

УДК 621.436

Д-р техн. наук В. Н. Доценко, д-р техн. наук А. В. Белогуб, И. Н. Москаленко

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков

## МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОФИЛЯ ПОРШНЯ ДВС

Рассмотрен прикладной метод проектирования поршней, применяемый на ПАО «АВТРАМАТ». Показано, что этот метод основан на использовании условного пятна контакта и не учитывает действительные гидродинамические силы и моменты, возникающие в смазочном слое. Предложено модифицировать метод профилирования ПАО «АВТРАМАТ» авторской методикой, учитывающей гидродинамические эффекты в смазочном слое. Выполнено сравнительное моделирование НДС для двух вариантов нагружения, определенных по обеим методикам. Сформирован и представлен скорректированный профиль поршня 11194-1004015МУ двигателя ВАЗ 11194. Выполнена сравнительная оценка эффективности исходного и скорректированного профилей.

**Ключевые слова:** поршень, цилиндр, боковая поверхность, масляный клин, зазор, жидкостное трение.

Обзор современных методов профилирования поршней [1, с. 75–87] показывает, что в основном они базируются на четырех составляющих: учете напряженно-деформированного состояния (НДС) сопряжения, учете теплового состояния деталей ЦПГ, динамики поршня и гидродинамики смазочного слоя. Недооценка любой из этих составляющих существенно ограничивает возможности исследователей в достижении более высоких технико-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания.

Основной задачей профилирования поршня является обеспечение одинаковых благоприятных условий смазки как на нагруженной, так и ненагруженной боковых поверхностях. Анализ характера движения поршня в цилиндре показывает, что он находится под воздействием существенно нестационарных нагрузок: давления газов, инерционных сил, боковой силы и опрокидывающего момента. При этом нагруженная сторона поршня в течение рабочего цикла в такте «рабочий ход» воспринимает наибольшую боковую силу, а противоположная сторона нагружена существенно меньше. Таким образом, для улучшения условий смазки трибосопряжения, целесообразно, чтобы несущая способность масляного слоя на нагруженной и ненагруженной сторонах была различной – соответствующей действительным нагрузкам, приходящимся на каждую из сторон.

Для получения профиля, обеспечивающего оптимальные условия его нагружения и смазки, ведущими специалистами КБ АОЗТ «Украинские моторы» и ПАО «АВТРАМАТ» Белогубом А. В., Зотовым А. А, Стрибулем А. С. был разработан прикладной метод проектирования поршней [2, с. 201,

3 с. 124, 4 с. 120] (рис. 1), который позволяет расчетным путем получить профиль боковой поверхности, используя индикаторную диаграмму и данные о граничных условиях нагружения поршня.

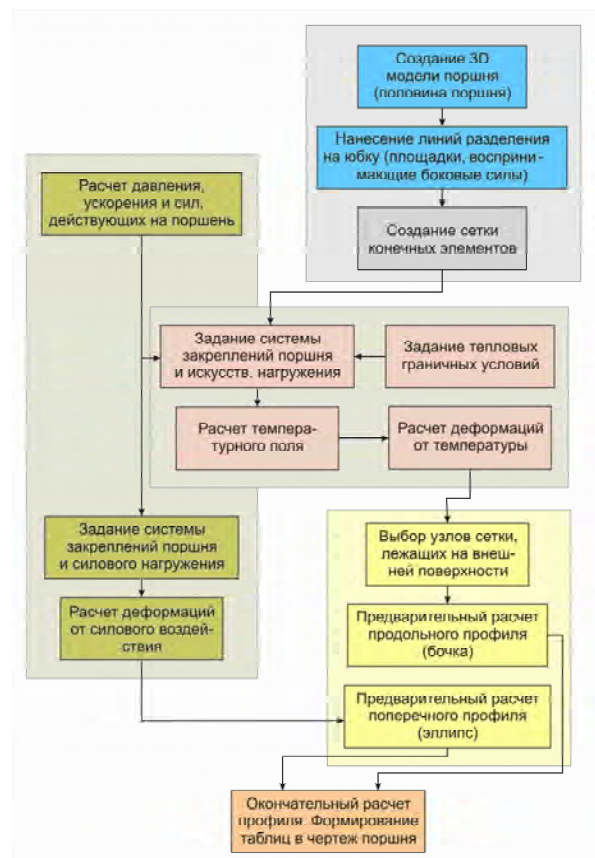


Рис. 1. Прикладной метод проектирования поршней ПАО «АВТРАМАТ»

