

РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ СТАЦИОНАРНЫХ ЭКОНОМИЧНЫХ МОДЕЛЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЕЙ

Матвеев В.В., Пылев В.А. (Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт")

Неизменная тенденция повышения уровня форсирования ДВС обостряет проблему прогнозирования, обеспечения и продления ресурсной прочности теплонапряженных деталей камеры сгорания (КС). В то же время с целью ускорения проектных работ развивается концепция применения совокупности математических моделей (ММ) различных уровней сложности. Предполагается, что более экономичные модели применяют для первоначальной оценки прогнозируемого качества, а более достоверные – для уточненного анализа.

Для детали КС неизменной конструкции расчетный результат зависит от принятой ММ описания процесса накопления повреждений (потери прочности) и принятой модели эксплуатации двигателя. Однако, усилия исследователей в первую очередь направлены на совершенствование моделей накопления повреждений [1-3]. Разработка соответствующих моделей эксплуатации ДВС установок различного технологического назначения при этом требует своего развития.

Исходя из концепции гарантированного обеспечения ресурса детали КС в [4] предложена методика построения теоретической нестационарной модели нагружения двигателя. При этом в качестве необходимой исходной базы принимается стационарная модель, состоящая из массива эксплуатационных полигонов нагружений двигателя. Процедура назначения эксплуатационных полигонов осуществляется на основе учета всех представительных видов работ и операций, выполняемых установкой с ДВС. Количество получаемых полигонов при этом может быть существенно большим, например, 18 для тракторного дизеля, 27 – для автомобильного, 26 – для комбайнового [5-7]. Эти модели нами приняты в качестве моделей верхнего уровня.

В работах [8,9] предложена методика получения теоретических стационарных моделей нижнего уровня, основанная на свертке полигонов, характеризующихся близким температурным состоянием деталей. При этом экономичная модель должна разрабатываться не только применительно к двигателю конкретного назначения, но и применительно к конкретной теплонапряженной детали.

В работе поставлена задача синтеза экономичных моделей для поршня тракторного, автомобильного и комбайнового дизеля при уровнях форсирования последнего 25-30 кВт/л. Объектом исследования выбран поршень дизеля 4ЧН 12/14.

Экономичные модели были получены сверткой полигонов моделей верхнего уровня, отличающихся по температуре кромки КС поршня не более чем на 5°C (модель среднего уровня) и на 10°C (модель нижнего уровня).

В табл. 1, 2 приведены полученные модели эксплуатации тракторного и автомобильного дизелей при уровне форсирования до 30 кВт/л. Здесь n_i , N_{ei} , P_i , t_i – соответственно, относительная частота вращения коленчатого вала, относительная эффективная мощность, относительная наработка двигателя, температура кромки КС поршня при работе двигателя на i -м полигоне модели верхнего уровня. Индекс j соответствует модели среднего уровня, а индекс k – нижнего.

Видно, что в случае тракторного дизеля для модели среднего уровня количест-

во полигонов уменьшилось с 18 до 12, а для нижнего – до 10. Для моделей эксплуатации автомобильного дизеля количество полигонов уменьшилось с 27 до 17 (модель среднего уровня) и до 10 (модель нижнего уровня). Аналогичные результаты получены для модели эксплуатации комбайнового дизеля. При этом количество теоретических полигонов эксплуатации уменьшилось с 26 до 13 (модель среднего уровня) и до 10 (модель нижнего уровня). Установлено, что в рассмотренном диапазоне уровней форсирования двигателя 25-30 кВт/л, модели эксплуатации для системы прогнозирования ресурса поршня остаются неизменными.

