

621.43.053

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ГОЛОВОК ПОРШНЕЙ ДВС

Проф. Н.А. КУЗЬМИН

Представлена методика профилирования головок поршней двигателей внутреннего сгорания, позволяющая обеспечивать минимальные зазоры в сопряжении поршень–цилиндр.

The technique of profiling pistons heads of the internal combustion engines is submitted, allowing to provide the minimal backlashes in interface piston–cylinder.

Результаты экспериментальных исследований по термометрированию поршней двигателей ЗМЗ показали, что наибольшие значения температур по боковой поверхности поршней во всем спектре режимов работы двигателей наблюдаются в крайних точках периметра доньшка поршня вблизи выпускных клапанов головок цилиндров. Это приводит к существенным температурным деформациям головок поршней в сечениях, соответствующих этим точкам. При этом верхние зоны имеют большие деформации, чем нижние. В результате в районе межкольцевых перемычек у поршней на рабочих режимах образуется неоправданно большой зазор с поверхностью зеркала цилиндра. Здесь скапливается моторное масло, которое, не успевая пройти через маслоъемное кольцо, попадает в камеру сгорания (КС), что приводит к увеличению расхода масла «на угар». Если уменьшить этот «карман», уменьшится количество масла в указанном объеме, а значит и его расход. Кроме того, при этом увеличится компрессия двигателя и долговечность поддержания ее на удовлетворительном уровне.

Увеличение зазоров между поршнями и цилиндрами для предотвращения задиров и заклинивания поршней без специальных расчетно-экспериментальных исследований не может привести к получению оптимальных результатов. Как правило, зазоры на практике устанавливаются «с запасом», что приводит к неоправданно большим расходам моторных масел, уменьшению компрессии и мощности двигателей. Достаточно сказать, что нормативный расход масел для рядных двигателей ЗМЗ почти в три раза превышает подобный показатель для двигателей ВАЗ. В этой связи резерв для уменьшения расходов масел двигателями ЗМЗ есть, и связан он в наибольшей степени с правильным профилированием боковых поверхностей поршней.

В связи с этим разработана расчетно-экспериментальная методика профилирования головок поршней ДВС с использованием конечно-элементных моделей (КЭМ) их термомодеформированного состояния. Задача термоупругости при этом решается на одной и той же КЭМ поршней, совместно с задачей теплопроводности при одинаковых ГУ 3-го рода, что является одним из больших преимуществ метода конечных элементов (МКЭ) перед другими численными методами.

Суть методики состоит в обеспечении такой формы профиля головок поршней в «холодном» состоянии, которая на режимах максимального теплового нагружения будет строго параллельна поверхности зеркала цилиндра. Именно для теплонагруженного состояния поршня можно установить необходимый минимальный зазор между головкой поршня и зеркалом цилиндра, который гарантированно не приведет к задире поршней. В «холодном» состоянии головка поршня при этом принимает форму некоторого усеченного конуса.

Методика апробирована для поршней двигателей ЗМЗ-402.10, ЗМЗ-5234.10 и ЗМЗ-4052.10. Ниже представлен процесс профилирования головок поршней нового се-

менно с термоэлектрическим экспериментом проводилось индицирование двигателя. Начальные значения ГУ 3-го рода определялись традиционным способом [2], а корректировка величин коэффициентов теплоотдачи для участков теплообмена α_i поршня осуществлялась с использованием итерационной методики путем решения задач теплопроводности с изменяющимися значениями α_i .

В математической формулировке задача определения коэффициентов теплоотдачи α_i для N участков теплообмена поршня сводится к отысканию вектора-столбца варьируемых параметров

$$\alpha = (\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_i, \dots, \alpha_N)^T, \quad i = 1..N, \quad (1)$$

являющегося решением системы нелинейных уравнений,

$$t_i(\alpha) = t_{ii}, \quad i = 1..N. \quad (2)$$

которая в безразмерной форме имеет вид:

$$F_i(\alpha_i^p) = K_i^T(\alpha_i^p) - 1, \quad i = 1..N. \quad (3)$$

где введен коэффициент, характеризующий отклонение расчетной температуры $t_i(\alpha)$ от экспериментальной t_{ii} в контрольной точке i участка:

$$K_i^T(\alpha_i^p) = \frac{t_i(\alpha_i^p)}{t_{ii}}, \quad i = 1..N, \quad (4)$$

здесь T — знак транспонирования матриц, p — номер шага итерационного процесса.

