

53. 4. *Vybor parametrov adaptivnogo zadaniya toplivopodachi avtomobil'nogo dizelya 4ChNA-1 8,8/8,2 v usloviyach motornogo stenda / A.V. Gritsyuk, A.N. Vrublevskii, G.A. Scherbakov*

A.A. Ovchinnikov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - Char'kov: NYU "ChPI", 2012. - №1. - S. 10-13.

Поступила в редакцию 30.05.2013

Грицюк Александр Васильевич – доктор техн. наук, заместитель генерального конструктора по НИР - главный конструктор Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: dthkdb@ukr.net.

Врублевский Александр Николаевич – доктор техн. наук, доцент, кафедра "Двигатели внутреннего сгорания", Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, Украина, e-mail: vanvnu@mail.ru.

Овчинников Алексей Александрович – начальник отдела Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

АПРОБАЦІЯ НОВИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ БЕЗПОСЕРЕДНЬОЇ ДІЇ ПРИ ФОРМУВАННІ ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

О.В. Грицюк, О.М. Врублевський, О.О. Овчинніков

Продовжено цикл досліджень, спрямований на розробку "механічної альтернативи" акумуляторній паливній системі Common Rail з електронним керуванням для сучасного вітчизняного автомобільного дизеля 4ДТНА1. Описано обсяги робіт з відпрацювання гідропнеумомеханічного регулятора нової системи на необхідні параметри адаптивного завдання паливподачи і подальша апробація нових можливостей доведеної паливної системи при формуванні зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) автомобільного дизеля. Представлено очікувані при розробці дизеля 4ДТНА1 ЗШХ і характеристики змін ефективного крутного моменту і питомої ефективної витрати палива при роботі по цій характеристиці.

TESTING OF NEW PERFORMANCE CAPABILITIES OF FUEL SYSTEM AT FORMATION OF EXTERNAL SPEED CHARACTERISTIC OF AN AUTOMOBILE DIESEL ENGINE

A.V. Gritsyuk, A.N. Vrublevsky, A.A. Ovchinnikov

The researches cycle directed on development of "mechanical alternative" to the accumulative electronically-controlled fuel system Common Rail for the modern domestic automobile diesel engine 4DTNA1 is continued. Amount of works on improvement of hydro-pneumatic controller of the new system on required parameters of the adaptive setting of fuel supply and the further testing of new performance capabilities of the finished fuel system at formation of external speed characteristic of the automobile diesel engine are described.

External speed characteristic expected at development of a diesel engine 4DTNA1 and characteristics of changing of the effective torque and the specific effective fuel consumption at operation on this characteristic are presented.

УДК 621.436

В.А. Пылев, И.А. Нестеренко, С.Н. Бакланов

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЦИКЛОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

В статье рассматриваются вопросы, связанные с обеспечением ресурсной прочности поршня при форсировании дизеля. Отмечено, что ресурсная прочность поршня зависит от продолжительности низкочастотного цикла его нагружения. В статье выполнен анализ противоречивости факторов влияния продолжительности цикла нагружения двигателя на накопленные повреждения, вызванные процессами усталости и ползучести материала. Выполнена предварительная оценка ресурсной прочности поршня при различных уровнях форсирования двигателя.

Введение

Современные технологии выращивания сельскохозяйственной продукции основаны на использовании машинно-тракторных агрегатов, энергетическими установками которых являются двигатели внутреннего сгорания. Поэтому повышение эффективности сельскохозяйственного производства, кроме прочего, связывают с дальнейшим форсированием ДВС.

Одной из наиболее термонапряженных деталей двигателя является поршень. Непосредственно вопросу обеспечения ресурсной прочности его кромки камеры сгорания (КС) уделяется существенное внимание. Установлено, что при неизменном уровне форсирования и времени наработки двигателя, но в разных условиях его эксплуатации, ресурсная прочность поршня может существенно отличаться [1,2].

Цель исследования

Целью работы является установление определяющих ресурсную прочность поршня дизеля факторов, оказывающих влияние на накопление повреждений в материале в условиях низкочастотного термического нагружения конструкции.

