

**Висновки**

Розроблено загальну схему отримання моделей аналізу ресурсної міцності поршня нижніх рівнів складності та загальну схему застосування комплексу моделей аналізу ресурсної міцності поршня в САПР.

Проведено порівняльний аналіз методів щодо визначення теплонапруженого стану конструкції на прикладі поршня дизеля типу 4ЧН12/14.

Запропоновано поєднання регіонально структурного методу та МСЕ при проектуванні поршнів в САПР. Встановлено місце кожного з методів в загальній схемі використання комплексу моделей аналізу ресурсної міцності поршня в САПР.

**Список літератури:**

1. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332с. 2. Зотов А.А., Гусев Ю.А., Белогуб А.В. Разработка и обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутр.

сгор. – 2007. – №1. – С. 38-43. 3. Процессы в перспективных дизелях / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с. 4. Пильов В.О., Шеховцов А.Ф., Турчин В.Т., Вікторов В.С. Розробка багаторівневої системи аналізу тривалої міцності поршня // «Вестник науки и техники» / НТУ «ХПІ», ООО «ХДНТ». – Харьков: ООО «ХДНТ», 2005. №2-3 – С. 20-27. 5. Пылев В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. Комплекс экономических моделей анализа теплонапряженности поршня в САПР // Сб. научн. тр. по матер. Междунар. конф. «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 246-251. 6. Турчин В.Т., Пильов В.О., Кузьменко А.П. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №2. – С. 30-35. 7. Турчин В.Т., Пильов В.О., Омельченко І.Г., Прокопенко М.В. Вплив технологічного призначення двигуна на ресурсну міцність поршня // Двигатели внутр. сгор. – 2008. – №1. – С. 81-86. 8. Пильов В.О., Шеховцов А.Ф., Турчин В.Т. та ін. Підвищення ефективності метода конструктивної оптимізації поршня ДВС за сукупністю критеріїв його термонапруженості // Двигатели внутр. сгор. – 2004. – №2. – С.122-125. 9. Турчин В.Т. Оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня швидкохідного дизеля // Вісник НТУ «ХПІ»: Збірник наук. Праць. – НТУ «ХПІ». – 2007. – №33. – С. 189-191.

УДК. 621.43

*А.М. Левтеров, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, инж.*

**ТРЕХМЕРНАЯ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНАЯ МОДЕЛЬ АНАЛИЗА НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕРМОУПРУГИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ**

**Введение**

Повышение литровой мощности современных быстроходных дизелей автотракторного типа является одной из устойчивых тенденций двигателестроения. При этом, естественно, возникают проблемы обеспечения достаточного уровня надежности, обусловленной, в том числе, и теплонапряженным состоянием (ТНС) деталей камеры сгорания (КС) и, в частности поршня.

Современные методы моделирования теплообменных процессов, термомеханических напряжений и деформаций достигли высокого уровня, однако, с учетом различия конструктивных особенностей и эксплуатационных условий работы того или иного типа дизеля, при расчетном моделировании перечисленных процессов в деталях КС практически для каждой конструкции поршня или уровня форсирования двигателя возникает необходимость создавать индивидуальную расчетную модель.

Это диктуется сложной конфигурацией детали и сверхсложными нестационарными условиями её нагружения.

Созданные ранее осесимметричные расчетные модели поршней некоторых моделей отечественных тракторных дизелей семейства СМД позволили получить хорошие для своего времени результаты, по которым выполнялся соответствующий анализ ТНС и сформулированы предложения конструктивного или режимного характера для улучшения условий работы поршня, повышения его ресурса.

Однако осесимметричная модель, как известно, не позволяет учесть окружную неравномерность граничных условий (ГУ) теплообмена между поршнем и рабочим телом, что и ограничивает достоверность и температурного поля, и напряженности и деформаций. В большой мере использование осесимметричных моделей было обусловлено возможностями вычислительной техники, которые в настоящее время существенно расширены.

Разработка трехмерных расчетных моделей поршней с уточненными ГУ и особенно с более корректным моделированием характера их изменения позволит уточнить результаты расчетов, как для традиционного так и для перспективного уровня форсирования и после их анализа сформулировать необходимые меры по обеспечению надежности.