Итерационный процесс осуществлялся по выражению [1]:

$$\alpha_i^{(p+1)} = \alpha_i^{(p)} \left[1 \pm \frac{F_i(\alpha_i^{(p)})}{r} \right], \quad i = 1..N, \quad (5)$$

до условия останова (задаваемой точности решения ε):

$$\left| F_i(\alpha_i^{(p)}) \right| \leq \varepsilon. \quad (6)$$

На рис. 3 представлено поле температур головки поршня двигателя ЗМЗ-4052.10 на режиме номинальной мощности. Одновременно с задачей теплопроводности решалась задача термоупругости, т.е. были определены температурные деформации узлов сетки КЭ поршня без действия силы давления газов и их суммарная деформация с учетом максимальной газовой силы P_Z . Значения газовой силы взяты из индикаторной диаграммы двигателя, снятой одновременно с термоэлектрическим экспериментом ($P_Z = 60$ бар). Следует отметить, что учет газовой силы лишь на 8 мкм увеличил максимальную температурную деформацию головки поршня, которая наблюдается в точке периметра его доннышка. Очевидно, для анализа деформаций поршня данного двигателя газовую силу можно не принимать в расчет. Это, однако, не означает, что при профилировании головок поршней других ДВС действие P_Z не должно учитываться. На рис. 4 штриховой линией условно показан увеличенный размер головки поршня для режима номинальной мощности двигателя.

По полученным деформациям в радиальном направлении строилась новая модель с измененными геометрическими размерами относительно базовой КЭМ термоупругого состояния базового поршня в «горячем» состоянии. При этом обеспечивалась параллельность боковой поверхности головки поршня и зеркала цилиндра (рис. 5).

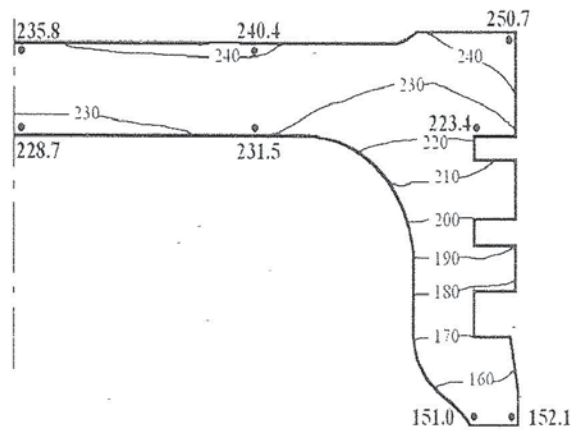


Рис.3. Поле температур базовой конструкции головки поршня

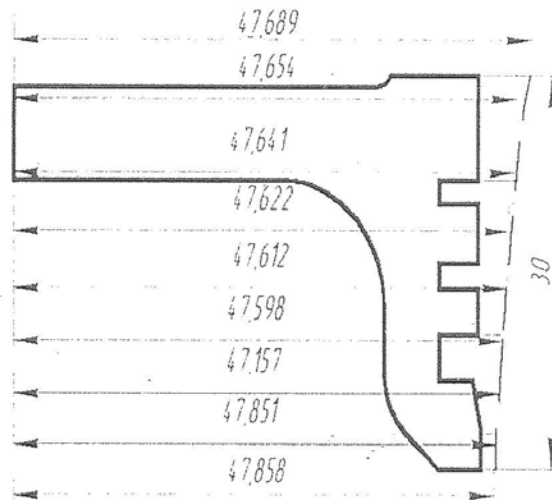


Рис.4. Размеры КЭМ деформированного состояния головки поршня

Следующий этап профилирования головки поршня включает в себя решение повторной задачи теплопроводности для измененной ее конструкции. В результате получается несколько другое поле температур головки. Однако у данного двигателя изменения геометрических размеров поршня незначительны, как и несущественны расхождения температур новой и базовой КЭМ поршня.

Для следующего шага процесса профилирования за основу было взято температурное состояние базовой КЭМ поршня двигателя (рис. 3).

В дальнейшем, к узлам сетки КЭ прикладывалась температура:

$$t_i^{\text{хол}} = 2t_i^{\text{хол}} - t_i^{\text{нагр}}, \quad (7)$$

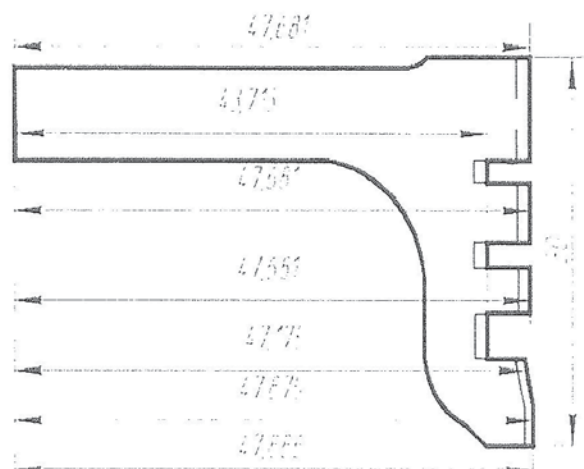


Рис. 5. Головка поршня двигателя с обеспечением параллельности боковой поверхности относительно зеркала цилиндра

где $t_i^{\text{хол}}$ — «комнатная» температура поршня в i -м узле (21,85 °С); $t_i^{\text{нагр}}$ — температура поршня в i -м узле в нагретом состоянии.