Теоретическая часть

Периодическая смена операций технологического цикла машинно-тракторного агрегата приводит к изменениям нагрузки в соответствии с характерной совокупностью переходных процессов дизеля. При этом наиболее опасным, с точки зрения разрушения (разстрескивания) особо термонагруженных зон КС, считается наличие циклической последовательности завершенных процессов нагружения дизеля по циклу «холостой ход – харак-

терный тяжелый режим эксплуатации – холостой ход».

Теоретический цикл нагрузки детали КС, представлен на рис. 1. Его можно рассматривать, состоящим из четырех участков. Это τ_1 – время прогрева детали КС при набросе нагрузки; τ_2 – работа на установившемся режиме; τ_3 – время охлаждения детали при сбросе нагрузки; τ_4 – работа на устанавливаемом частичном режиме.

Ясно, что уменьшение наработки двигателя на установившихся режимах приводит к увеличению общего количества теоретических циклов продолжительностью $\tau_{ци}$. При этом важно, что ресурсная прочность конструкции изменяется не пропорционально изменению количества этих циклов на заданной временной базе [3].

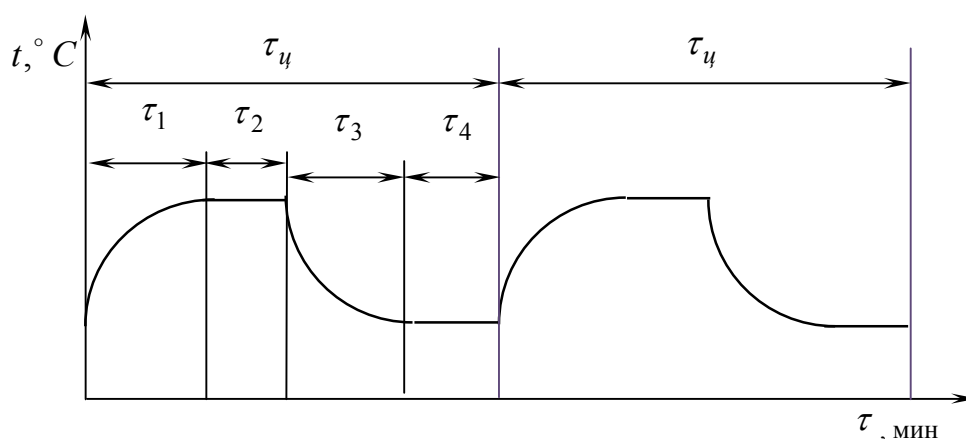


Рис. 1. Интерпретация низкочастотного температурного нагружения детали КС

Прогнозирование граничного состояния работы деталей КС часто связывают с понятием накопления повреждений. В общем случае сложного термомеханического нагружения детали КС величины накопленных повреждений определяется долями повреждений, связанных с усталостью и ползучестью материала:

$$d_{fs} = d_f + d_s \quad (1)$$

При этом процесс деформирования материала в условиях действия мгновенных пластических деформаций ϵ_n и деформаций ползучести ϵ_{nl} соответствует схеме, представленной на рис. 2.

Анализ рисунков 1 и 2 свидетельствует, что чем меньше продолжительность времени τ_2 и τ_4 , тем имеет место большее количество циклов нагружения двигателя и тем большей имеем долю усталостных повреждений d_f . С другой стороны, увеличение периода τ_2 приводит к увеличению релаксации повреждений на участке 3''-4'', а увеличение периода τ_4 – релаксации напряжений на участке 1''- 2''. Таким образом, увеличение времени цикла нагружения двигателя $\tau_{ци}$ приводит к меньшему количеству

циклов нагружения и меньшей доле накопленных повреждений усталости d_f при большей доли накопленных повреждений ползучести d_s . И на оборот, сокращение времени установившихся режимов ведет к росту значений d_f и снижению d_s .

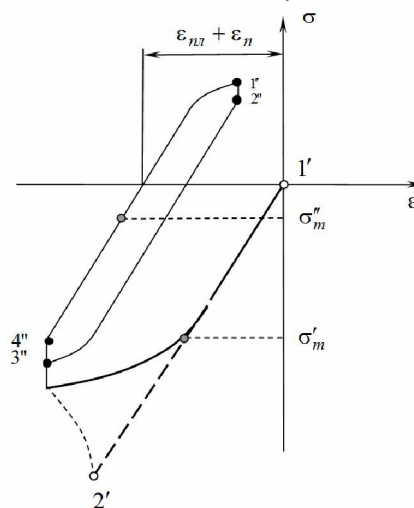


Рис. 2. Циклическое деформирование особо термонагруженной зоны материала КС дизеля

