

Реализация рабочего цикла с расслоением заряда по схеме №1 (Рис.4. б)) позволяет понизить уровень температур и температурную неравномерность поршня.

#### Выводы

- 1). При уточненных расчетах ТНДС поршня необходимо учитывать расслоение заряда при сгорании.
- 2). При проектировании ДВС с использованием расслоения заряда, можно добиться не только снижения теплонапряженности деталей ЦПГ, а и улучшения топливной экономичности.

#### Список литературы:

1. Егоров Я.А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа: Учебное пособие.-К.: УМК ВО,

1991. –56с. 2. Егоров Я.А., Коваленко К.А. – «Расчет рабочего цикла ДВС с искровым зажиганием с учетом расслоения заряда при сгорании» // Вестник двигателестроения. – 2002 №1, с.28-31. 3. Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-технической конференции, 23-25 апреля 2003г., г.Челябинск – Челябинск: Изд-во ЮурГУ, 2003. – 263 с. // Егоров Я.А., Коваленко К.А. – «Температурная неравномерность рабочего заряда в цилиндре двигателя с искровым зажиганием», с.87-92. 4. Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. трудов - Харьков: Нац. аэрокосмический ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2001 –Вып.26. Двигатели и энергоустановки.-303с. // Я.А.Егоров, К.А.Коваленко – «Исследование температурного поля деталей ЦПГ высокооборотного двухтактного ДВС», с.96-99.

УДК 621.43

**А.В. Белогуб, канд. техн. наук, А.С. Стрибуль, инж., С.А. Нестеров, гл. конструктор**

### ПОРШЕНЬ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ MeM3-317 (Vh=1.4л)

#### Введение.

Форсирование двигателя MeM3-245 (1.1л) по рабочему объему сначала до 1.2 л (MeM3-2457) потом до 1.3 л (MeM3-307), а затем и до 1.4 л (MeM3-317) с использованием коленчатого вала одной длины и максимальной унификации остальных деталей вызвало необходимость принимать неординарные технические решения под прессом острого дефицита времени. Одним из них было решение о смещении оси цилиндра относительно плоскости симметрии шатунной шейки на 1,25 мм, что не могло не сказаться на работе кривошипно-шатунного механизма

из-за появления дополнительного и достаточно значительного момента, изгибающего шатун.

#### 1. Формулирование проблемы

Для максимального сокращения срока до начала моторных испытаний было принято решение изготовить из заготовки Ø78 (307.1004015H) поршни 317.1004015 – Ø77.5, у которого внешняя поверхность соответствует профилю 307.1004015H (для обеспечения возможности изготовления на существующей производственной линии), [1]. Такие поршни были изготовлены ОАО «АВТРАМАТ» и переданы ХРП «АвтоЗА3-МОТОР», где прошли серию испытаний, не связанных с ресурсом двигателя. Нача-

тые ресурсные испытания [2] были остановлены на 102 часу из-за разрушения поршней 2 и 3 цилиндров. Анализ внешних признаков показал, что разрушение произошло из-за касания головки поршня цилиндра в местах перемычки между 1-2 и 3-4 цилиндрами (по плоскости осей палец – цилиндр). Следы касаний наблюдались и на остальных поршнях. Кроме того, анализ следов износа на юбке показал несоответствие внешнего профиля локальной жесткости и реальным тепловым и силовым нагрузкам, что предполагалось изначально, так как толщина стенок испытываемых поршней была существенно больше расчетной для поршня 307.1004015Н. Кроме того, поршень из заготовки 307.1004015Н изначально имел неоправданно высокую массу. Перед нами была поставлена задача разработки конструкции, способной выдержать назначенный ресурс.

## 2. Решение проблемы

Анализ следов касания поршнем цилиндра показал, что наиболее вероятной причиной может быть перекос поршня относительно цилиндра относительно оси, перпендикулярной оси пальца за счет момента от действия газовых сил относительно указанной оси вследствие смещения плоскости симметрии шатуна относительно оси цилиндра. При этом величины зазоров в коренной и шатунной шейке шатуна по предварительным расчетам оказались незначительными по сравнению с величиной перекоса.