#### **Анализ публикаций**

Расчетно-экспериментальному исследованию нестационарных температур и напряжений поршня на режимах сброса – наброса нагрузки посвящен целый ряд классических работ [1-3]. Общим недостатком этих работ была осесимметричная постановка задачи, что не позволяло полностью учитывать сложную конфигурацию поршня и окружную неравномерность ГУ.

Среди работ по анализу ТНС деталей цилиндропоршневой группы можно выделить работу авто-

ров [4], в которой задача теплообмена между поршнем и гильзой цилиндра решается в трехмерной постановке. Такой подход дает целый ряд очевидных преимуществ.

#### **Цели и задачи исследования**

Цель исследования - создание расчетной модели поршня быстроходного дизеля, подверженного эксплуатационным тепловым и механическим нагрузкам.

В проведенном исследовании ставились такие задачи:

- разработка модели поршня в трехмерной постановке;
- выбор характера изменения ГУ;
- уточнения ГУ и характера их изменения;
- расчетный анализ нестационарных температур и напряжений;
- выводы о характере изменения температур и напряжений поршня на нестационарных режимах нагружения.

#### **Основная часть**

Объект исследования - поршень быстроходного дизеля 4ЧН 12/14 (СМД-23) с тороидальной КС, изготовленной из алюминиевого сплава АЛ25. Расчетное исследование было проведено для режима наброса нагрузки от холостого хода до номинальной мощности при работе дизеля по нагрузочной характеристике.

Решение задачи в трехмерной постановке, по сравнению с осесимметричной, позволило более точно смоделировать процессы сложного теплообмена и учесть влияние конструктивных особенностей поршня на распределение температур, напряжений и деформаций. Задача решалась в декартовых координатах с использованием программного комплекса основанного на методе конечных элементов (МКЭ).

Геометрическая модель поршня была выполнена по чертежам завода - изготовителя завод "Серп и Молот".

С целью уменьшения размерности задачи используется расчетная модель, которая представляет собой фрагмент поршня, полученный при его сечении меридиональными плоскостями, параллельной и перпендикулярной оси поршневого пальца.

Дискретизация расчетной модели на КЭ представлена на рис.1. Для дискретизации расчетной модели на КЭ использовались КЭ в виде 20-и узловых параллелепипедов, грани которых образуются прямыми, либо дугами окружностей. Выбор именно такой формы КЭ, как видно из рисунка 1, позволил с достаточной точностью описать сложную внешнюю и внутреннюю конфигурацию фрагмента поршня, а также существенно уменьшить количество КЭ по сравнению с дискретной моделью составленной из КЭ в виде треугольных призм.

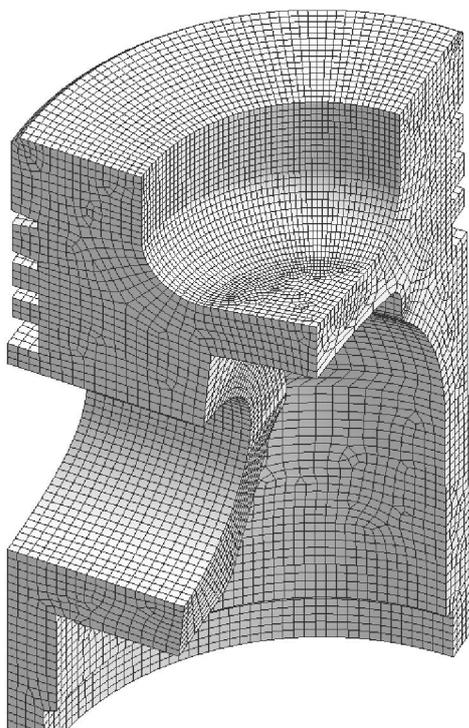


Рис. 1. Дискретизация расчетной модели поршня на КЭ

Конечноэлементная модель фрагмента поршня состоит из 53370 КЭ и 197114 узловых точек. Для более точного описания сложной конфигурации КС в

поршне, а также с учетом глубины проникновения температурной волны в тело поршня на поверхности КС в поршне было выполнено локальное сгущение конечноэлементной сетки.