В основу метода положена гипотеза о независимости деформаций деталей ЦПГ, вызванных силовыми и тепловыми факторами. Форма проектируемого поршня получается вычитанием (добавлением) температурной и силовой деформации из поверхности зеркала цилиндра, имеющей текущее напряженно-деформированное состояние. Однако особенностью метода является то, что в модели переменного НДС, вызванного силовым нагружением, величины гидродинамических сил и площадки пятен контакта на нагруженной и ненагруженной сторонах определяются из экспериментальных данных или расчетов, основанных на осредненных значениях удельных давлений по поверхности юбки. Модифицировать такой метод проектирования представляется возможным путем уточнения конфигурации площадок контакта и характера распределения гидродинамического давления по боковой поверхности. Такую задачу позволяет решить математическая модель динамики поршня [5, с. 28], которая показала хорошую сходимость с экспериментальными данными [6, с. 41, 7 с. 73].

Для сопоставления прикладного метода профилирования ПАО «АВТРАМАТ» с моделью динамики поршня [5, с. 28] были проведены расчеты действующих (боковых) нагрузок со стороны слоя смазки по обеим методикам. Для каждого из полученных вариантов нагружения выполнены расчеты НДС поршня и проведен их сравнительный анализ.

В качестве объекта исследований выбран поршень 11194-1004015МУ двигателя ВАЗ-11194. Расчеты проводились на режиме максимальной деформации, в точке максимального давления цикла на режиме максимального крутящего момента.

#### Расчет боковых нагрузок в соответствии с прикладным методом проектирования поршней ПАО «АВТРАМАТ»

В рамках этого метода боковые силы, действующие на нагруженную и ненагруженную стороны поршня определяются в процессе численного поиска динамического равновесного состояния поршня. Для осуществления такого поиска была сформирована схема нагружения, в которой донце поршня нагружается равномерно распределенным давлением газов, инерционная нагрузка от поступательного ускорения поршня прикладывается в центре масс, а неизвестные боковые силы действуют на юбку равномерно по эллиптическим площадкам установленного размера. Размеры площадок определены, опираясь на теоретические и экспериментальные исследования и опыт эксплуатации. Ширина контактной площадки составляет 70% от ширины юбки, высота площадки составляет 10 мм. Места расположения центров эллиптических площадок — пле-

чи приложения боковых компенсирующих сил — определяются величиной боковой силы и значением момента, вращающего поршень относительно оси пальцевого отверстия. Боковые силы  $N_1$  и  $N_2$ , действующие на боковые поверхности поршня 11194-1004015МУ, в окрестности ВМТ при переходе от такта «сжатия» в «такт» рабочий ход, приведены на рисунке 2.

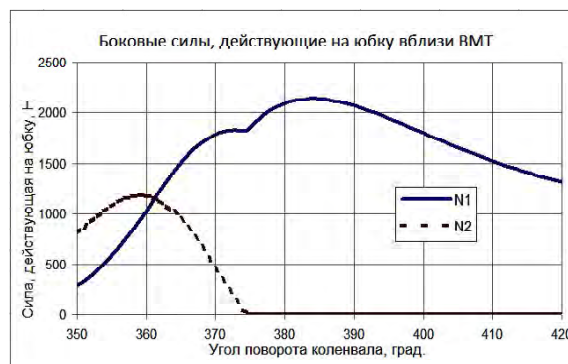


Рис. 2. Боковые силы  $N_1$  и  $N_2$

Приведенные графики показывают, что компенсация момента, возникшего от смещения оси пальцевого отверстия и центра тяжести поршня относительно оси цилиндра парой сил  $N_1$  и  $N_2$ , существенно зависит от места их приложения. При этом место приложения силы с ненагруженной стороны при приложении ее к юбке выше оси поршневого пальца мало влияет на величину как силы с нагруженной стороны, так и ненагруженной.

В результате, получено, что равновесие поршня в расчетной точке  $\varphi_{кр} = 370^\circ$  град. поворота коленчатого вала достигается при результирующей силе  $N_1 = 1412H$ , действующей на эллиптическую площадку установленного размера, отстоящую на 11 мм (вниз) от оси пальцевого отверстия. Расчетная модель половины поршня с эллиптической площадкой представлена на рисунке 3.