Расчетная часть

Рассмотрим использование выражения (1) в расчетном виде (2):

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum \frac{1}{k N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum U_k = 1, \quad (2)$$

где N_f - количество циклов до разрушения; U^* - принятая критическая величина удельной энергии рассеивания при этих условиях; U_k - текущее значение удельной энергии рассеивания в условиях ползучести;

$$U_k = \int_0^{\tau} \varepsilon_n \sigma d\tau, \quad (3)$$

где ε_n - скорость ползучести материала; σ - текущее значение напряжения в момент времени τ ;

Для нахождения величины N_f используется соотношение Б. Поспишила [4], полученное на основе обобщенного принципа Нейбера и усовершенствованных уравнений Морроу:

$$\sigma_{a.лин.экв.} = \left\{ \sigma'_f \left[(2N_f)^c + \frac{\varepsilon_{нл.н}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} \right\} \left\{ \sigma'_f \left[(2N_f)^c + \frac{\varepsilon_{нл.н}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} + E \left[\varepsilon'_f (2N_f)^c + \varepsilon_{нл.н} \right] \right\}^{1-m}, \quad (4)$$

где E - модуль пластичности материала $\varepsilon_{нл.н}$ - разрушающаяся составная амплитуды пластической деформации; $b, c, \sigma'_f, \varepsilon'_f$ - параметры материала.

Скорость ползучести может быть определена по теории упрочнения:

$$\dot{\varepsilon}_n = \text{sign}(\sigma_1) A_{0u} \exp[-k_1/(t_i + 273)] \times (1 + D_u |\varepsilon_n|^{\alpha_u}) \cdot |\sigma_1|^n \quad (5)$$

где σ_1 - текущее значение напряжения; ε_n - величина деформации ползучести; $A_{0u}, k_1, n, D_u, \alpha_u$ - коэффициенты ползучести.

Важно, что в [2] установлена зависимость коэффициентов ползучести для поршневого алюминиевого сплава АК12М2МгН от продолжительности цикла τ_u :

стационарный режим: $A_{0u} = 2,44 \cdot 10^9$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 0,256$; $\alpha_u = 1,06$; $\tau_u = 18$ мин:
 $A_{0u} = 3,23 \cdot 10^{10}$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 1,60$; $\alpha_u = 1,40$; $\tau_u = 12$ мин:
 $A_{0u} = 3,84 \cdot 10^{10}$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 1,60$; $\alpha_u = 1,50$; $\tau_u = 7$ мин:
 $A_{0u} = 5,59 \cdot 10^{10}$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 1,60$; $\alpha_u = 1,59$; $\tau_u = 6$ мин:
 $A_{0u} = 6,53 \cdot 10^{10}$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 1,60$; $\alpha_u = 1,61$;

При этом установлено, что увеличение продолжительности цикла τ_u снижает скорость ползучести ε_n^* и через это влияние уменьшает величину d_s . Тем самым имеем противоречивое влияние времени установившихся режимов работы двигателя на составляющие накопления повреждений d_f и d_s .

В целом использование методики (2) – (5) позволяет прогнозировать ресурсную прочность поршня с учетом продолжительности каждого отдельного низкочастотного цикла термонагружения детали τ_u , и соответственно, с учетом влияния процессов усталости и ползучести материала, а также релаксации термических напряжений в особо теплонапряженных зонах поршня на процессы накопления повреждений.

Результаты расчетов

Системой машин предусмотрен учет определенного количества грунто-климатических зон, используемых для выращивания сельскохозяйственных культур [5]. В табл. 1 приведены основные сведения о грунто-климатических зонах ряда регионов Евразийского континента. Видно, что в различных регионах время технологических циклов машинно-тракторных агрегатов будет существенно разным. Средняя длина гона трактора в Украине находится в пропорции 0,33:1:1,67 и более. Для других зон Евразийского континента это соотношение имеет вид 0,25:1:3,32. Таким образом, среднее истинное значение τ_u в эксплуатации может существенно отличаться от среднего теоретически принимаемого значения в 5-6 мин, характерного для Украины [2].

