

т.е. комплекс величин  $prh$  изменяется во времени одинаково по всему сечению канала. Это довольно удобное свойство системы, так как существенно понижает сложность численной реализации уравнения (21), переводя его в класс обыкновенных дифференциальных уравнений, так как величина  $\rho_0 r_0 h_0^*$  определяется начальными условиями для случая течения в коротких каналах.

Таким образом, соотношения (10)—(21), замыкающиеся зависимостями (6) и (7) для коэффициентов трения и теплоотдачи с начальными и граничными условиями (5), позволяют рассчитать значения коэффициентов трения и теплоотдачи, интегральных и тепловых характеристик и параметры течения с теплообменом несжимаемого газа в целом в осесимметричных каналах переменной геометрии с предвключенным участком цилиндрической трубы.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Володин Ю. Г., Марфина О. П. Расчет коэффициентов трения и теплоотдачи при нестационарном неизотермическом течении несжимаемого газа в осесимметричных каналах. — М.: Известия вузов. Машиностроение. — 2007. — № 3. — С. 21—26.
2. Кутателадзе С. С., Леонтьев А. И. Турбулентный пограничный слой сжимаемого газа. — Новосибирск: СО АН СССР, 1962. — 180 с.

621.43

## ПРОФИЛИРОВАНИЕ И МОДИФИКАЦИЯ БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ КАК СПОСОБ СНИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Д-р техн. наук, проф. С.В. ПУТИНЦЕВ, асп. М.Д. ПРОНИН*

*Представлен обзор исследований в области профилирования и технологического сопровождения поршней двигателей внутреннего сгорания. Отмечены основные тенденции развития конструкций. Сделаны выводы, определившие круг задач, подлежащих решению для достижения цели снижения механических потерь путем профилирования и модификации боковой поверхности юбки поршня.*

*The review of researches in the field of profiling and technological support of explosion engines pistons is presented. The basic tendencies of constructions development are marked. The outputs which have defined a circle of problems, subject to the decision for reaching a purpose of lowering mechanical losses by profiling and modifying the lateral area of the piston skirt are drawn.*

**1. Состояние проблемы.** Несмотря на значительный прогресс двигателестроения, вызвавший в последние 10—15 лет существенное повышение технического уровня конструкций, механические потери до сих пор занимают значительную долю в тепловом балансе двигателя. Даже сегодня механический к.п.д. у большинства серийно выпускаемых отечественных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) автотракторного типа (без наддува) редко превышает значение 0,75 на номинальном режиме работы. То есть до 25% располагаемой мощности этих двигателей теряется безвозвратно на преодоление трения и других типов сопротивления движению и перемещению твердых тел и вязкой среды.

Общеизвестно, что в доле этих потерь от 40 до 60% приходится на механические потери в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) двигателя. Таким образом, сосредоточение

усилий на снижении трения в сопряжении «поршень-цилиндр» и получение здесь положительного результата может дать наибольший эффект.

Анализ выполненных конструкций показывает, что поршни современных ДВС (особенно лучших мировых производителей) представляют собой весьма сложные наукоемкие изделия, в которых реализуются самые передовые достижения техники и технологии. В частности, это относится к профилю и технологическому сопровождению трущейся поверхности поршней. В то же время, методы профилирования и технология (включая составы покрытий) остаются предметом коммерческой тайны или know-how производителей. Известные на сегодня методы профилирования трущихся поверхностей поршня направлены, в основном, на обеспечение самоустановки поршня при его движении в цилиндре и поэтому мало связаны с решением задачи снижения механических потерь. Вопрос обоснованного выбора метода модификации (обработки, нанесения покрытия, лазерного переплава), практически не рассмотрен в теории и практике конструирования поршней.

Цель данной работы состоит в выполнении анализа общих тенденций профилирования и модификации поверхностей трения выполненных конструкций поршней и определении на этой основе задач дальнейшей разработки научных основ применения этих методов для снижения механических потерь двигателя.