Рис. 3. Расчетные модели поршня: модель под нагружение с учетом распределения поля давлений (слева); модель под нагружение по эллиптической площадке (справа)

**Расчет боковых нагрузок по методике, учитывающей гидродинамические силы и моменты в смазочном слое**

В рамках этой методики силы, действующие в КШМ определяются по результатам динамического расчета двигателя. Учет гидродинамических сил в зазоре производится с использованием методов, разработанных при исследованиях гидродинамических подшипников скольжения и гидродинамической смазки. Динамика поршня определяется в результате совместного решения системы динамического равновесия и нестационарной гидродинамической задачи о распределении давлений в смазочном слое, а также с учетом переменного деформированного состояния поршня и цилиндра. Переменные тепловые и силовые деформации определяются в процессе моделирования напряженно-деформированного состояния деталей ЦПГ методом конечных элементов в САЕ системе. Таким образом, в результате моделирования динамики поршня получена траектория его движения – зависимости координаты центра тяжести и угла наклона поршня в цилиндре от угла поворота коленвала. Установлено, что в расчетной точке  $\varphi_{кг} = 370^\circ$  град. поршень нагруженной стороной смещен к стенке цилиндра (от начального симметричного положения) на 0,019 мм и наклонен на 0,012 град по часовой стрелке (рисунок 4).

Полученное распределение нормальных давлений в слое смазки по разверткам боковых поверхностей представлено на рисунке 5. Из рисунков видно, что нагруженная сторона находится под воздействием существенно неравномерного поля гидродинамического давления (максимальное давление в распределении составляет  $p_i = 1,002 \text{ МПа}$ ). Суммарная боковая сила, действующая на нагруженную сторону составляет  $N_1 = 1412 \text{ Н}$ . Ненагруженная сторона воспринимает значительно меньшие нагрузки  $N_2 = 31,2 \text{ Н}$ . Расчетная модель половины поршня 11194-1004015МУ с сеткой элементарных площадок, подготовленная для моделирования НДС, представлена на рисунке 3.

**Сравнительный анализ НДС**

Сопоставление боковых нагрузок и мест их приложения, полученных по двум методикам, показывает, что постоянное давление на эллиптическую площадку не соответствует эпюре распределения давления. Однако, при этом следует отметить, что по результатам расчета с учетом гидродинамических эффектов в смазке получено, что с ненагруженной стороны поршня действует момент (результатирующий от давления), составляющий 6 % от момента, действующего с «нагруженной» стороны, что косвенно подтверждает допустимость

