

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПАО КАМАЗ ОПТИМИЗАЦИЕЙ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ

*С.В. Снарский, директор, Г.Г. Гаффаров, вед. инженер, А.Г. Гаффаров, вед. инженер
Завод двигателей ПАО КамАЗ
С.Ю. Коваленко, к.т.н., ст. преподаватель кафедры «Автомобильного транспорта»
ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет»*

Представлены результаты исследований, направленных на повышение эксплуатационной надежности двигателей КамАЗ 740.354-450 за счет исключения дефекта «выброс масла» через трубу вентиляции картера двигателя в атмосферу. Установлено, что причина дефекта состоит в неоптимальном термонапряженном состоянии деталей цилиндропоршневой группы, вызванном образованием тяжелого натяга верхнего посадочного пояса гильзы в блоке цилиндров. Предложен комплекс мероприятий по устранению причин указанного дефекта.

Одним из основных факторов, определяющих эксплуатационную надежность двигателей внутреннего сгорания, а также ограничивающих уровень его форсирования является температурное и напряженно-деформированное состояние деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), в частности гильзы цилиндра, поршня и компрессионных поршневых колец.

Появление натяга в сопряжении верхний посадочный пояс гильзы цилиндра—блок цилиндров при работающем двигателе приводит к значительному увеличению деформаций гильзы цилиндра в дополнение к ее монтажным деформациям. Это может привести к нарушению рабочих функций поршневых колец и замыканию их тепловых стыковых зазоров с последующей деформацией поршневого кольца, отрыву их рабочих поверхностей от поверхности гильзы цилиндров, а также от поверхностей кольцевых канавок поршней. В результате этих отклонений возникают задиры деталей ЦПГ, разрушения буртов гильзы цилиндров, чрезмерный прорыв газов из камеры сгорания в картер двигателя с выбросом масла через систему вентиляции картерных газов в атмосферу, а также оплавление поршней.

Таким образом, организация надежного теплоотвода от деталей ЦПГ (гильзы цилиндра, поршня и поршневых колец) в систему охлаждения двигателя — неотъемлемое условие его на-

дежной работы, а исследования, направленные на оптимизацию термонапряженного состояния деталей цилиндропоршневой группы, являются актуальными.

Основную цель представленной работы можно сформулировать как повышение эксплуатационной надежности двигателей КамАЗ 740.354-450 за счет исключения дефекта «выброс масла» из системы смазки двигателя через вентиляционную трубу картера двигателя в атмосферу. Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи.

1. Проведен анализ условий работы сопряжения верхний посадочный пояс гильзы цилиндра—блок цилиндров для выявления причин возникновения и качественной оценки натяга и деформации в сопряжении при работе двигателя.

2. Предложены конструктивные изменения для оптимизации термонапряженного состояния в сопряжении верхний посадочный пояс гильзы цилиндров—блок цилиндров.

3. Разработаны мероприятия по обеспечению надежной работы компрессионных колец за счет интенсификации теплоотвода от поршней и верхних компрессионных колец через гильзы цилиндров в систему охлаждения двигателя.

На первом этапе работы были проведены стендовые испытания для определения причин дефекта «выброс масла» через систему вентиляции картера в лаборатории испытания двигателей. В результате проведения стендовых испытаний двигателя КамАЗ 740.354-450, заводской №Е2752216, 2015 г. выпуска, на режимах, близких к номинальным, было установлено, что основной причиной прорыва газов из камеры сгорания в картер является неоптимальное состояние параметров сопряжения поршень—поршневое кольцо—гильза цилиндра. Рассмотрим подробнее причины возникновения данного дефекта. Схема сопряжения верхний посадочный пояс гильзы цилиндра—блок цилиндров двигателя КамАЗ 740.354-450 приведена на рис. 1.

С использованием расчетной схемы, приведенной на рис. 1 были выполнены расчеты

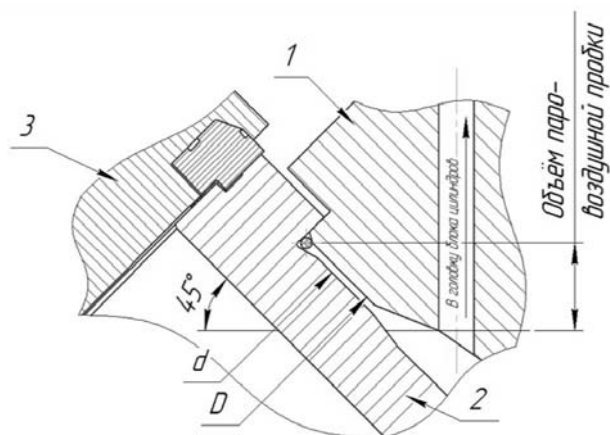


Рис. 1. Расчетная схема установки гильза цилиндра—блок цилиндров двигателя КАМАЗ 740.354-450

