

Литература

1. Брилинг Н. Р. Теория короткоходного двигателя // Труды лаборатории двигателей, 1957.
2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов/ В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2007. – 400 с.: ил.
3. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учебник для вузов/ В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Т.Ю.Кричевская и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд. – М.: Высш. шк., 2005. – 414 с.: ил.

КОМПЛЕКС ЭКОНОМИЧНЫХ МОДЕЛЕЙ АНАЛИЗА ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЯ В САПР

Пылёв В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. (Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»)

Разработка высокоэффективных интегрированных САПР ДВС во многом базируется на комплексном применении совершенных методического и математического видов обеспечения. При этом методическое обеспечение, предоставляя полное описание технологии прохождения проекта, обязательно ориентируется на реализацию адаптивных стратегий проектирования, неизменно включая циклические [1,2]. Применение последних связано со значительными трудностями выполнения внутреннего функционального описания двигателя и конструктивной оптимизации элементов относительно проявления совокупности свойств при внешнем воздействии на двигатель, как на сложную техническую систему [3].

Противоречивость требований повышения качества конструкции, снижение сроков проектирования и затрат на проектирование в первую очередь вызвана выполнением проектных итераций. В связи с этим общепризнано, что эффективность САПР будет тем выше, чем меньше совершается возвратов на начальные этапы проектирования после выполнения этапов испытаний опытных образцов. Последнее требование может быть разрешено лишь на основе удовлетворения другого противоречия – применения достоверных и экономичных математических моделей внутреннего функционального описания объекта проектирования. Актуальность разработки такого математического обеспечения связана с повышением эффективности САПР ДВС в целом.

Сказанное выше в полной мере относится к проблемам проектирования поршня, в т.ч. – оценки критериев его эксплуатационной теплонапряженности, включая ресурсную прочность.

Основным подходом в решении данной проблемы является использование набора математических моделей различных уровней сложности, когда на начальных этапах анализа теплонапряженности конструкции применяют более экономичные модели нижнего уровня сложности, а окончательное решение принимают на основе моделей верхнего уровня [4].

Применительно к разрабатываемому нами методическому обеспечению необходимым является комплекс, основанный на совокупности моделей анализа типа серого ящика (блоки 1-4) и черного ящика первой группы (блоки 5-7), представленных на рис.1.