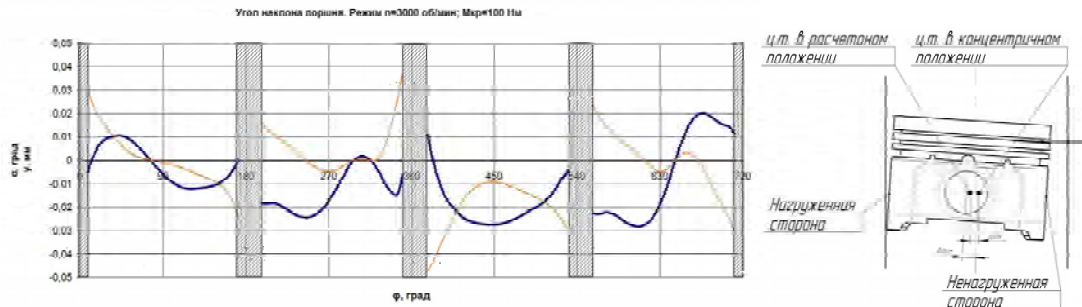


Рис. 4. Траектория движения поршня. Положение поршня в расчетной точке

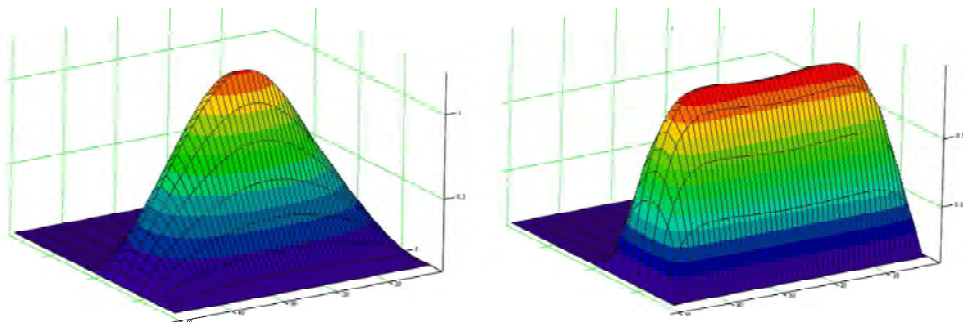


Рис. 5. Распределение нормальных давлений (МПа) в слое смазки, представленное по разверткам боковых поверхностей. Нагруженная сторона (слева), ненагруженная (справа)

подхода с компенсирующими силами.

Для полноценного сравнения методик было выполнено моделирование НДС поршня под действием нагрузок в КШМ и двух вариантов боковых нагрузок, полученных по обоим методикам. Моделирование НДС поршня 11194-1004015МУ проводилось методом конечных элементов в CAD/CAE системе автоматизированного проектирования SolidWorks 2012 Simulation. С целью уменьшения объемов вычислений и затрат машинного времени расчеты проводились на модели половины поршня, что допустимо в виду симметричности. Граничные условия закрепления, расчет температурного поля и тепловых деформаций поршня выполнялся в соответствии с методикой [5, с. 30].

В результате расчета НДС были определены возникающие эквивалентные напряжения и деформации юбки поршня в расчетной точке  $\varphi_{кр} = 370^\circ$  по углу поворота коленчатого вала. Эквивалентные напряжения определялись по 4-й энергетической теории прочности.

На рисунках 6, 7 представлены эпюры распределения X-составляющей деформации для двух вариантов нагружения. На рисунке 8 представлены эпюры эквивалентных напряжений в области нагруженной стороны юбки.

Сравнительный анализ результатов моделирования НДС показывает, что при расчете по методике, учитывающей действительное распределение давления, деформация в нижней части юбки на нагруженной стороне меньше на 0,028 мм, а напряжения – на 2035 МПа. Это является основанием для пересмотра толщины стенки поршня в сторону снижения и корректировки профиля в сторону уменьшения зазоров. Кроме этого, представляется возможным сделать вывод, что метод профилирования [2, с. 201; 3, с. 124; 4, с. 120], применяемый на ПАО «АВТРАМАТ» может быть уточнен методикой [5, с. 28].

#### Уточнение профиля боковой поверхности поршня

В результате проведенных работ профиль поршня 11194-1004015МУ был скорректирован. Корректировка профиля была направлена на снижение зазора в нижней части юбки и уменьшения толщины стенки. Развертки профиля исходного и скорректированного поршня 11194-1004015МУ представлены на рисунке 9. Продольный профиль (бочка) исходного и скорректированного поршня в виде зависимости отклонений от цилиндра представлены на рисунке 10.