1 — блок цилиндров (звено); 2 — гильза цилиндра (звено); 3 — головка блока цилиндров

наибольшего и наименьшего зазоров в сопряжении гильза цилиндров—блок цилиндров, которые показали, что при работе двигателя на номинальном режиме в этом сопряжении вместо гарантированного зазора, имеет место тяжелый натяг [3, 4].

Так, например при размерах по КД гильзы цилиндра и блока цилиндров наименьший и наибольший зазоры в «холодном» состоянии двигателей составляют $S_{\text{наим}} = 0,05$ мм и $S_{\text{наиб}} = 0,13$ мм, а в «горячем» состоянии при работе на номинальном режиме вместо зазора имеют место натяги, которые составляют $N_{\text{наим}} = 0,056$ мм и $N_{\text{наиб}} = 0,137$ мм.

Если взять среднее значение относительного натяга по отношению в данном случае к номинальному диаметру верхнего посадочного пояса сопряжения гильза цилиндра—блок цилиндров, то он составляет $0,137/137,5 = 0,001$ мм. Такие посадки называют прессовыми тяжелыми. Примером таких соединений могут служить, например, посадки вагонных колес на ось, посадка несъемных муфт на валу ротора больших синхронных машин, посадка пальца в шейку коленчатого вала, посадка втулки в головку шатуна тракторного двигателя и др. В данном случае в сопряжении гильза цилиндра—блок цилиндров натяг создается вследствие неблагоприятного сочетания допусков диаметров верхних посадочных поясов блока цилиндров и гильзы цилиндра, так как при их назначении не были корректно учтены их температурные расширения. При

отсутствии зазора исключается попадание охлаждающей жидкости в зоны центрирующего пояса гильзы цилиндра и выше, вследствие чего эти зоны имеют высокое термонапряженное состояние, при котором затруднен теплоотвод от поршневых колец в гильзы цилиндров. Появление натяга в сопряжении верхний посадочный пояс гильзы цилиндра—блок цилиндров вызывает значительное увеличение деформаций гильзы цилиндра в дополнение к ее монтажным деформациям, что может стать причиной чрезмерных прорывов газов из камеры сгорания двигателя между гильзой цилиндра и поршневыми кольцами в картер двигателя, и как следствие, выброс масла через систему вентиляции картерных газов в атмосферу.

Для снижения температуры рабочей поверхности гильзы цилиндра было предложено организовать ее принудительное охлаждение за счет подачи охлаждающей жидкости в зону верхнего посадочного пояса, при этом центрирующие пояса шириной 0,6–0,8 мм и диаметром $d = 137,5$ мм были сохранены. Внешний вид и эскиз доработки гильзы цилиндра приведены на рис. 2.

На блоке цилиндров были выполнены дренажно-циркуляционные отверстия на верхних посадочных поясах для исключения возникновения паровоздушных пробок, образующихся в зоне посадочного бурта гильзы цилиндров (рис. 3).

Вместе с тем, при лабораторно-стендовых испытаниях двигателя КамАЗ 740.354-450 с предложенными конструктивными изменениями было установлено, что дефект «выброс масла» через систему вентиляции картера сохранился. Это потребовало более глубокого изучения проблемы, в частности исследования условий работы компрессионных колец, выполняющих как функцию уплотнения, так и функцию теплоотвода от поршней в систему охлаждения через гильзы цилиндров [5].

Усилие давления прижима, создаваемое за счет давления газов при сгорании, действующее на

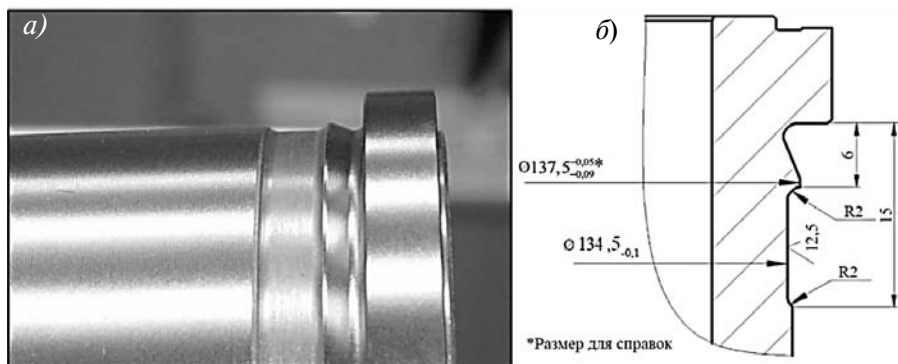


Рис. 2. Внешний вид гильзы цилиндра с доработкой зоны верхнего посадочного пояса (а) и эскиз доработки гильзы цилиндра (б)