Табл. 1. Модели эксплуатации тракторного дизеля 4-й категории различных уровней сложности

| № полигона i | n_i | N_{ei} | P_i | t_i °C | № полигона j | № полигона k |
|----------------|-------|----------|--------|----------|----------------|----------------|
| 1 | 0,825 | 0,0825 | 0,017 | 181,80 | 1 | 1 |
| 2 | 0,975 | 0,0975 | 0,046 | 184,46 | | |
| 3 | 1,075 | 0,1075 | 0,087 | 186,23 | | |
| 4 | 0,825 | 0,2475 | 0,022 | 211,01 | 2 | 2 |
| 5 | 0,975 | 0,2925 | 0,042 | 218,97 | 3 | |
| 6 | 1,05 | 0,315 | 0,057 | 222,96 | 4 | 3 |
| 7 | 0,825 | 0,4125 | 0,028 | 240,21 | | |
| 8 | 0,95 | 0,475 | 0,033 | 251,28 | 5 | 4 |
| 9 | 1,025 | 0,5125 | 0,098 | 257,91 | | |
| 10 | 0,825 | 0,5775 | 0,023 | 269,42 | 6 | 5 |
| 11 | 0,95 | 0,665 | 0,036 | 284,91 | 7 | |
| 12 | 1,025 | 0,7175 | 0,105 | 294,20 | 8 | 6 |
| 13 | 0,825 | 0,7425 | 0,018 | 298,62 | | |
| 14 | 0,95 | 0,855 | 0,022 | 318,54 | 9 | 8 |
| 15 | 1 | 0,9 | 0,1230 | 326,50 | | |
| 16 | 0,825 | 0,9075 | 0,007 | 327,83 | 10 | 9 |
| 17 | 0,95 | 0,9487 | 0,018 | 335,13 | | |
| 18 | 0,825 | 1,045 | 0,052 | 352,17 | 11 | 10 |
| | | | | | 12 | |

На основе разработанных экономичных стационарных моделей по методике [4] были получены нестационарные модели, необходимые для выполнения расчетов ресурсной прочности поршня.

Расчеты ресурсной прочности кромки КС поршня были выполнены по методике [4] применительно для тракторного дизеля 4-й категории, условия работы которого, являются наиболее тяжелыми. Установлено, что величина накопленных повреждений при расчете по модели верхнего уровня составляет – 6,62, а по модели нижнего уровня – 8,9. Результаты расчетов отличаются на 34% и отвечают концепции гарантированного обеспечения ресурса поршня. При этом использование моделей среднего уровня позволяет снизить объем расчетной информации в 1,5-2 раза, а моделей нижнего уровня – в 1,8-2,7 раза.

Разработанные экономичные модели эксплуатации рекомендуется использовать на начальных стадиях проектирования поршней.

Табл. 2. Модели эксплуатации автомобильного дизеля различных уровней сложности

| № полигона i | n_i | N_{ei} | P_i | t_i °С | № полигона j | № полигона k |
|----------------|--------|----------|---------|----------|----------------|----------------|
| 1 | 0,415 | 0,06225 | 0,05095 | 178,22 | 1 | 1 |
| 2 | 0,55 | 0,0825 | 0,0366 | 181,80 | | |
| 3 | 0,685 | 0,10275 | 0,01705 | 185,39 | 2 | 2 |
| 4 | 0,8125 | 0,15031 | 0,0077 | 193,81 | 3 | |
| 5 | 0,9375 | 0,17344 | 0,00365 | 197,90 | 4 | 3 |
| 6 | 0,415 | 0,18675 | 0,03275 | 200,25 | 5 | |
| 7 | 0,55 | 0,2475 | 0,05835 | 211,01 | 6 | 4 |
| 8 | 0,415 | 0,29735 | 0,01375 | 219,83 | | |
| 9 | 0,685 | 0,30825 | 0,0335 | 221,76 | 7 | 5 |
| 10 | 0,8125 | 0,36563 | 0,029 | 231,92 | | |
| 11 | 0,415 | 0,38035 | 0,0089 | 234,52 | 8 | 6 |
| 12 | 0,55 | 0,39408 | 0,0237 | 236,95 | | |
| 13 | 0,9375 | 0,42188 | 0,0195 | 241,87 | 9 | 7 |
| 14 | 0,43 | 0,4515 | 0,0593 | 247,12 | | |
| 15 | 1,015 | 0,45675 | 0,00075 | 248,04 | 10 | 8 |
| 16 | 0,685 | 0,4908 | 0,01335 | 254,07 | | |
| 17 | 0,55 | 0,50408 | 0,0228 | 256,42 | 11 | 9 |
| 18 | 0,8125 | 0,58216 | 0,01725 | 270,24 | | |
| 19 | 0,55 | 0,605 | 0,09415 | 274,29 | 12 | 10 |
| 20 | 0,685 | 0,6278 | 0,02465 | 278,32 | | |
| 21 | 0,9375 | 0,67172 | 0,01155 | 286,09 | 13 | 11 |
| 22 | 1,0075 | 0,72187 | 0,00125 | 294,97 | | |
| 23 | 0,8125 | 0,74466 | 0,0229 | 299,00 | 14 | 12 |
| 24 | 0,685 | 0,7535 | 0,12 | 300,57 | | |
| 25 | 0,9375 | 0,85922 | 0,01465 | 319,28 | 15 | 13 |
| 26 | 0,8125 | 0,89375 | 0,1094 | 325,39 | | |
| 27 | 0,915 | 0,94245 | 0,0412 | 334,01 | 17 | 14 |