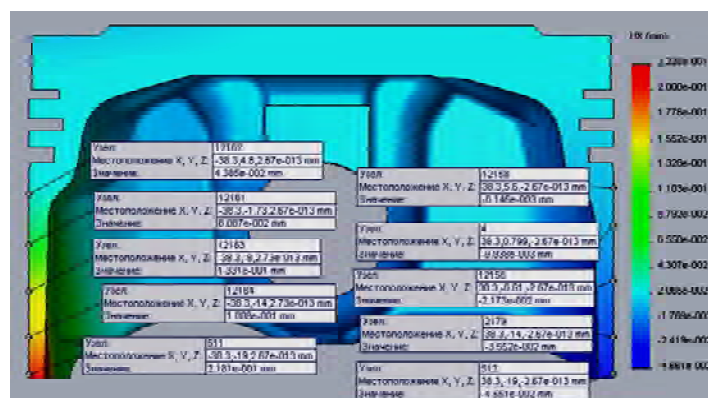


Рис. 6. Деформации поршня при нагружении по эллиптической площадке

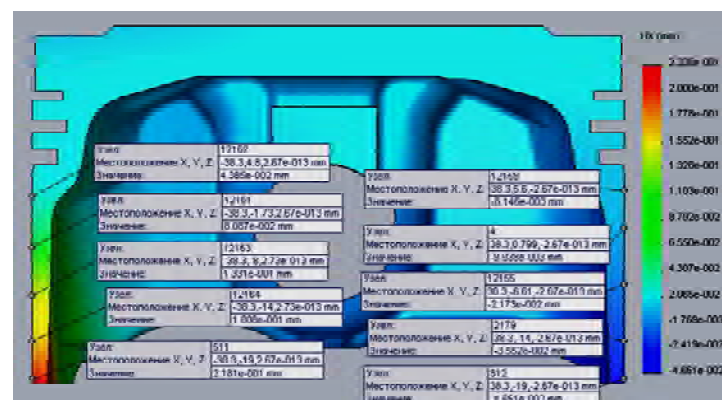


Рис. 7. Деформации поршня нагруженного распределением давлений

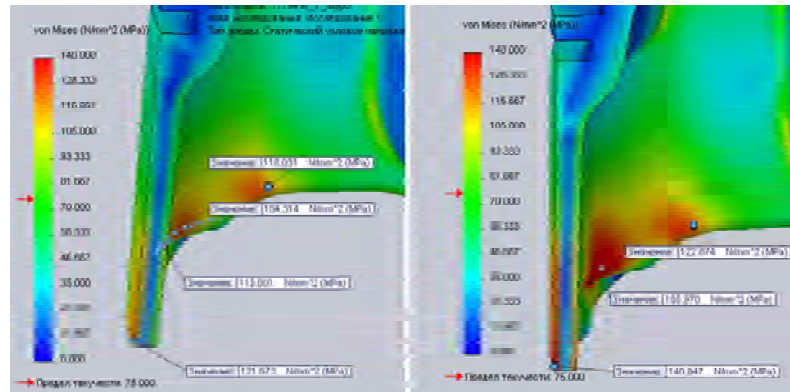


Рис. 8. НДС поршня, нагруженного распределением давлений по боковым поверхностям (слева); НДС поршня, нагруженного по эллиптической площадке (справа)

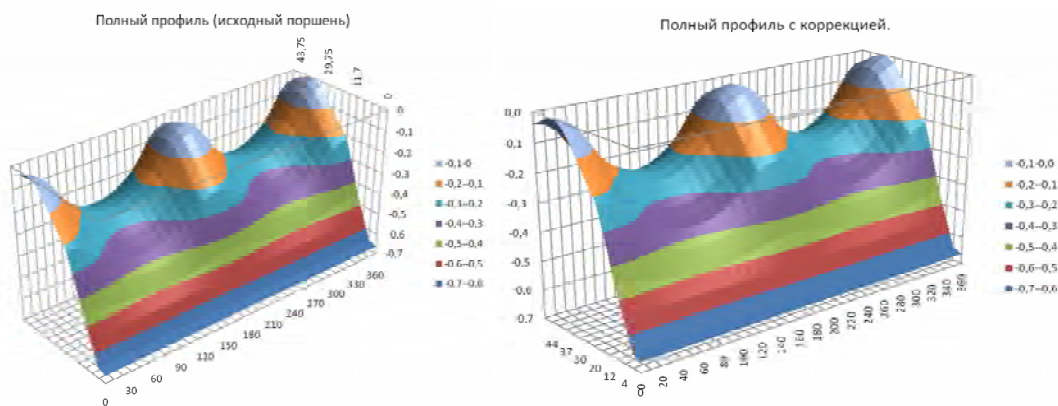


Рис. 9. Развертки исходного (слева) и скорректированного (справа) профилей поршня 11194-1004015МУ



Рис. 10. Продольный исходный и скорректированный профили поршня 11194-1004015МУ (—■— — скорректированный профиль; —▲— — исходный профиль)

Из графика видно, что зазор в нижней части юбки скорректированного поршня меньше, чем в исходной конструкции, не менее чем на 0,025 мм. Для оценки несущей способности смазочного слоя при работе поршня с уменьшенными зазорами, в качестве критерия эффективности используем число Зоммерфельда, характеризующее границу существования режима жидкостного (гидродинамического) трения в зазоре подшипников

скольжения:  $S_0 = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}$ , где для нашего случая

$p$  — удельное давление на опорной поверхности («пятне контакта») юбки поршня:

$$p = \frac{N_{бок}}{A},$$

где  $A$  — площадь контакта, которая определяется в процессе расчета как фактическая площадь

пятна контакта — пятна, в котором имеет место гидродинамическое давление. Величина этой площадки переменна в процессе движения поршня и существенно зависит от траектории и угла наклона поршня;  $\psi$  — относительный зазор  $\frac{\delta}{R}$  (рисунок 11),  $\delta$  — минимальный зазор между боковой стенкой поршня и цилиндра при симметричном положении поршня в цилиндре;  $R$  — радиус цилиндра;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости смазки при рабочих температурах заданного режима.