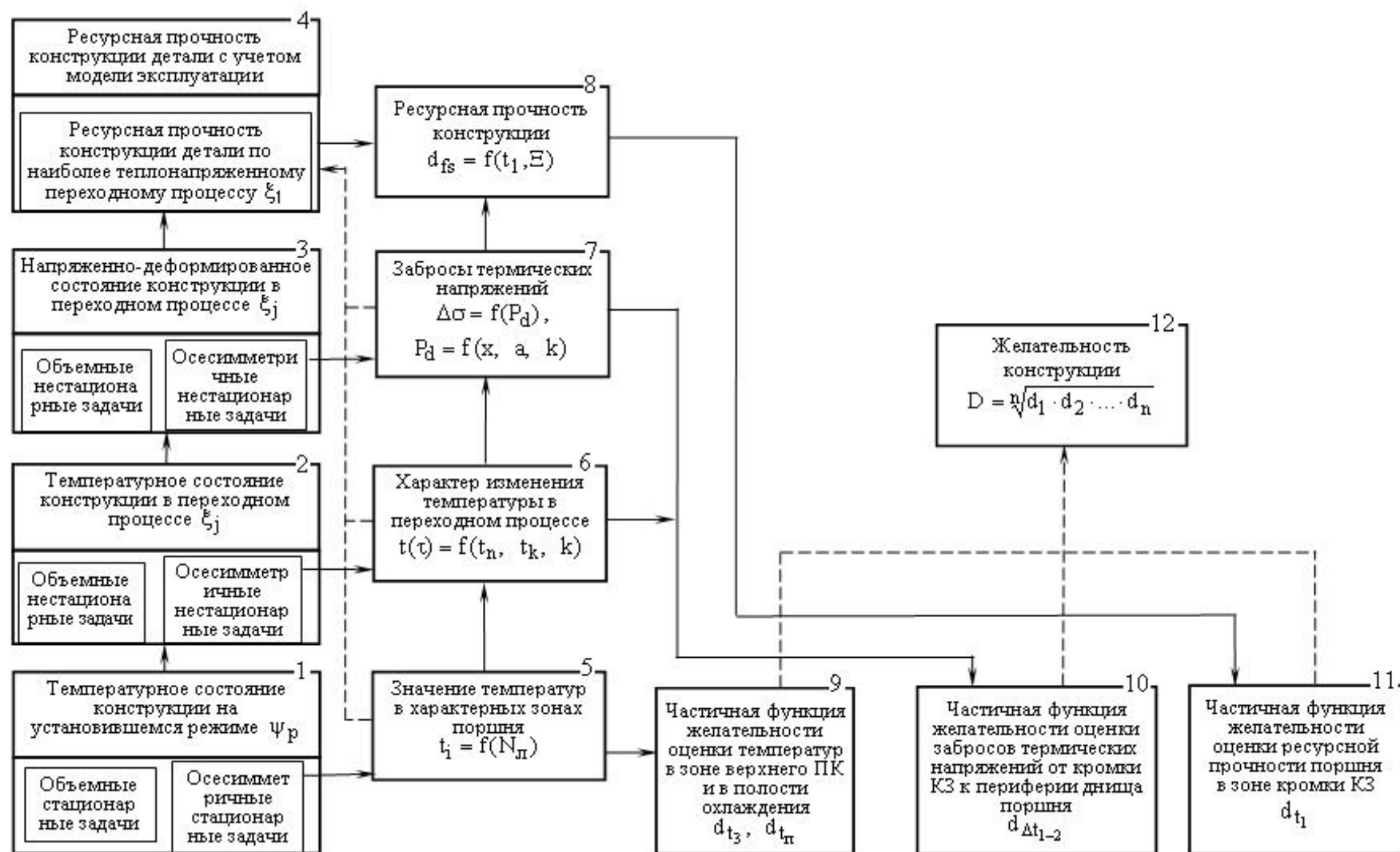


Рис.1. Комплекс моделей анализа теплонпряженности поршня

Здесь модели 1-3 являются известными, а алгоритмы получения моделей 5-7 представлены в [5,6]. При этом применение моделей 5-7 повышает экономичность получения результата с использованием модели верхнего уровня 4, как модели оценки ресурсной прочности особо теплонапряженной зоны поршня:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\&_{n,l} \sigma_l \tau_l), \quad (1)$$

$$t_j = f_{1j}(\tau), \quad \sigma_j = f_{2j}(\tau), \quad (2)$$

$$t_{ki} = \phi_{1j}(\tau), \quad \sigma_{ki} = \phi_{2j}(\tau), \quad (3)$$

$$\Delta \sigma_i = -E \&_{n,l} \Big|_{\tau} \tau_l, \quad (4)$$

$$\&_{n,l} \Big|_{\tau} = \text{sign}(\sigma_l) A_{0n} \exp[-k_l / (t_i + 273)] \cdot \left(1 + D_n (\varepsilon_n \Big|_{\tau})^{-\alpha_n}\right) \cdot |\sigma_l|^n, \quad \varepsilon_n \Big|_{\tau=0} = 0, \quad (5)$$

$$\varepsilon_n \Big|_{\tau} = \left(\sum_j \sum_k \sum_i \sum_l \&_{n,l} \tau_l \right) \Big|_{\tau}, \quad (6)$$

$$\sigma_{ak} = \left\{ \sigma_f' \left[(2N_{fk})^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon_f'} \right]^{\frac{b}{c}} \right\}^m \times \left\{ \sigma_f' \left[(2N_{fk})^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon_f'} \right]^{\frac{b}{c}} + E \left[\varepsilon_f' (2N_{fk})^c + \varepsilon_{пл.н.} \right] \right\}^{1-m}. \quad (7)$$