Для анализа данного явления была построена трехмерная расчетная модель сборки гильза-поршень-палец-шатун. В модели учтены:

- профиль боковой поверхности поршня;
- зазоры в парах поршень-гильза, поршень-палец и палец-шатун;
- условия контактного взаимодействия в парах поршень-гильза, поршень-палец и палец-шатун;
- возможность перемещения поршня вдоль оси пальца;

- температурные деформации деталей;
- действующие нагрузки;

Так как в качестве технического решения проблемы касания головки поршня цилиндра было принято увеличение зазора между головкой и цилиндром за счет задания дополнительной эллипсности головки поршня, то при задании условий контактного взаимодействия в паре поршень-гильза контакт существовал только для юбки поршня, головка же могла свободно «проникать» в тело гильзы. Величина этого проникновения и является величиной необходимого дополнительного занижения профиля. (Следует отметить, что работа проводилась на 3-D модели поршня 317.1004015, прочностная оптимизация которого к этому времени уже была закончена и завершалась стадия подготовки производства [1,2])

На рис. 1. показаны перемещения в плоскости ось пальца – ось цилиндра под действием газовых сил с учетом смещения шатуна вдоль оси пальца.

Как видно из рисунка, перемещение верхней головки шатуна значительно больше максимального перемещения поршня. Это объясняется тем, что верхняя головка шатуна имеет возможность перемещаться вдоль оси пальца, а, следовательно, относительные перемещения поршня в цилиндре обусловлены не собственно перемещением верхней головки шатуна, а ее углом поворота, что значительно упрощает мероприятия по корректировке конструкции поршня. В нашем случае в профиль внешней поверхности поршня была введена дополнительная эллипсность, которая на головке составляет 0,3 мм на сторону и уменьшается к юбке.

Параллельно с описанной работой на базе заготовки 307.1004015Н были изготовлены поршни с уменьшенной на 0,3 мм (на радиус) головкой пропорционально исходному профилю. Эти поршни успешно прошли 300-часовые испытания. После сборки и дефектовки выяснилось, что на поршнях имеются следы касаний головки поршня зеркала ци-

линдра, что косвенно подтверждает наличие значительной температуры головки поршня, а следовательно необходимость минимизации зазора между головкой и цилиндром для улучшения теплоотвода. Следовательно для этого поршня неприемлема традиционная форма головки – круглая либо с незначительным овалом, необходимо выполнить поршень со значительной овальностью головки.

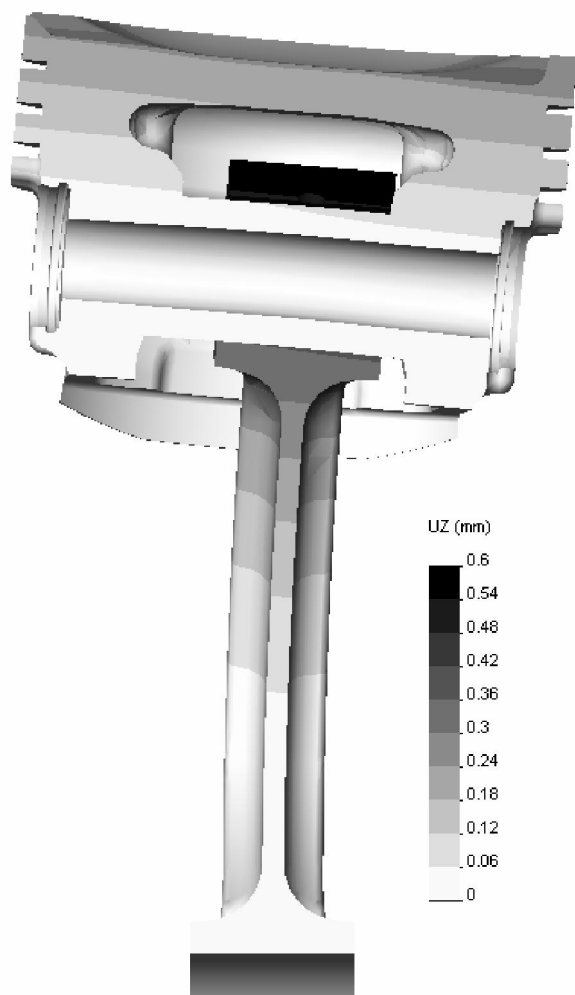


Рис. 1. Деформации сборки гильза-поршень-палец-шатун при нагружении газовыми силами на режиме максимального момента

На рисунках 2 и 3 показаны для сравнения две развертки боковой поверхности поршней 307-1004015Н и 317-1004015. Ближе к нам находится юбка поршня, дальше – головка. Вертикальная ось показывает уменьшение радиуса поршня по сравне-

нию с номинальным. Ось слева направо – развертка поршня.