**2. Методы профилирования.** Обращаясь к профилированию как методологии выбора оптимальной (с той или иной точки зрения) макро- и микроформы поверхности детали, следует отметить, что на ранней стадии развития принципов конструирования поршней в качестве основных критериев рассматривались прочность и надежность конструкции, простота форм и технологии изготовления.

Требования антифрикционности и противоизносности чаще всего вообще отсутствовали, а если и имелись, то носили лишь рекомендательный характер, т.к. не были подкреплены конкретными числовыми соотношениями. Кроме того, сами рекомендации конструирования подчас вступали в противоречие с другими критериями служебных свойств.

Например, в [1] о конструировании и профилировании поршней говорилось следующее: форма поршня и его основные размеры определяются, в первую очередь, условиями отвода воспринимаемого тепла; при конструировании необходимо стремиться к тому, чтобы поршень имел простую цилиндрическую, по возможности симметричную, форму; для уменьшения трения следует увеличить зазор, однако, это обуславливает увеличение расхода масла, стуки и износ поршня вследствие перемещения в мертвых точках.

Предлагаемые формы боковой поверхности поршней в осевом направлении — коническая, коническо-цилиндрическая и ступенчато-коническая, при этом профилирование ограничивалось заданием соотношений характерных диаметров.

Однако уже с середины 60-х годов прошлого века публикуются работы, содержащие элементы трибологического подхода к профилированию поршней [2—6]. Толчком к появлению теоретических разработок послужили результаты экспериментальных измерений толщины слоя масла в зазоре «поршень-цилиндр», окончательно доказавшие существование гидродинамического режима смазки и трения на большей части (исключая зоны мертвых точек) пути движения поршня в течение рабочего цикла ДВС.

Это обстоятельство открыло возможность применения аппарата классической теории гидродинамической смазки для расчета и оптимизации основных параметров режима: гидродинамической несущей способности профиля, минимальной толщины слоя смазочного материала, силы гидродинамического трения.

Очень важно отметить, что известные на сегодня принципы профилирования поршней ДВС существенно отличаются по признаку выбора основного целевого критерия. В качестве таковых используются: удельная работа сил трения; угол опрокидывания (само-

устанавливаемость) поршня; гидродинамическая несущая способность профиля юбки; толщина слоя смазочного материала.

Крупным вкладом в теорию профилирования поршней наиболее распространенного в настоящее время бочкообразно-овального типа явилась работа, выполненная коллективом авторов под руководством проф. Б.Я. Гинцбурга [7].

Главной целью профилирования по Гинцбургу было устранение так называемого рамочного контактирования, вызывавшего натир и задир трущихся поверхностей юбок поршней, имевших в исходном состоянии цилиндрическую и коническую формы боковой поверхности. Цель достигалась за счет вовлечения в контакт с цилиндром возможно большей площади юбки в зоне передачи боковой силы при одновременном устранении контактирования юбки с цилиндром в зоне бобышек поршня.

Кроме поршней с традиционным бочкообразным (одноопорным симметричным) профилем были изобретены и опробованы на практике многоопорные, состоявшие из двух и более сопряженных участков и ассиметричные профили юбок поршней [2, 8—12]. В частности, в отличие от бочкообразных симметричных и ассиметричных конструкций (рис. 1, а, д, е), поршни с двухопорной и многоопорной юбками (рис. 1, б, в, з) не нуждались в опоре по колечному поясу [13], так как отличались достаточно хорошей самоустановкой юбки за счет формирования гидродинамических реакций по обе стороны от оси поршневого пальца.