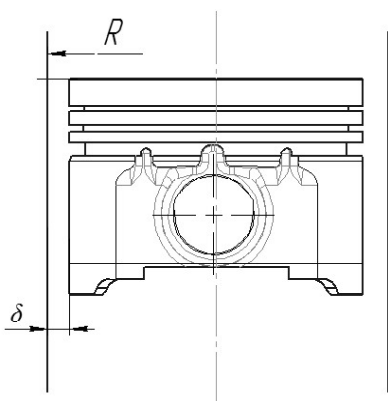


Рис. 11. Схема для определения относительного зазора

В стандартном гидродинамическом подшипнике скольжения угловая скорость вращения шипа  $\omega$  — характеризует относительную скорость движения поверхностей вала и вкладыша. Для поршня, совершающего возвратно-поступательное движение, в качестве характерной скорости используем фактическую линейную осевую скорость  $V$  поршня в цилиндре (переменную). Тогда, в нашем случае будем использовать некоторое условное число Зоммерфельда, которое определяется следующим образом:

$$S_0 = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{p\psi\delta}{\mu\omega R} = \frac{p\psi\delta}{\mu V}$$

Графики зависимостей чисел Зоммерфельда для исходного и скорректированного профилей по всему циклу работы двигателя на расчетном режиме представлены на рисунках 12, 13.

Из графиков видно, что как на нагруженной, так и на ненагруженной сторонах поршня с исходным профилем числа Зоммерфельда на 0...0,3 выше, чем у поршня со скорректированным профилем. Это свидетельствует о том, что несущая способность масляного слоя в условиях работы со скорректированным профилем будет не менее чем на 12 % выше, чем в условиях исходного профиля. Соответственно, области, в которых числа Зоммерфельда не превышают критических значений и обеспечивается режим жидкостного трения, также будут расширены. Заштрихованными областями на графиках показаны, участки, где

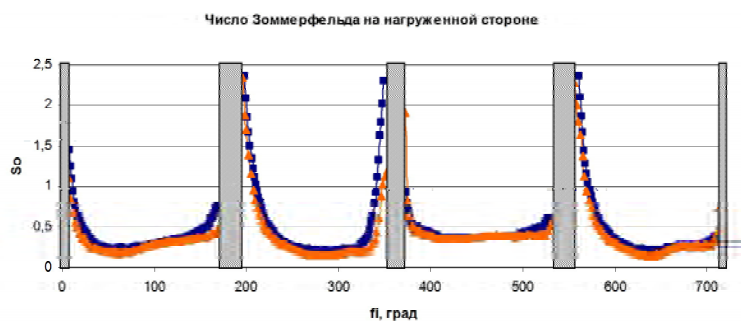


Рис. 12. Продольный исходный и скорректированный профили поршня 11194-1004015МУ (■ — скорректированный профиль; ▲ — исходный профиль)

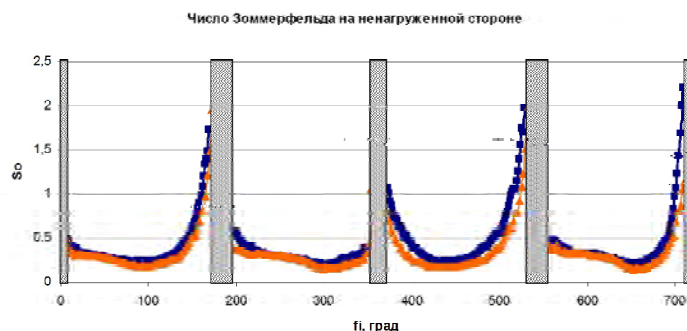


Рис. 13. Продольный исходный и скорректированный профили поршня 11194-1004015МУ (■ — скорректированный профиль; ▲ — исходный профиль)

несущей гидродинамической способности масляного недостаточно для компенсации боковой силы – полужидкостный режим трения. Следует отметить, что применение скорректированного профиля поршня 11194-1004015МУ позволило сузить зону полужидкостного трения не менее чем на 4,34 %.