В соответствии с (1) определяется доля накопленных повреждений d_{fs} , вызванных усталостью d_f и ползучестью d_s материала с учетом k циклов каждого из j переходных процессов модели эксплуатации двигателя данного технологического назначения. При этом закон нагружения рассматриваемой зоны поршня (2), установленный на основе использования моделей 2-3 либо 6-7 для решения задачи в представленной квазистационарной постановке преобразуется к ступенчатому закону (3) с i расчетными интервалами. Исходя из рациональной точности и экономичности методики (1) – (7) продолжительность интервала $\tau_i \approx l_c$. Важно, что для определения релаксации напряжений в (4) каждый из i временных интервалов разбивается на l подинтервалов. Скорость ползучести (5) в данный момент времени τ устанавливается с учетом действующего напряжения и накопленной к этому времени деформации ползучести (6). При этом количество циклов до разрушения в k -ом цикле нагружения N_{fk} устанавливается исходя из найденной амплитуды асимметричного цикла σ_{ak} с учетом релаксации напряжений (4), вызванных процессом ползучести (5). Видно, что неэкономичность рассмотренной модели в первую очередь связана с определением деформаций ползучести $\varepsilon_n \Big|_{\tau=P}$ в (6) с шагом τ_l на временной базе, соответствующей требуемому ресурсу P . Последнее обстоятельство вызывает необходимость разработки соответствующей экономичной модели типа черного ящика, представленной блоком 8 на рис.1.

Для решения такой задачи нами выполнены расчеты ресурсной прочности поршня тракторного дизеля 4ЧН12/14 в диапазоне уровней форсирования 18,5 – 30 кВт/л для моделей эксплуатации тракторов 3-й и 4-й категорий по ISO [7]. При этом количество типовых переходных процессов j определяется по методике [6] и

для рассмотренных моделей эксплуатации соответственно равно 16 и 17. Исследовались два варианта поршней: с масляным струйным (серийная конструкция) и галерейным охлаждением. На рис.2 приведена зависимость величины накопленных повреждений d_{fs} от температуры в зоне кромки камеры сгорания поршня t_1 для указанных вариантов.

Видно, что независимо от рассмотренных вариантов ресурсная прочность поршня рассмотренного тракторного дизеля обеспечивается до температур 304-315 °С, что позволяет предложить единую модель вида:

$$d_{fs} = \exp(0,109 \cdot t_1 - 33,18) \quad (8)$$

Выражение (8) соответствует блоку 8 на рис.1 и с точностью до 5 % описывает кривую 1 на рис.2 в требуемой области адекватности. Таким образом, задача экономического однокритериального анализа теплонапряженности поршня решена для всех уровней сложности моделей.

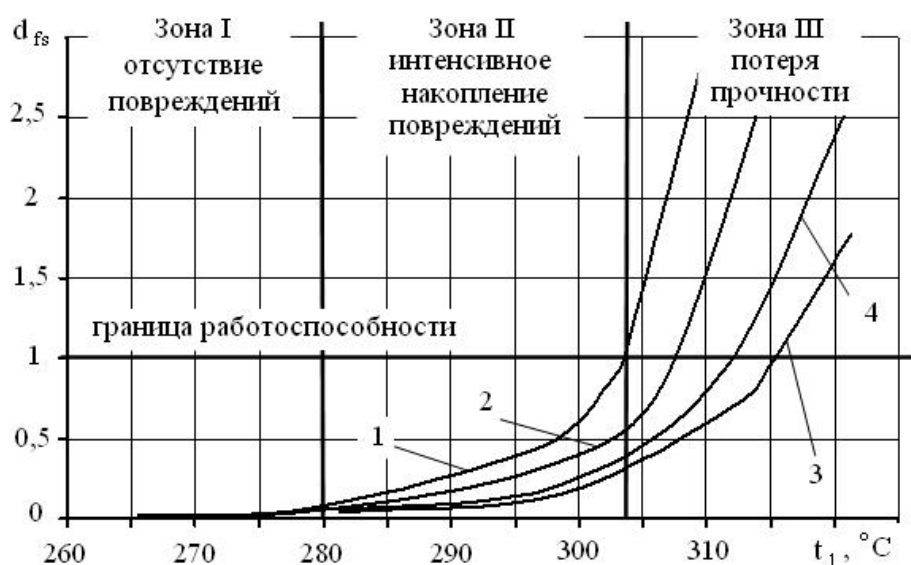


Рис.2. Зависимость величины накопленных повреждений от температур в зоне кромки КЗ поршня:

- 1 – поршень с полостью охлаждения, 4-я категория трактора ($N_L=26,3$ кВт/л);
- 2 – поршень с полостью охлаждения, 3-я категория трактора ($N_L=27$ кВт/л);
- 3 – поршень с струйным масляным охлаждением, 4-я категория трактора ($N_L=23,4$ кВт/л);
- 4 – поршень с струйным масляным охлаждением, 3-я категория трактора ($N_L=24$ кВт/л).

С другой стороны, подсистема оптимизации теплонапряженного состояния поршня требует разработки обобщенного скалярного критерия качества теплонапряженности, как эквивалента вектору частных критериев качества конструкции. Такая задача для блоков 9-10, как моделей черного ящика второй группы нами решена в [8].

В целях разработки модели блока 11 обратимся к рис.2. Видно, процесс накопления повреждений имеет 3 четко различимые зоны. Это зона I – отсутствия повреждений, зона II – интенсивного накопления повреждений и зона III – потери прочности. При этом ясно, что поршни перспективных дизелей должны работать на пределе прочности без потери последней. Этому условию отвечает теплонапряженность конструкции в соответствии со второй зоной. Тогда на основе ис-

пользования шкалы желательности Харрингтона можно получить частную функцию:

$$d_{t1} = \begin{cases} \exp[-\exp(18,572 - 0,0744 \cdot t_1)], & t < t^{I-II} \text{ } ^\circ\text{C}; \\ 0,9, & t^{I-II} \leq t_1 \leq t^{II-III} \text{ } ^\circ\text{C}; \\ \exp[-\exp(0,456 \cdot t_1 - 140,884)], & t > t^{II-III} \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases}, \quad d_{t1} \in [0;1], \quad (9)$$

где t_1 – температура в зоне кромки КЗ, $^\circ\text{C}$;

t^{I-II} – температура начала интенсивного накопления повреждений, $^\circ\text{C}$;

t^{II-III} – температура начала потери прочности, $^\circ\text{C}$

Таким образом наличие совокупности экономичных моделей оценки теплонапряженности поршня второй группы (блоки 9-11, рис.1), как частных функций желательности Харрингтона, позволяет осуществить их скалярную свертку с получением обобщенной теплонапряженности конструкции $D = \sqrt[n]{d_1 \cdot d_2 \cdot \dots \cdot d_n}$ в блоке 12 рис.1.

Результаты использования комплекса разработанных моделей представлены на рис.3. Видно, что для трактора 3-й категории уровень теплонапряженности находится в зоне интенсивного накопления повреждений, но при этом обеспечивается работоспособность конструкции на протяжении заданного ресурса $P=10000$ час. Для четвертой категории трактора аналогичное условие обеспечивается при применении поршней с галерейным охлаждением и уровне форсирования дизеля до $N_{Л}=25,5$ кВт/л.

В заключение можно сделать вывод, что предлагаемый комплекс моделей в сочетании с соответствующим методическим обеспечением САПР позволяет осуществлять анализ теплонапряженности поршня и оптимизацию его конструкции с минимальными затратами на проектирование.