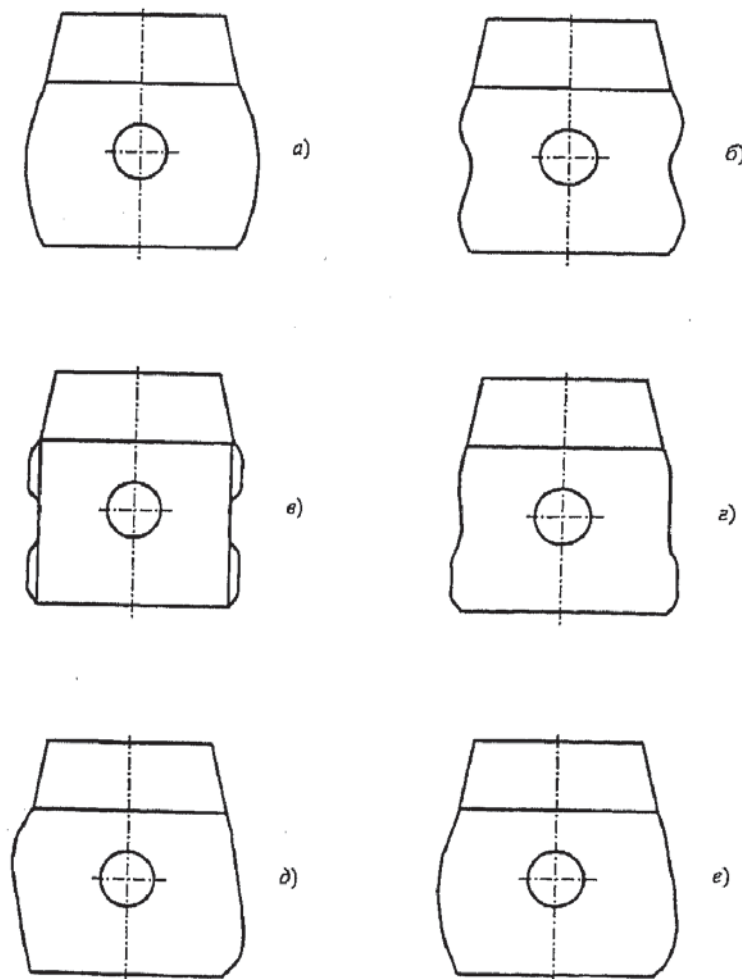


Рис. 1. Общий вид и формы профилей юбок известных конструкций поршней автотракторных ДВС:  
 а — бочкообразно-симметричный; б — двух- и многоопорный параболоидный; в — двухопорный трапецевидный; г — двухопорный термоадаптивный; д — бочкообразно-ассиметричный; е — бочкообразно-ассиметричный

В Японии был разработан метод так называемого разметочного профилирования образующей поршней, использующий принципы самопрофилирования деталей в процессе обкатки двигателя [14]. Согласно этому методу, поверхность поршня предварительно покрывали слоем мягкого композиционного материала, основу которого составляли эпоксидная смола и дисульфид молибдена. Затем поршни устанавливались в цилиндр ДВС без зазора и подвергались испытанию общей длительностью от 2 до 4 ч на режиме максимальной мощности. После окончания испытаний форма боковой поверхности приобретала, по мнению авторов метода, оптимальную форму, обеспечивавшую снижение трения, расхода масла, токсичности и уровня шума двигателя.

К разновидности описанного выше разметочного метода следует отнести фланкирование (местное удаление) металла по пятнам натира после краткосрочных испытаний [15]. Однако совершенно очевидно, что эффективность такого профилирования всецело зависит от квалификации и опыта испытателя, а результат удачного выбора профиля на одной модификации ДВС нельзя распространить на другие модели.

Нельзя также обойти вниманием не описанный в публикациях, но реально широко распространенный в заводской практике метод назначения профиля боковой поверхности поршней посредством простого масштабирования формы образующей поршня двигателя — аналога. Масштаб в этом случае определяют, исходя чаще всего из соотношений диаметров поршня-аналога и поршня-объекта профилирования, игнорируя при этом разницу длин юбок, величин зазоров, свойств материалов, а также возможные различия условий смазки, охлаждения и других факторов. Такой, на первый взгляд простой и очевидный подход, по сути своей ненаучен, т.к. совершенно игнорирует сложную взаимосвязь формы образующей в процессе работы поршня с условиями нагружения, смазки и трения в ЦПГ ДВС.