Схема задания ГУ на участках теплообменной поверхности поршня, а также сами значения ГУ выбирались на основании работ [2, 3] для варианта с симметричным подводом теплоты.

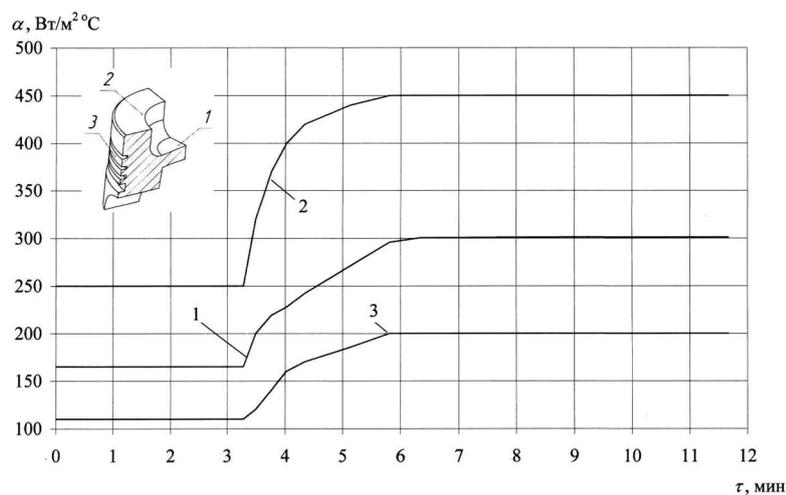
Характер изменения ГУ теплообмена выбирался на основании работ [2, 3], а также уточнялся при решении серии тестовых задач. Проведению уточненного расчета нестационарных температур и напряжений поршня при набросе нагрузки предшествовало решение серии тестовых задач в квазистационарной постановке. Температуры в контрольных точках сравнивались с данными термометрирования поршня на данных режимах, с последующей корректировкой характера изменения и значений самих ГУ теплообмена.

Изменение ГУ 3-го рода нестационарной задачи теплопроводности при набросе нагрузки представлены на рис.2 [3].

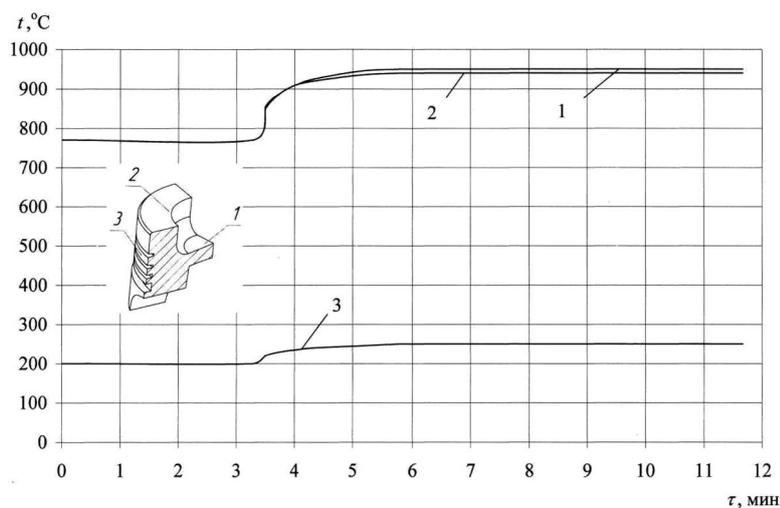
Схема закрепления поршня была выбрана на основании работ [2, 3], а ГУ задачи механики учитывались в виде давления на поверхность головки поршня, равного максимальному давлению сгорания в цилиндре в зависимости от режима нагрузки.

Расчетный анализ нестационарных температур и напряжений при набросе нагрузки.

