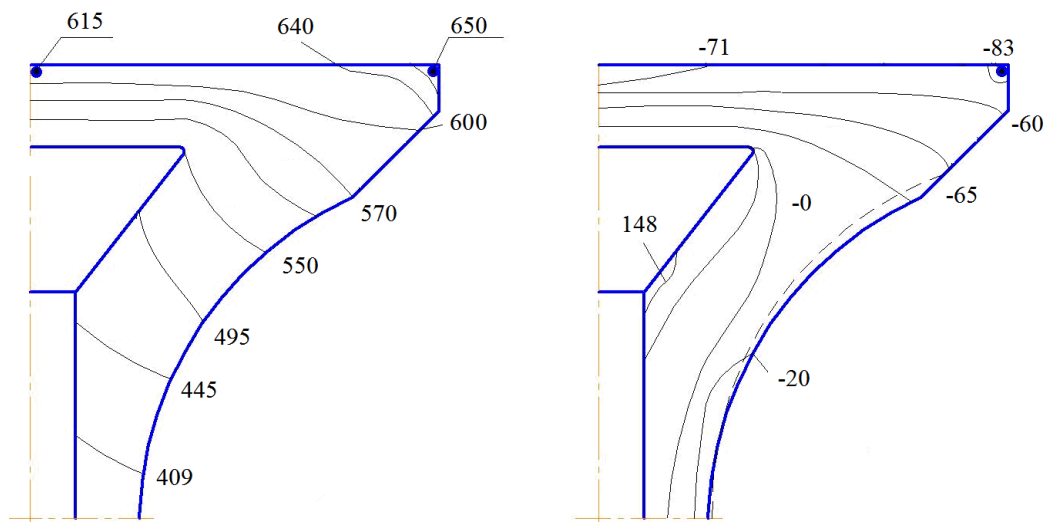


Рис. 7 - ТНС випускного клапана (варіант двоконтурної системи ЛПО з охолодженням тарілки клапана та стрижня клапана):
а — температурне поле, °С; б — колівні напруження, МПа

теплопровідності для цього розрахункового варіанта на подовженій ділянці осьового каналу в стрижні значення коефіцієнта тепловіддачі і результуючої температури відповідно склали: $\alpha = 630 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Результати розрахунків ТНС охолодженого клапана наводяться на рис. 7.

Поліпшення охолодження стрижня клапана у його верхній частині майже не позначається на тепловідведенні від тарілки клапана. Ефект від запровадження додаткового охолодження верхньої частини стрижня значно поступається варіанту з охолодження сідла. Позитивним є подальше зменшення температур стрижня клапана по всій його висоті на $80 - 120 \text{ }^\circ\text{C}$, що і підтверджує результати експерименту [4]. Використання контура охолодження стрижня (без охолодження тарілки клапана) може мати свої позитивні наслідки з точки зору розподілу теплових потоків, посилення тепловідведення через напрямну втулку, зменшення “холодних” зазорів в спряженні клапан-напрямна втулка, зменшення витрат мастила на вигорання через це спряження.

Триконтурна система ЛПО з охолодження тарілки, стрижня клапана та сідла. Розрахункова схема ЛПО представляла собою комбінацію раніше розглянутих схем (рис. 4, рис. 6). При чому в ГУ задачі теплопровідності базового варіанта були внесені зміни, які вже аналізувались і пов'язані з проведені розрахунки ТНС випускного клапана, введення двох додаткових контурів. Як засвідчили

комбінований варіант ЛПО не вніс суттєвих змін в тепловий і напружено-деформований стан клапана, його найбільш теплонапруженої частини — тарілки, у

порівнянні з варіантом двоконтурної системи ЛПО з охолодження тарілки клапана і сідла.

Висновки. Проведений розрахунковий аналіз ТНС випускного клапана підтвердив високу ефективність ЛПО деталей клапанного вузла, можливість реалізації на практиці з використанням ЛПО автоматичного регулювання теплового стану клапана з підключенням-відключенням окремих контурів охолодження. Найбільш дієвими засобами поліпшення теплового стану тарілки клапана можуть бути повітряне охолодження самого клапана з розширювальною порожниною в тарілці та охолодження сідла випускного клапана.

Список літератури: 1. Триньов О. В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ: монографія / О. В. Триньов. - Х.: Вид-во «Підручник НТУ «ХПІ»», 2014. - 240 с. 2. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория. Конструирование и основы проектирования / М. И. Френкель. - Л. - 1969. - 744 с. 3. Триньов А. В. Результаты экспериментального исследования теплового состояния седла выпускного клапана в условиях локального охлаждения / А. В. Триньов, П. Ф. Гончар, А. Н. Авраменко // Вестник НТУ «ХПИ», - 2005. №1. - с. 27 — 35. 4. Триньов А. В. Экспериментальный анализ теплового состояния втулки выпускного клапана тракторного дизеля / А. В. Триньов, А. Ф. Минак, В. Т. Коваленко, А. Н. Авраменко, С. В. Обозный // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - №2, - с. 15 — 20.

Bibliography (transliterated): 1. Trynov O. V. Naukovi osnovy lokalnoho okholodzhennia teplotnapruzhenykh detalei DVZ: monohrafiia / O. V. Trynov. - Kharkov: Vyd-vo «Pidruchnyk NTU «KhPI»», 2014. - 240 p. 2. Frenkel M. Y. Porshnevye kompressory. Teoriya. Konstruyovanye y osnovy proektuyovanya / M. Y. Frenkel. - L. - 1969. - 744 p. 3. Trynev A. V. Rezultaty eksperymentalnoho yssledovanya teplovooho sostoiannya sedla vypusknoho klapana v usloviyakh lokalnoho okhlazhdeniya / A. V. Trynev, P. F. Honchar, A. N. Avramenko // Vestnyk NTU «KhPI», - 2005. No1. - p. 27 — 35. 4. Trynev A. V. Eksperymentalni analiz teplovooho sostoiannya vtulky vypusknoho klapana traktornoho dyzelia / A. V. Trynev, A. F. Mynak, V. T. Kovalenko, A. N. Avramenko, S. V. Oboznyi // Dvyhately vnutrenneho shoranya. - 2007. - No2, - p. 15 — 20.

Надійшло (received) 24.06.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Триньов Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, тел. (096) 759-60-21.

Трунов Олександр Володимирович – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of internal combustion engines; tel.: (096) 759-60-21.

Панчошний Віктор Григорович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; тел.: (093) 528-53-42; e-mail: vitia69@gmail.com.

Panchoshnyi Viktor Hryhorovych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", master; tel.: (093) 528-53-42 e-mail: vitia69@gmail.com.