Влияние собственно профиля направляющей поршня на уровень механических потерь двигателя имеет значение постольку, поскольку есть гарантия, что поршень преимущественно работает в условиях гидродинамической смазки. Как уже отмечалось выше, этот факт действительно имеет место и подтверждается широкими экспериментальными исследованиями, в ходе которых оценивалась, в частности, эффективность применения поршней с различным профилем образующей [16], где было получено, что только за счет оптимизации профиля при прочих равных условиях механические потери в ЦПГ могут быть снижены на величину до 40 %.

В то же время анализ известных методов профилирования поршней в целом показывает, что они базируются на различных целевых установках (снижение площади контактирования, уменьшение шума при переключке, снижение расхода масла, уменьшение трения и износа) и, как правило, имеют недостаточно широкий уровень обобщения, т.е. ограниченную возможность распространения на другие, нежели исследованная, конструкции.

Важно указать, что наметившаяся в мировой практике тенденция энергосбережения за счет применения моторных масел пониженной вязкости с модификаторами трения (так называемые энергосберегающие масла), приводит к резкому возрастанию роли профилирования юбок поршней в том числе из-за необходимости компенсации падения гидродинамической несущей способности в слое масла пониженной вязкости.

Выполненный анализ показал, что практически все известные методы профилирования опираются на использование какого-либо одного режима смазки и трения поршня: либо гидродинамического, либо граничного, что снижает результативность полученных технических решений, т.к. поршень в течение рабочего цикла охватывает не один, а три режима — гидродинамический, смешанный и граничный [17].

Таким образом, для повышения эффективности технических решений по снижению механических потерь за счет минимизации трения поршня одного только профилирования недостаточно, ибо оно реализуется только в первом из указанных режимов трения.

В предпоследнем и, особенно, последнем из названных режимов основное значение приобретают характер и свойства поверхности, обеспечиваемые, главным образом, в ходе технологического сопровождения при изготовлении детали.

**3. Технологические способы снижения граничной составляющей силы трения поршня.** Воздействие технологии изготовления на трение и износ деталей ДВС проявляется через следующие параметры поверхностей трения [18—25]: микропрофиль (микрорельеф); шероховатость; физико-химические свойства поверхностного слоя (покрытия).

Согласно Д. Муру [19] топография поверхности (включающая микропрофиль и шероховатость) и трение неразделимы, поскольку представляют соответственно причину и следствие.

Установлено, что микрорельеф поверхности трения деталей, в частности, юбки поршня и/или зеркала цилиндра, при определенном, оптимальном соотношении шаго-высотных параметров обеспечивает увеличение так называемой маслосъемности поверхности, способствующей снижению трения, изнашивания и повышению задиростойкости деталей при граничном режиме трения [20—25]. Однако как отмечено в указанных работах, применение микрорельефа и назначение его характеристик должно быть согласовано с условиями формирования и испарения масляного слоя, иначе может привести к нежелательному увеличению расхода масла в результате термической деструкции и механического выброса масла.

Управление шероховатостью и ее оптимизация представляют собой весьма существенный резерв снижения механических потерь, реализуемый, как правило, в период обкатки двигателя [26]. Как показано в [21, 22, 26], достигаемая по окончании обкатки двигателя оптимальная шероховатость поверхностей трения основных деталей минимизирует механические потери за счет одновременного снижения как молекулярной (в зоне низкой шероховатости), так и деформационной (в зоне высокой шероховатости) составляющей силы (коэффициента) граничного трения (рис. 2).