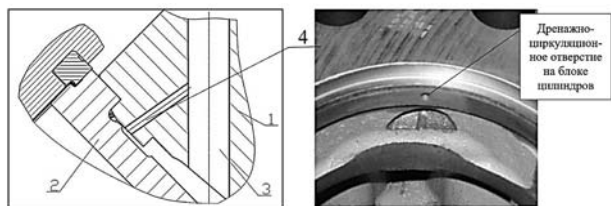


Рис. 3. Дренажно-циркуляционные отверстия на блоке цилиндров:

1 — блок цилиндров; 2 — гильза цилиндра; 3 — отверстие подачи охлаждающей жидкости в головку цилиндров; 4 — дренажно-циркуляционное отверстие

компрессионные поршневые кольца во время работы двигателя, более значительно, чем их монтажное начальное напряжение. Например, на высокофорсированных дизельных двигателях до 90 % общего усилия прижима компрессионных поршневых колец к стенкам гильз цилиндров создается на такте расширения за счет давления газов в цилиндре.

Увеличение усилия прижима оказывает влияние преимущественно на первое компрессионное кольцо, но продолжает действовать в меньшей степени и на второе компрессионное кольцо. Это имеет место, в случае когда рабочие поверхности компрессионных колец, прилегающих к гильзе цилиндра, являются цилиндрическими.

Поэтому высокофорсированные двигатели, в том числе и двигатель КамАЗ 740.354-450 производства ПАО КамАЗ, укомплектованы верхними компрессионными кольцами, у которых рабочие поверхности имеют профили асимметрично выпуклой формы. Схема установки таких компрессионных колец в цилиндре двигателя приведена на рис. 4.

Как видно из рис. 4, на собранном двигателе серийные верхние компрессионные кольца с поверхностью гильзы цилиндра имеют линейный контакт по окружности (линия *a*). Поэтому у верхнего компрессионного кольца на такте расширения давление газов создается в щели между рабочей поверхностью компрессионного кольца и поверхностью гильзы цилиндра выше и ниже линии *a*. В щель ниже точки касания *a* давление газа проходит через тепловой зазор (замок) верхнего компрессионного кольца. При этом силы F_2 и F_3 , возникающие от давления газов $P_2(p_r) + P_3(p_r)$, действуют против сил F_1 от давления газов $P_4(p_r)$, которые

образуются за компрессионным кольцом и против сил F_4 от собственной упругости компрессионного кольца.

Силы F_1 от давления $P_4(p_r)$, действующие на высоте h на обратную сторону верхнего поршневого кольца из-за точечного контакта кольца и гильзы цилиндра оказываются меньшими на величину сил F_3 , действующих на высоте Δh , чем силы $(F_2 + F_3)$ от давления газов $P_2(p_r) + P_3(p_r)$, действующих на высоте H со стороны рабочей поверхности верхнего компрессионного кольца. Если $F_1 = F_2$, то воздействие этих сил взаимно исключаются.

Это обстоятельство может означать, что усилие прижима верхнего компрессионного кольца к поверхности гильзы цилиндра на рабочем такте на номинальном режиме работы двигателя отсутствует. При этом газы в процессе рабочего такта прорываются между поверхностями верхних компрессионных колец и рабочими поверхностями гильз цилиндров в картер двигателя и вызывают неуправляемый выброс масла через систему вентиляции картера двигателя. Таким образом было установлено, что геометрические характеристики серийных верхних компрессионных колец при работе двигателя КамАЗ 740.354-450 с нагрузкой близкой к номинальной становятся причиной усиленного прорыва газов из камеры сгорания в картер двигателя.