Перед расчетным моделированием наброса нагрузки моделировалась работа двигателя на режиме холостого хода в течении 200 с, что необходимо для стабилизации температурного поля поршня, при этом значения ГУ не изменялись. Далее в соответствии с принятым характером изменения ГУ теплообмена моделировался процесс наброса нагрузки, который продолжался в течении 200 с, с последующим моделированием работы двигателя на номинальном режиме в течении 300 с, необходимым для стабилизации термоупругих напряжений поршня (рис. 2.).



а



б

Рис. 2. Изменение ГУ 3-го рода нестационарной задачи теплопроводности:

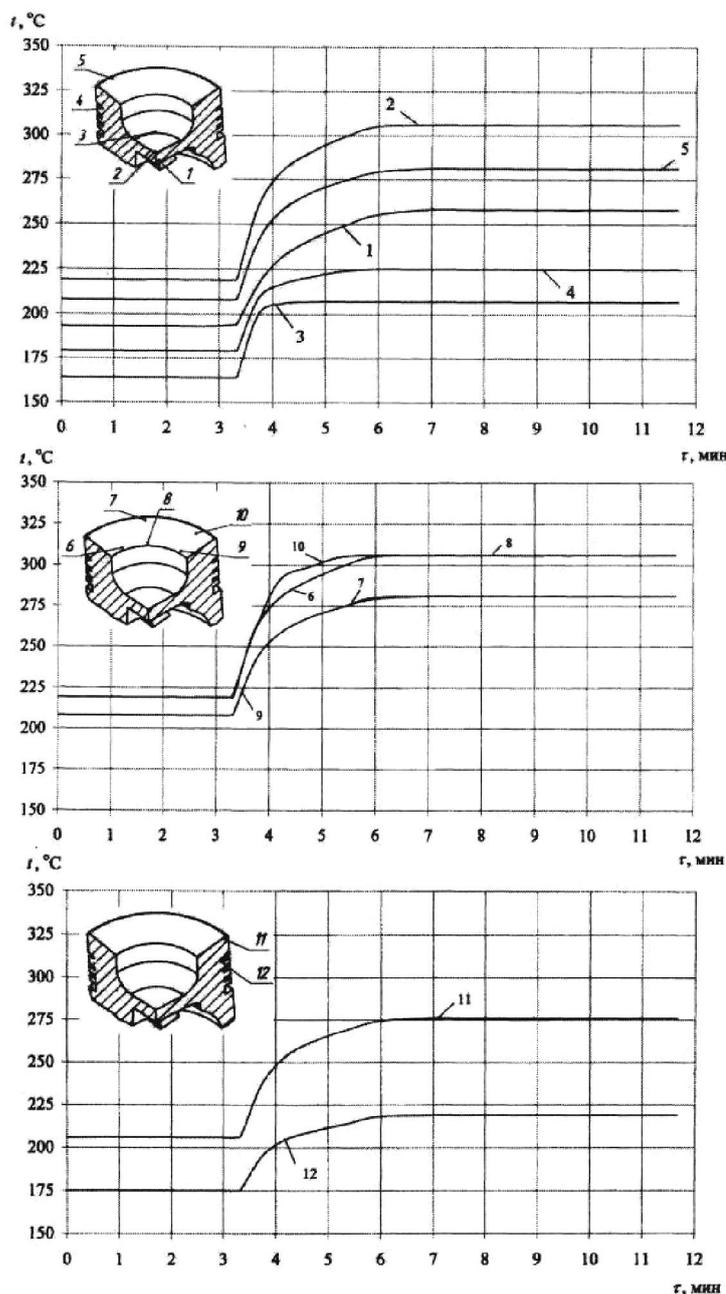
а - коэффициент теплообмена между поршнем и рабочим телом; б - температура рабочего тела

Изменение расчетных значений температур в контрольных точках поршня представлено на рис. 3.

Нестационарные температуры в контрольных точках поршня (рис. 3) изменяются в соответствии с характером изменения ГУ теплообмена на соответствующих участках (рис. 2). Максимальные температуры зафиксированы на кромке КС в поршне и изменяются от 210 до 310 °С (точки 6, 8 и 10). В районе кольцевой канавки под первое компрессионное кольцо (точка 4) температура изменяется от 195 до 225 °С.