Профиль боковой поверхности поршня 307-1004015Н схож с большинством профилей поршней подобного класса, тогда как профиль поршня 317-1004015Н существенно отличается. Наблюдается явно выраженная эллипсность головки, которая даже больше эллипсности юбки.

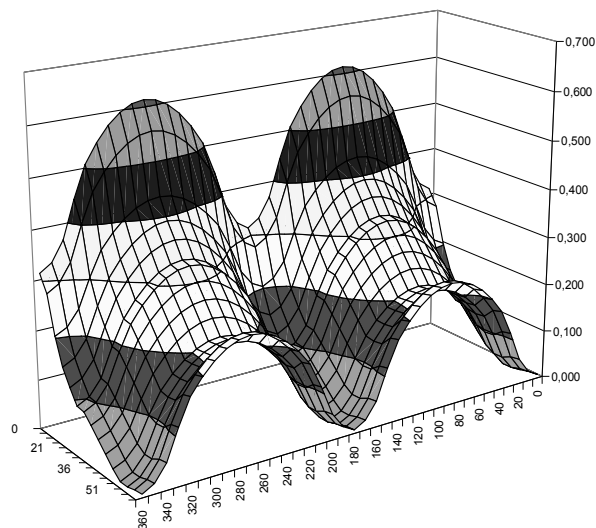


Рис. 2 Профиль поршня 317.1004015

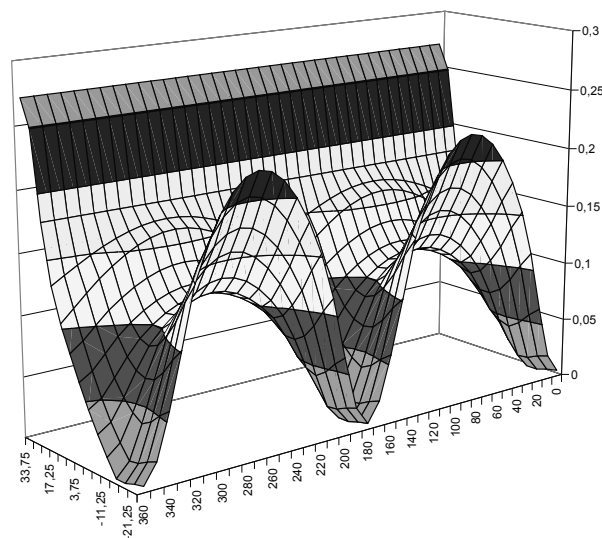
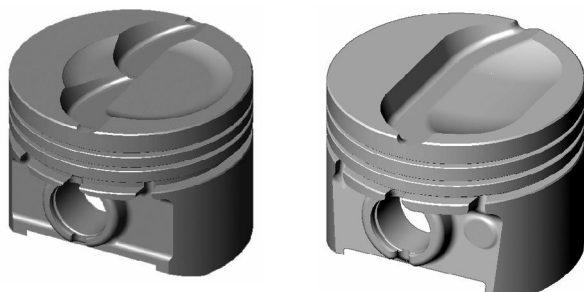


Рис. 3. Профиль поршня 307.1004015Н

На рис.4 показан внешний вид поршней для двигателя МеМЗ-317 из заготовки 307.1004015Н и специально спроектированный для этого двигателя. Разница в массе – 19 г.



а) Из заготовки  
307.1004015Н. Масса  
281 г

б) 317.1004015.  
Масса 262 г

Рис. 4. Внешний вид поршней для двигателя МеМЗ-317

#### Выводы:

Проведенная работа по выявлению причин и доводке конструкции позволила получить расчетным путем профиль внешней поверхности для поршня работающего в условиях несимметричного нагружения кривошипно-шатунного механизма. Правильность выбранных технических решений косвенно подтверждена ресурсными испытаниями поршня похожей конструкции.

#### Список литературы:

1. Белогуб. А.В. Новые подходы к конструированию поршней. // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Харьков: Национальный Аэрокосмический университет «ХАИ», 2000.-Вып.19 Тепловые двигатели и энергоустановки.- с.201-206.*
2. Белогуб А.В., Стрибуль А.С. Влияние зазоров, технологических допусков сопряженных деталей и работы трения на внешний профиль поршня. // *Двигатели внутреннего сгорания// научно технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». 2004, №1(4).-с. 79-81.*