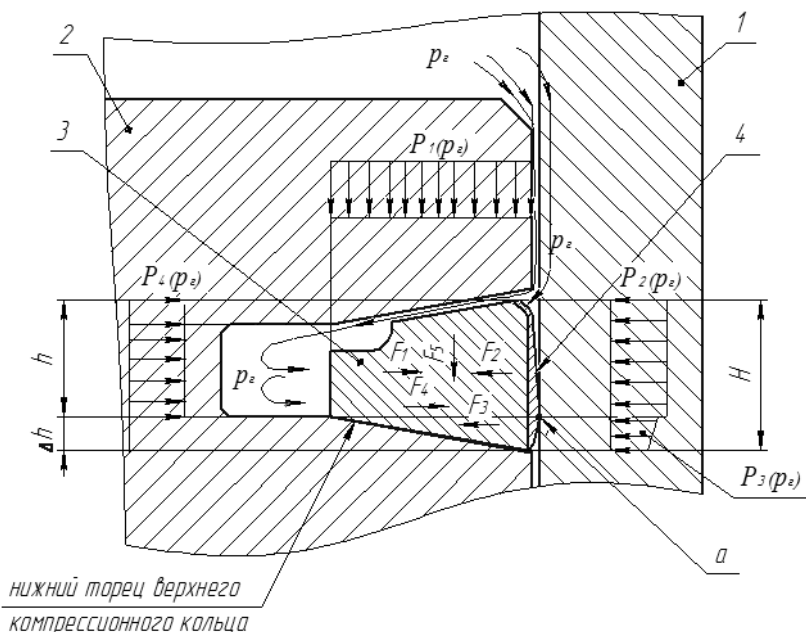


Рис. 4. Принципиальная схема действия нагрузок от давления сгорания на поверхности верхнего компрессионного кольца с выпуклой беговой поверхностью при рабочем такте двигателя КамАЗ 740.354-450:

1 — гильза цилиндра; 2 — поршень; 3 — верхнее компрессионное кольцо; 4 — покрытие (хром); *a* — линия касания (по окружности) поверхностей компрессионного кольца и гильзы цилиндров

Проведен анализ работы компрессионных поршневых колец с цилиндрической рабочей поверхностью. Эскиз установки и схема действия нагрузок на верхнее компрессионное поршневое кольцо с цилиндрической рабочей поверхностью на рабочем такте двигателя приведен на рис. 5.

В отличие от серийного компрессионного кольца с асимметрично выпуклой формой рабочей поверхности, компрессионное кольцо с цилиндрической рабочей поверхностью контактирует всей рабочей поверхностью с поверхностью гильзы цилиндра. В этом варианте сила F_2 на высоте H отсутствует. Усилие F_1 от удельных давлений газов $P_4(p_r)$, действующих на обратную сторону компрессионного кольца, а также силы F_4 от собственной упругости верхнего компрессионного кольца, стремящиеся прижимать его рабочую поверхность к поверхности гильзы цилиндра, оказываются намного больше, чем силы от удельного давления газов $P_2(p_r) + P_3(p_r)$, оказывающих давление на рабочую поверхность компрессионного кольца на участках с высотами h_1 и h_2 , т. е. $F_1 + F_4 > F_3 + F_3'$. Осевое усилие F_3 прижима, которое оказывает действие на верхнее компрессионное поршневое кольцо в нижней боковой поверхности канавки, создается лишь давлением сгорания. Начальное напряжение колец вовсе не действует в осевом направлении.

На основании вышеизложенного было выдвинуто предположение, что доработка рабочих поверхностей верхних компрессионных поршневых колец из асимметрично выпуклой формы в цилиндрические позволит исключить обильный выброс масла через систему вентиляции картера.

С целью проверки этой гипотезы на рабочих поверхностях колец были выполнены цилиндрические пояса высотой $\approx 2,5$ мм, сохраняя при этом их хромовые покрытия. Цилиндрические пояса на рабочих поверхностях выполнены шлифованием с последующим полированием в условиях инструментального производства ремонтно-инструментального завода ПАО КамАЗ на специально изготовленном приспособлении. Эскизы верхнего компрессионного поршневого кольца до и после доработки приведены на рис. 6 [6].