Также следует отметить значительный перепад температур между центральной частью КС в поршне (точка 2) и периферией (точка 3), который достигает 100 °С.

Наличие перепада температур между кромкой КС в поршне (точки 6, 8 и 10) и его периферией (точки 5 и 7) вызывает при набросе нагрузки существенный прирост термоупругих напряжений на кромке КС и может привести к появлению термоусталостных трещин, которые сделают невозможной дальнейшую эксплуатацию такого поршня.



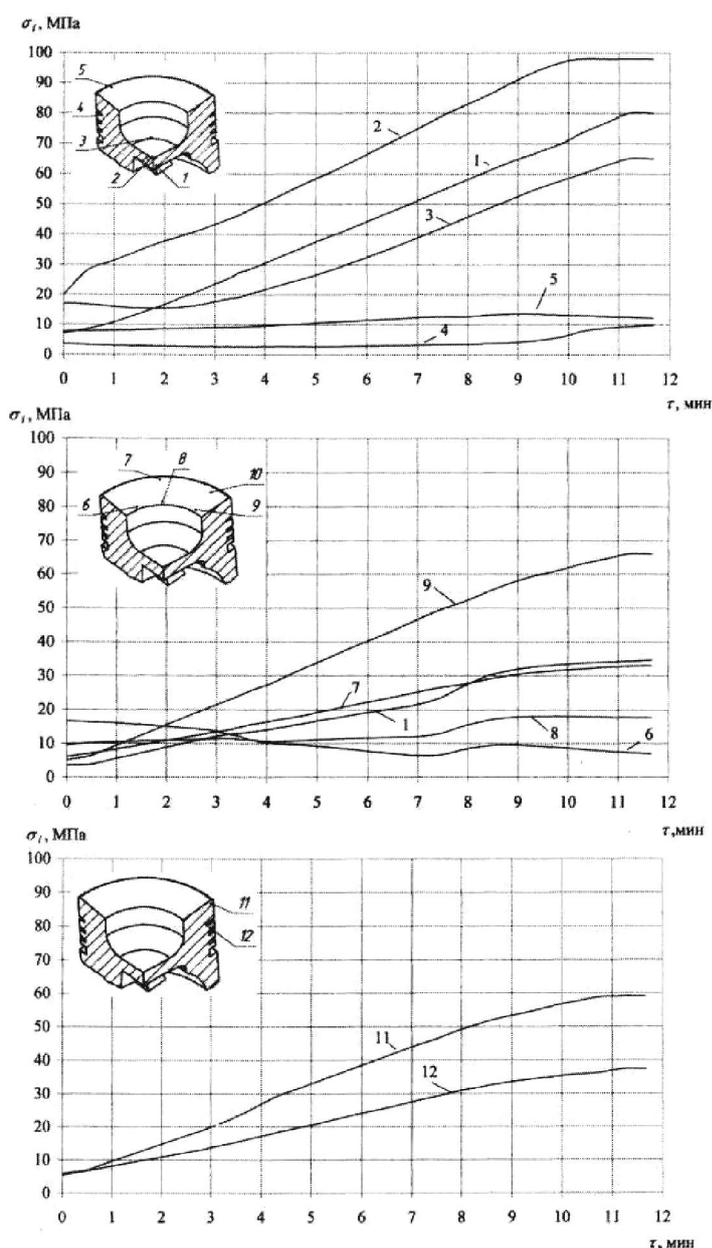
наброс нагрузки с холостого хода до номинальной мощности

Рис. 3. Изменение температуры в характерных точках поршня дизеля 4ЧН 12/14 с торoidalной КС ( $N_n = 18,5$  кВт/л,  $n_n = 2000$  мин<sup>-1</sup>)

В качестве критерия оценки напряженности поршня, с учетом рекомендаций работы [3], для поршня, изготовленного из алюминиевого сплава, была выбрана интенсивность напряжений.

Изменение расчетных значений термоупругих напряжений в характерных точках поршня представлено на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что максимальные напряжения при набросе нагрузки возникают в центральной части поршня (точка 2), и на кромке КС в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца (точка 9). Интенсивность термоупругих напряжений в точке 2 изменяется от 20 до 98 МПа, а в точке 9 от 5 до 67 МПа.