Литература:

1. Турчин В.Т., Пильов В.О., Кузьменко А.П. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал.- 2007.- №2-С.30-35.
2. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении //Двигателестроение.- 1991.- №11- С. 14-15.
3. Олейник А.В., Симбирский Д.Ф., Шереметьев А.В. Концепция разработки систем эксплуатационного мониторинга выработки ресурсов авиационных ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. -2005.- №10/26.- С. 37-41.
4. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: монографія. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2001.-332 с.

5. Лущицкий Ю. В., Косулин А. Г. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения // Двигатели внутреннего сгорания.- 1985.- № 41.- С. 96-104.

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

7. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. -244 с.

8. Розробка економічної моделі експлуатації тракторного дизеля в системі прогнозування ресурсної міцності деталей камери згоряння / О.В. Білогуб, В.Т. Турчин, В.О. Пильов, С.М. Бакланов, С.В. Силенок // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал.- 2009.- №1- С.100-103.

9. Аналіз ефективності застосування економічних теоретичних моделей експлуатації тракторних дизелів для оцінки ресурсної міцності поршнів / В.Т. Турчин, В.В. Матвеєнко, В.О. Пильов, С.М. Бакланов // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал.- 2010.- №1- С.89-92.

НОВЫЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ – ГРАНУЛЬНЫЕ КОМПОЗИТЫ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

Москвичев Ю.П., Панин В.И., Агеев С.В. (ООО «Сферамет»);

Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л. (Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана).

Требования к эмиссии выбросов двигателей транспортных средств постоянно ужесточаются. Их выполнение обеспечивается, главным образом, за счет установки 3-х компонентных каталитических нейтрализаторов с системой датчиков и управлением режимами работы двигателя для обеспечения требуемого состава токсичных компонентов. В тоже время, недостаточно реализуются возможности совершенствования собственно поршневого двигателя за счет уменьшения механических потерь, величина которых в снижении эффективных показателей двигателей составляет 10-30%.

Основной вклад в механические потери вносят цилиндропоршневая группа, кривошипно-шатунный и клапанный механизмы, звенья которых движутся с высокими скоростями и ускорениями. Снижение массы деталей этих механизмов, в первую очередь, поршней, шатунов и клапанов в значительной степени влияет на уменьшение механических потерь [1]. На протяжении всего периода развития поршневых двигателей внутреннего сгорания осуществлялось снижение массы этих деталей [2, 6, 7], но возможности дальнейшего снижения массы из традиционных материалов практически исчерпаны. Дальнейшее снижение массы возможно лишь на основе применения новых материалов (рис.1).

Одним из наиболее перспективных направлений развития материаловедческих разработок является создание нового класса металлических объемных композиционных материалов из гранул – наноструктурных гранульных композитов для деталей ДВС.

Принцип построения гранульных композитов с заранее заданными свойствами заключается в формировании комбинации гранул различного химического, фазового и фракционного составов в необходимых пропорциях [3].