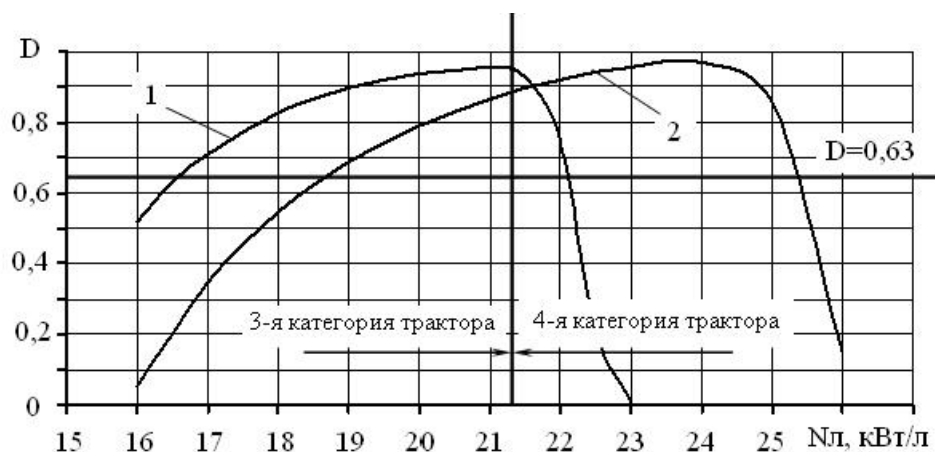


Рис.3. Обобщенная желательность теплонапряженности поршня:

1 – струйное масляное охлаждение; 2 – галерейное охлаждение.

Литература:

1. Иссерлис Ю.Э., Мирошников В.В. Системное проектирование деталей двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1981. – 255 с.
2. Тимченко А.А. Основы САПР та системного проектування складних об'єктів. – К.: Либідь, 2000. – 270 с.
3. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: / Р.М. Петриченко, С.А. Батурин, Ю.Н. Исаков и др. / Под общей ред. Р.М. Аетриченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 328 с.

4. А.В. Олейник, Д.Ф. Симбирский, А.В. Шереметьев. Концепция разработки систем эксплуатационного мониторинга выработки ресурсов авиационных ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. - №10/26. – С. 37-41.

5. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. – 352 с.

6. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. – 332с.

7. Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования // Двигателестроение. – 1985. – №8. – С. 17-20.

В.О. Пильов, А.Ф. Шеховцов, В.Т. Турчин та ін. Підвищення ефективності метода конструктивної оптимізації поршня ДВЗ за сукупністю критеріїв його термонапруженості // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №2. – С.122-125.

ДВОЙНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В СОВРЕМЕННОМ ТРАНСПОРТНОМ (ТАНКОВОМ) ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ: НЕОБХОДИМОСТЬ И ВОЗМОЖНОСТЬ

Подгаецкий В. М. (ФГУП «НИИД»)

Серийные и перспективные зарубежные транспортные (танковые) дизели имеют весьма высокий уровень удельных мощностных, массогабаритных и топливозономических показателей. Их агрегатные мощности составляют 1100 кВт в серийных образцах (дизели МТ883 и СУ12) и достигают 1900 кВт в опытных модификациях. Литровые мощности современных серийных турбопоршневых дизелей (ТПД) фирм "МТУ", "Перкинс" и др. составляют 37...60 кВт/л, а опытных — до 74 кВт/л и более.

Для того, чтобы двигатели отечественных объектов бронетанковой техники (БТТ) соответствовали указанному техническому уровню, особое внимание необходимо уделить опережающему развитию для них прогрессивных технологий и проведению соответствующих НИР по повышению параметров рабочего процесса ($p_e \geq 1,8...2,2$ МПа), созданию регулируемых высокоэффективных турбокомпрессоров (с $\pi_k = 4,5-6,0$ и КПД компрессора более 0,8), разработке охладителей наддувочного воздуха, электронных систем регулирования и автоматизированного управления с адаптацией режимов двигателя к дорожным условиям.

Переход России на рыночную экономику в корне изменил ситуацию в области танкового двигателестроения. Его сохранение и развитие в современных условиях возможно лишь при обеспечении рентабельности промышленного производства в данной области техники.

За рубежом решение этой проблемы потребовало консолидации на государственном уровне в рамках федеральных программ усилий представителей армии, науки и промышленности, занятых разработкой, производством и эксплуатацией транспортных объектов и их силовых установок военного и гражданского назначения. Поиск выхода из создавшегося положения продолжался довольно долго. Решение проблемы было найдено и с середины 90-х годов оно активно и успешно претворяется в жизнь.