Время прогрева - охлаждения поршня форсированного тракторного дизеля составляет порядка 6 мин. Поэтому условия эксплуатации с продолжительностью цикла менее 6 мин, в работе не рассматривались. А на основании данных табл.1 принято, что в эксплуатации существуют влияющие на ресурсную прочность поршня тракторного дизеля технологические циклы, отличающиеся между собой примерно в 3 раза.

Результаты расчетов ресурсной прочности поршня тракторного дизеля 4ЧН12/14 при уровнях форсирования $N_{л}=22$ кВт/л и $N_{л}=25$ кВт/л представлены в табл. 2. Высокочастотные составляющие нагружения в расчете не учитывались.

Полученные результаты свидетельствуют, что при увеличении времени цикла нагружения дизеля втрое, ресурс поршня уменьшается вдвое. Согласно схеме рис.2 этот результат объясняется превалированием релаксации термических напряжений над другими, влияющими на процесс накопления повреждений факторами.

Таблица 1. Характеристики грунто-климатических зон, ряда регионов Евразийского континента

Регион	Номер		Средняя длина гона, М	Относительная величина гона к среднему украинскому	Средняя продолжительность цикла, мин.
	Зоны	Подзоны			
Регионы РФ: Центральный	1	1	400-800	0,66-1,33	4-8
		2	300-800	0,5	3
		3	1000	1,33-1,66	8-10
Западно-Сибирский	2	1	300-600	0,5-1	3-6
Регионы Украины: Донецко-Приднепровский	3	1	800-1000	1,33-1,66	8-10
		1	600-800	1-1,33	6-8
		2	200-600	0,33-1	2-6
		1	Более 1000	Более 1,66	Свыше 10
Южный	5	1	Более 1000	Более 1,66	Свыше 10
		1	Более 1000	Более 1,66	Свыше 10
Казахстан	6	1	2000	3,32	20
		2	300-400	0,5-0,66	3-4
Белоруссия	7		300-600	0,5-1	3-6
Молдова	8		800	1,33	8
Страны Балтии	9		150-200	0,25-0,33	1,5-2
			300-400	0,5-0,6	3-4

Таблица 2. Результаты расчетов ресурсной прочности поршней тракторных дизелей

Ресурсная прочность, d_{fs}		
Нл, кВт/л	$\tau_{ц}=6$ мин.	$\tau_{ц}=18$ мин.
22	0,00093	0,0017
25	0,00185	0,0039

Выводы

На основе выполненного расчетного исследования установлено, что привалирующим фактором, влияющим на суммарные накопленные повреждения в зоне кромки КС поршня при изменении времени цикла нагружения дизеля является релаксация термических напряжений на установившихся тяжелом и частичном режимах работы двигателя.

Дальнейшее направление работ предусматривает выполнение оценок ресурсной прочности кромки КС поршня с учетом влияния низкочастотного и высокочастотного его нагружения.

Список литературы:

1. Турчин В.Т. Вплив технологічного призначення двигуна на ресурсну міцність поршня / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, І.Г. Омельченко, М.В. Прокopenko // Двигатели внутренне-

него сгорания. – 2008. – №1. – С. 81-86. 2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 3. А.М. Диденко, В.Ю. Вахтель Разработка и использование методов ускоренных испытаний / А.М. Диденко, В.Ю. Вахтель, Ж.Г. Шкурко // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – Вып.50. – С. 30-40. 4. Поспихил Б. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования / Б. Поспихил, А.Л. Квитка, Г.Н. Третьяченко. – К.: Наук. Думка, 1987. – 216 с. 5. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И.П. Ксеневиц, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров, Ю.Е. Атаманов и др. / Под общ. ред. И.П. Ксеневица. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.