наброс нагрузки с холостого хода до номинальной мощности

Рис. 4. Изменение термоупругих напряжений в характерных точках поршня дизеля 4ЧН 12/14 с тороидальной КС ( $N_d = 18,5 \text{ кВт/л}$ ,  $n_n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ )

Минимальные расчетные напряжения зарегистрированы на кромке КС в плоскости лежащей вдоль оси поршневого пальца (точка 6) и изменяются от 20 до 7 МПа. Такая окружная неравномерность интенсивностей напряжений в поршне объясняется его асимметрией, обусловленной бобышками и соответственно резко отличающейся вертикальной жест-

костью в плоскостях, параллельной и перпендикулярной оси поршневого пальца.

#### Выводы

Таким образом, по результатам расчетного исследования можно сделать выводы: решение задачи нестационарной теплопроводности в трехмерной постановке позволило более полно оценить влияние

конструктивных особенностей поршня на распределение нестационарных температур и напряжений по участкам поршня, уточнить характер изменения ГУ при набросе нагрузки и их значения, а также выявить пути по улучшению условий работы поршня на нестационарных режимах нагружения.

В последующих работах планируется оценить влияние термопластической постановки задачи на результаты расчетного моделирования нестационарных напряжений поршня быстроходного дизеля.

**Список литературы:**

1. Шеховцов А.Ф., Гонторовский П.П., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.М., Шиманский В.К. Напряженно-

деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях // Двигатели внутреннего сгорания. - 1989. - Вып. 49. - С. 20 - 26. 2. Шеховцов А.Ф., Гонторовский П.П., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.М. Влияние вставки под первое поршневое кольцо на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. - 1987. - Вып. 46. - С. 3 - 10. 3. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях. Дисс. ... канд. техн. наук. - Харьков, 1991. - 213 с. 4. Albin Mierbach, Richard Mittler. Einfluss der Auslegung von Kolbenringen auf das Formfüllvermögen in thermisch und mechanisch hoch beanspruchten Motoren // MTZ. - 2006. №1. P 18-23.

УДК 621.81

**А.А. Жуков, канд. техн. наук, В.А. Жуков, канд. техн. наук, А.П. Навоев, инж.**

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС  
МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ПРИ ПОВЫШЕНИИ ЭКОЛОГИЧНОСТИ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

**Введение**

Быстрый рост мирового парка двигателей внутреннего сгорания (ДВС) вынуждает правительства развитых стран ужесточать допустимые нормы расхода топлива и выбросов в атмосферу с отработавшими газами вредных отравляющих веществ. Это проявляется в принятии ряда документов, регламентирующих токсичность и дымность отработавших газов: Правила ЕЭК ООН ЕСЕ-R49 (1982 г.); Правила ЕЭК ООН 49.01 (1989 г.); Правила ЕЭК ООН Euro-1 (1993 г.); Euro-2 (1996 г.); Euro-3 (2000 г.), Euro-4 (2005). Киотское соглашение (1997 г.) и другие [1].

Исследования показывают [2;3], что для улучшения процесса сгорания требуется увеличение давления впрыскивания топлива до 120-150 МПа и более. Такие давления впрыскивания могут быть обес-

печены топливными насосами высокого давления (ТНВД) нового поколения. Замена на уже выпускающихся двигателях ТНВД на новые с повышенной энергией впрыскивания требует замены и привода ТНВД, так как увеличение усилий, действующих в зубчатых зацеплениях, приводит к снижению ресурса зубчатых колес (ЗК) и может послужить причиной выхода механизма привода из строя.

К числу деталей, работающих в тяжелых условиях и лимитирующих надежность двигателей, следует отнести зубчатые колеса (ЗК) привода агрегатов, прежде всего, форсированных дизелей с повышенной энергией впрыскивания. К таким двигателям можно отнести последние модификации дизелей семейства ЯМЗ, выпускаемые АО «Автодизель» и ОАО «Гутаевский моторный завод»