#### Выводы

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Методика [5, с. 30], учитывающая гидродинамические силы и моменты в смазочном слое позволяет уточнить конфигурацию площадок контакта и характер распределения гидродинамического давления по боковой поверхности.

2. Расчет на прочность, выполненный на основании уточненной конфигурации площадок контакта и характера распределения гидродинамического давления позволяет сформировать рекомендации по корректировке профиля боковой поверхности;

3. Прикладной метод профилирования, применяемый на ПАО «АВТРАМАТ» может быть уточнен предложенной методикой, учитывающей гидродинамические силы и моменты.

4. Уточненный профиль 11194-1004015МУ, полученный на основании проведенного исследования на 4,34 % дольше работает в условиях гидродинамического трения.

#### Список литературы

1. Москаленко И. Н. Обзор методов профилирования юбок поршней / И. Н. Москаленко, В. Н. Доценко, А. В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013 – № 2. – С. 75–87.
2. Белогуб А. В. Новые подходы к конструированию поршней / А. В. Белогуб // Авиацион-

но-космическая техника и технология : сб. науч. тр. – Харьков : ХАИ, 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 201–206.

3. Белогуб А. В. Методика расчета переменного напряженно-деформированного состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя / А. В. Белогуб, О. С. Стрибуль // Авіаційно-космічна техніка і технологія : зб. наук. праць. – Харків : ХАІ; Миколаїв : Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вип. 30. Двигуни та энергоустановки. – С. 124–126.
4. Исследование температурного поля поршня / [Гусев Ю. О. Зотов О. О. Белогуб А. В. Щербина А. Г.] // Авіаційно-космічна техніка і технологія : сб. наук. праць. – Харків : ХАІ; Миколаїв : Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вип. 31. Двигуни та энергоустановки. – С. 120–123.
5. Динамика поршня ДВС / [И. Н. Москаленко, В. Н. Доценко, А. В. Белогуб, А. А. Дойкин] // Вестник Южно-Уральского Государственного университета. – 2013. – Серия. Машиностроение. – Т. 13, № 2 – С. 28–36.
6. Москаленко И. Н. Разработка измерительной системы малых перемещений для экспериментальных исследований динамики поршня ДВС / И. Н. Москаленко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С. 41–45.
7. Экспериментальные исследования динамики поршня ДВС / [И. Н. Москаленко, В. Н. Доценко, А. В. Белогуб, В. А. Байков] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 73–78.

Поступила в редакцию 02.04.2015

#### Доценко В.М., Белогуб О.В., Москаленко І.М. Методика проектування профілю поршня ДВЗ

*Розглянуто прикладний метод проектування поршнів, який застосовується на ПАО «АВТРАМАТ». Показано, що цей метод засновується на використанні умовної контактної плями і не враховує дійсні гідродинамічні сили та моменти, що виникають у змашувальному шарі. Запропоновано модифікувати метод профілювання ПАО «АВТРАМАТ» шляхом урахування гідродинамічних ефектів у змашувальному шарі відповідно до розробленої авторської методики. Виконано порівняльне моделювання НДС для двох варіантів навантаження, визначених відповідно до обох методик. Сформовано та подано скорегований профіль поршня 11194-1004015МУ двигуна ВАЗ 11194. Виконана порівняльна оцінка ефективності початкового та скорегованого профілів.*

**Ключові слова:** поршень, циліндр, бічна поверхня, масляний клин, прошарок, рідинне тертя.

#### Dotsenko V., Belogub A., Moskalenko I. Method of the piston shape development

*The practical method of designing pistons used in the PJSC «AVTRAMAT» is reviewed. It is shown that this method is based on the determination of conditional contact patch and ignores the actual hydrodynamic forces and moments which occurs in the lubricating layer. In the article there is a proposition to modernize method of profiling PJSC «AVTRAMAT» by innovative technique which takes into account the hydrodynamics of the lubricating layer. Comparative modeling of stress-strain state for two load cases was performed. Recommendations to reduce the clearance at the bottom of skirt are formulated. An adjusted piston 11194-1004015MU profile for engine VAZ 11194 is presented. A comparative evaluation of effectiveness between original and corrected profiles is performed.*

**Key words:** piston, cylinder, side face, lubricating oil wedge, clearance, liquid friction.