Bibliography (transliterated):

1. Turchin V.T. Vpliv tehnologichnogo priznachennja dviguna na resursnu micnist' porshnja / V.T. Turchin, V.O. Pil'ov, I.G. Omel'chenko, M.V. Prokopenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2008. – №1. – S. 81-86. 2. Pil'ov V.O. Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: Monografija. – Harkiv: Vidavnicij centr NTU «HPI», 2001. – 332 s. 3. A.M. Didenko, V.Ju. Vahtel' Razrabotka i ispol'zovanie metodov uskorenyh ispytanj / A.M. Didenko, V.Ju. Vahtel', Zh.G. Shkurko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 1989. – Vyp.50. – S. 30-40. 4. Pospishil B. Prochnost' i dolgovechnost' jelementov jenergeticheskogo oborudovanija / B. Pospishil, A.L. Kvitka, G.N. Tret'jachenko. – K.: Nauk. Dumka, 1987. – 216 s. 5. Traktory. Proektirovanie, konstruirovanie i raschet / I.P. Ksenevich, V.V. Gus'kov, N.F. Bocharov, Ju.E. Atamanov i dr. / Pod obshh. red. I.P. Ksenevicha. – M.: Mashinostroenie, 1991. – 544 s.

Пылёв Владимир Александрович – доктор техн. наук, профессор, и.о. зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: pylyov@meta.ua.

Нестеренко Ирина Александровна – преподаватель-стажер кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bigmir.net.

Бакланов Сергей Николаевич – студент 6 курса кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина.

ПОПЕРЕДНЯ ОЦІНКА РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ З УРАХУВАННЯМ ТРИВАЛОСТІ ЦИКЛІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

В.О.Пильов, І.О. Нестеренко, С.М. Бакланов

У статті розглядаються питання, пов'язані із забезпеченням ресурсної міцності поршнів при форсуванні дизеля. Відзначено, що ресурсна міцність поршня залежить від тривалості низькочастотного циклу його навантаження. У статті виконано аналіз суперечливості факторів впливу тривалості циклу навантаження двигуна на накопичені uszkodження, викликані процесами втоми і повзучості матеріалу. Виконана попередня оцінка ресурсної міцності поршня при різних рівнях форсування двигуна.

PRELIMINARY ESTIMATION OF STRENGTH RESOURCE OF TRACTOR DIESEL TAKING INTO ACCOUNT THE DURATION OF TECHNOLOGICAL CYCLES

V.A. Pylyov, I. A. Nesterenko, S.N. Baklanov

The paper addresses issues related to ensuring resource strength of pistons while boosting the diesel. It is noted that the resource strength of the piston depends on the length of its low-cycle loading. In this paper the analysis of contradictory factors influencing the duration of cycle engine load on the accumulated damage caused by the processes of fatigue and creep of the material was made. A preliminary assessment of piston's resource strength at different levels of forcing the engine was also made.

УДК 621.432-1042.018.7

А.В. Белогуб, А.А. Зотов, М.А. Максимова

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ПРИ АНАЛИЗЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕЙ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Рассмотрены особенности назначения граничных условий (закреплений и мест приложения действующих сил и реакций) при исследовании напряженно-деформируемого состояния поршня методом конечных элементов (МКЭ). Показано, что для корректного закрепления необходимо вводить грань на поверхности поршня в месте, где напряжения отсутствуют, а при расчете реакций учитывать смещение центра тяжести поршня относительно оси пальцевого отверстия.

Введение

Реализация той или иной технологии конструкторского проектирования сложных технических систем сегодня основывается на средствах универсальных САД-САЕ пакетов. Для разработки эффективных методов конструирования, связанных со спецификой конкретной конструкции, необходимо эту специфику формализовать [1,2]. В большинстве САЕ пакетов при анализе напряженно-деформированного состояния деталей и узлов конструкций нашел применение метод конечных элементов (МКЭ). Он является общепризнанным инструментом получения информации о рабочих деформациях, запасах прочности и пр. При этом основной задачей является корректное определение системы нагружения изделия и выбор системы его виртуальных закреплений. Применительно к поршню – очевидные, на первый взгляд, закрепле-

ния приводят к существенно некорректным результатам расчета как напряжений, так и деформаций. Так, например, закрепление типа «ролик/ползун», примененное к внешней, условно-цилиндрической, поверхности юбки, не учитывает ее фактическую нецилиндричность. К нецилиндрической поверхности, в свою очередь, нельзя применить вышеуказанный тип закрепления. Замена закреплений реакциями, приложенными к определенным местам детали (поршня), требует аналитического определения величины реакции и места (границы, ребра, точки), к которому эта реакция приложена.

Цель работы – разработка системы корректного закрепления поршня при его анализе МКЭ, и расчета реакций на поршень со стороны зеркала цилиндра.

Выбор системы закреплений [3,4]

Поршень – геометрически симметричное из-