В связи с тем, что в процессе предъявительских стендовых испытаниях двигателей КамАЗ 740.354-450 имели место случаи замыкания тепловых зазоров верхних компрессионных поршневых колец, было принято решение увеличить тепловой зазор для верхних компрессионных колец (с покрытием хромом или молибденом) 10 % [7]. По конструкторской документации указанный тепловой зазор составляет 0,6 мм,

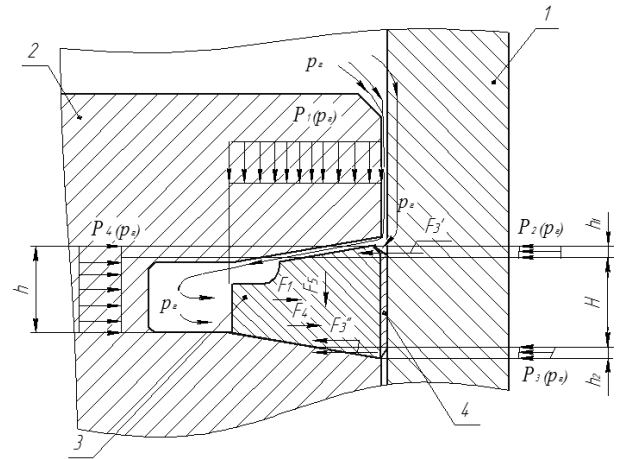


Рис. 5. Принципиальная схема действия нагрузок на поверхности верхнего компрессионного кольца с цилиндрической беговой поверхностью при рабочем такте двигателя КамАЗ 740.354-450:

1 — гильза цилиндра; 2 — поршень; 3 — верхнее компрессионное поршневое кольцо; 4 — покрытие (хром)

поэтому предлагаемый размер теплового зазора составит $S = 0,6 + 0,6 \cdot 0,1 = 0,66$ мм.

Как уже упоминалось, наряду с функцией уплотнения, регулирование температуры является другой важной функцией поршневых колец. Основная часть теплового потока, воспринятого поршнем во время сгорания, отводится от поршневых колец в цилиндр. Компрессионные поршневые кольца играют существенную роль в процессе теплопередачи, если имеется хороший постоянный контакт со стенкой цилиндра. При выполнении беговых поверхностей верхних компрессионных колец цилиндрическими вместо выпуклых, теплоотвод от компрессионных колец к гильзам цилиндров увеличивается пропорционально площади контакта.

Несмотря на это, в технической литературе и периодических изданиях приводятся схемы установок поршень-гильза, на которых верхние компрессионные поршневые кольца изображаются с выпуклыми, а нижние компрессионные кольца — с коническими рабочими поверхностями (рис. 7) [7].

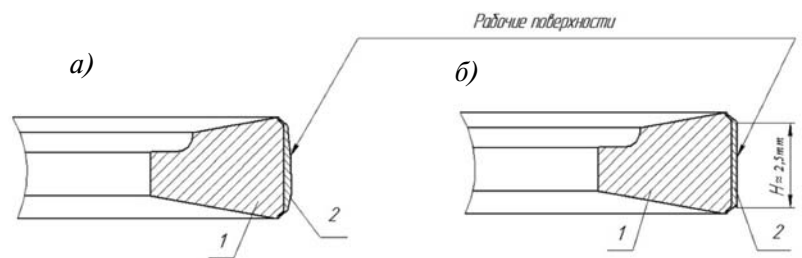


Рис 6. Верхнее компрессионное кольцо:

а — серийное с асимметрично выпуклой формой рабочей поверхности; б — после доработки, с цилиндрической рабочей поверхностью; 1 — компрессионное кольцо; 2 — покрытие (хром)

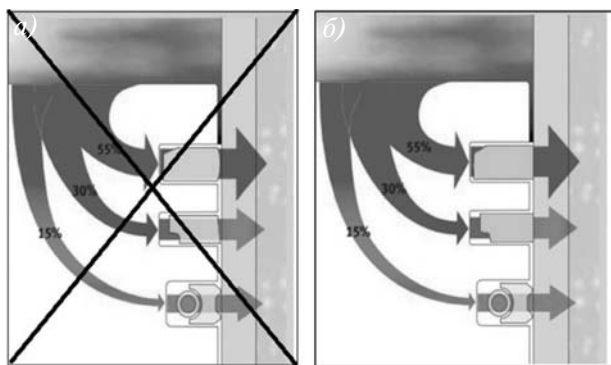


Рис. 7. Схема теплопередачи от поршня к гильзе цилиндра цилиндропоршневой группы:

a — ухудшенная теплопередача через поршневые кольца;
b — нормальная теплопередача через поршневые кольца

При этом контакты рабочих поверхностей с гильзами цилиндров происходят по точке (линии), а теоретически количество тепла, переданного от поршней и компрессионных колец, стремится к нулю. В таком случае из-за отсутствия теплопередачи при высоких нагрузках на двигатель возможно расплавление поршня, а также деформация компрессионных колец вследствие замыкания их тепловых зазоров

Таким образом, выполненный анализ показал, что для обеспечения хорошего постоянного контакта поршневых колец со стенкой гильзы цилиндра их рабочие поверхности должны быть цилиндрическими.