Следует отметить, что коэффициент «2» в выражении (7) необходим для того, чтобы после процесса профилирования обеспечить ту же самую температуру поршня в «холодном» состоянии (21,85 °С). По данной формуле получаются отрицательные температуры, которые и прикладываются к увеличенному по размерам поршню. В результате приложения этой температуры и решения задачи термоупругости получают обратные деформации видоизмененного поршня и новые размеры, которые будут у спрофилированной головки поршня в «холодном» состоянии (рис. 6).

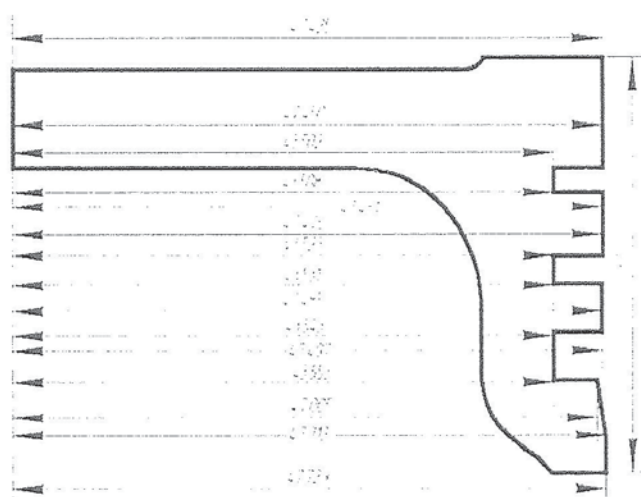


Рис. 6. Геометрические размеры спрофилированной головки поршня двигателя ЗМЗ-4052.10 в «холодном» состоянии

Результаты исследований внедрены в ОАО «Заволжский моторный завод», где в настоящее время начаты стендовые и дорожные испытания двигателей с модифицированными поршнями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Повеликин В. П., Кузьмин Н. А. Численные исследования влияния величин коэффициентов теплообмена на тепловое состояние поршня ДВС // Известия вузов. Машиностроение. — 1987. — №6. С. 72—77.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин, М.Г. Круглов, Н.А. Иващенко и др. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985. — 384 с.

621.867.522.2

**СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОГО
ТРАНСПОРТИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ***Канд. техн наук, доц. О.Г. ЛОКТИОНОВА*

Предлагается модель вибрационного транспортирующего устройства, позволяющая исследовать поведение сыпучих материалов при их переработке.

Model of the vibrating conveyor allowing examining behavior of bulk solids at their processing is offered.

В различных отраслях народного хозяйства широко применяются вибрационные технологические машины для переработки сыпучих сред. Накопленный опыт эксплуатации такой техники показал ее высокую эффективность, что позволяет прогнозировать ее дальнейшее совершенствование и развитие. При этом одной из наиболее распространенных технологических операций является транспортирование сыпучих материалов, которое может, в свою очередь, сочетаться с другими процессами, например, классификацией, сушкой, гранулированием.

Расчет и оптимальный синтез такого оборудования затруднен из-за отсутствия комплексных математических моделей, адекватно описывающих, с одной стороны, динамику вибромашины, а с другой — поведение перерабатываемой среды. Рассмотрим обобщенную расчетную схему транспортирующего устройства с электромагнитным приводом (рис. 1).

Математическая модель такой машины должна включать в себя как уравнения движения сыпучей среды так и уравнения, описывающие работу вибропривода [1, 2].

Будем рассматривать грубодисперсные сыпучие среды, представляющие собой совокупность отдельных твердых частиц, движение которых определяется сцеплением, трением и столкновением между ними. Для получения дифференциальных уравнений течения материала в условиях вибрационного воздействия используется модель, основанная на предположении гипотезы сплошности и уравнениях механики сплошной среды, которые включают в себя законы сохранения массы и импульса [2, 3].

В качестве вибрационного привода представляется наиболее рациональным использовать электромагнитный возбудитель с кусочно-линейными упругими элементами, регулирование которого может осуществляться, например, за счет изменения напряжения, подаваемого на катушки электромагнита. Применение такого привода позволяет реализовать виброударные режимы, которые чаще всего бывают необходимы для получения заданных режимов переработки сыпучих материалов. Математическая модель такого при-