На следующем этапе исследований была произведена сборка двигателя с установкой доработанных верхних компрессионных колец с цилиндрическими рабочими поверхностями для проведения стендовых сравнительных испытаний.

Стендовые испытания двигателя проводились на режимах номинальных мощностей с повышением температуры моторного масла до значений 95 °С; 100 °С; 110 °С; 115 °С и 118 °С и выдержкой по 10 мин в каждой температуре моторного масла. Дальнейшее повышение температур масла становилось невозможным из-за закипания воды в системе охлаждения. При каждой температуре масла были измерены расходы картерных газов, давление картерных газов и возможные утечки масла через систему вентиляции картера. Расход масла определялся визуально по прозрачной мерной посуде. Результаты стендовых испытаний двигателя приведены в таблице.

Цикл испытания исследуемого двигателя повторялся шесть раз. В каждом цикле испытаний двигателя случаев появления масла, в том числе и масляных запотеваний в мерной посуде не появлялось.

Таким образом, предложенные доработки деталей цилиндропоршневой группы, а именно

Результаты стендовых испытаний двигателя с доработанными поршневыми кольцами и гильзами цилиндров

| № | Температура масла в системе смазки двигателя t_m , °С | Продолжительность испытаний двигателя t , мин | Частота вращения коленвала двигателя n , об/мин | Мощность двигателя при номинальном режиме работы N , л. с. (кВт) | Температура воды в системе охлаждения двигателя $t_{\text{вода}}$, °С | Расход картерных газов двигателя G к.г., л/мин | Давление картерных газов $P_{\text{к.г.}}$, мм Н ₂ O | Расход масла через систему вентиляции картера $G_{\text{масла}}$, г/ч |
|---|---|---|---|--|--|--|--|--|
| 1 | 95 | 10 | 2200 | 450,1 (331) | 96 | 176 | 30 | Отсутствует |
| 2 | 100 | 10 | 2200 | 451,5 (332) | 95 | 169 | 25 | Отсутствует |
| 3 | 110 | 10 | 2200 | 448,8 (330) | 95 | 173 | 15 | Отсутствует |
| 4 | 115 | 10 | 2200 | 446 (328) | 96 | 175 | 15 | Отсутствует |
| 5 | 118 | 10 | 2200 | 446 (328) | 96 | 195 | 15 | Отсутствует |

изменение рабочих поверхностей поршневых колец с асимметрично выпуклых на цилиндрические и увеличение тепловых зазоров верхних компрессионных колец на 10 %, позволили исключить дефект «выброс масла» из системы смазки двигателя через вентиляционную трубу картера в атмосферу и могут использоваться на других двигателях с подобным дефектом. Предложенная система улучшения теплоотвода от поршней и верхних компрессионных поршневых колец путем организации принудительного охлаждения за счет доработки зоны верхнего посадочного пояса гильз цилиндров дает положительный эффект с точки зрения теплонапряженности высокофорсированных двигателей КамАЗ 740.354-450 на режимах высоких нагрузок.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что поставленная цель настоящего исследования — устранение дефекта «выброс масла» из системы смазки двигателя через вентиляционную трубу картера — достигнута.

Литература

1. *Ниематуллин И.Н.* Рабочие процессы в турбопоршневых двигателях. — М : Машгиз, 1962. — 315 с.
2. *Справочник машиностроителя.* — М. : Машиностроение, 1964. — Т. 3. — 540 с.
3. *Зенкин А.С., Петко И.В.* Допуски и посадки в машиностроении. Справочник. — К. : Техника, 1990. — 320 с.
4. *Решетов Д.Н.* Детали машин. — М : Машиностроение, 1989. — 496 с.
5. *Ваншейдт В.А., Иванченко Н.Н., Коллерова Л.К.* Дизели. Справочник. — Л. : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1977. — 479 с.
6. *Орлов П.И.* Основы конструирования: Справочно-методическое пособие: в 2-х книгах / Под ред. Усачева П.Н. Кн. 2. — 3-е изд., исправл. — М. : Машиностроение, 1988. — 544 с.
7. Национальный стандарт Российской Федерации ГОСТ Р 53843–2010 «Кольца поршневые». Москва. «Стандартинформ», 2011 г. — 18 с.