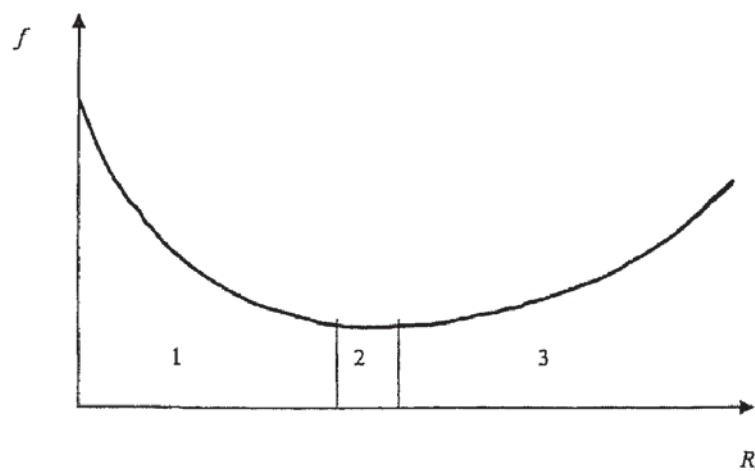


Рис. 2. Влияние шероховатости поверхности  $R_z$  на коэффициент трения  $f$ : 1 — зона низкой шероховатости; 2 — зона оптимальной (равновесной) шероховатости; 3 — зона высокой шероховатости

При достаточно тесном сближении контактирующих деталей, что происходит во время действия максимальных значений сил нормальной нагрузки (применительно к

поршню — боковая сила) и снижения скорости движения (применительно к поршню — зоны ВМТ и НМТ), на сопрягаемых поверхностях начинают действовать адгезионные силы, которые способны значительно увеличить граничное трение поверхностей поршня и цилиндра [27].

Для снижения адгезионной составляющей граничного трения в сопряжении «поршень-цилиндр» начиная с 70-х годов прошлого века применяют различные антифрикционные покрытия юбки поршня. Такая поверхность юбки поршня часто называется «модифицированной» из-за того, что в качестве материалов покрытия в основном используются особые вещества, получившие название «модификаторов трения». Среди этих покрытий (и способов их нанесения), в первую очередь, следует указать те, что основаны на использовании в качестве покрывающего материала так называемых мягких металлов: лужение, железнение; анодирование.

Кроме того, известно и применяется нанесение специальных слоистых покрытий, обладающих ярко выраженными антифрикционными и противозадирными свойствами: графитизация, молибденирование.

В 1996 г. с целью изучения особенностей конструкции поршней ряда ведущих зарубежных фирм специалистами АМО «ЗиЛ» было установлено, что 83% из числа обследованных поршней (всего 18 поршней различных двигателей) имели покрытие юбки типа «лужение», «железнение» или «графитизация». При этом отмечено, что покрытия были нанесены на всю поверхность юбки, имевшую в 67 % случаев не гладкую, а микрорельефную топографию (табл., рис. 3).

Таблица

Информация АМО «ЗиЛ» о конструкции поршней ряда ведущих фирм

№	Марка двигателя	Фирма-изготовитель поршня	Тип двигателя/диаметр поршня, мм	Тип покрытия юбки поршня
1	Perkins V8-540	Perkins	дизель/118	лужение
2	International DV-462	International	дизель/114	—”—
3	Mercedes OM-420	Mahle	дизель/128	—”—
4	Ikarus	Mahle	дизель/121	графитизация
5	Bareiros	Не установлена	дизель/130	—”—
6	GMC V882T	Не установлена	дизель/118	лужение
7	MAN DO226MKF	Karl Schmidt	дизель/112	графитизация
8	Cummins 6BTA 5.9	Не установлена	дизель/102	нет
9	BMW 750L	Karl Schmidt	бензиновый/84	железнение
10	Porsche 928S	Karl Schmidt	бензиновый/100	—”—
11	Ferrari V8	Mahle	бензиновый/81	нет

Сопоставление результатов вышеприведенных работ с данными известных исследований по динамике поршня [28—31] дает основание считать, что выбор типа покрытия, а также способа и зон нанесения покрытий на юбке носили в большинстве случаев эмпирический характер, т.к. не учитывали особенности характера трения и вторичного движения поршня в пределах зазора с цилиндром. Кроме того, в упомянутых источниках, где речь идет о покрытиях поверхности поршней, т.е. модифицированных поверхностях

трения, отсутствуют оценки эффективности практического применения того или иного типа покрытия при прочих равных условиях.

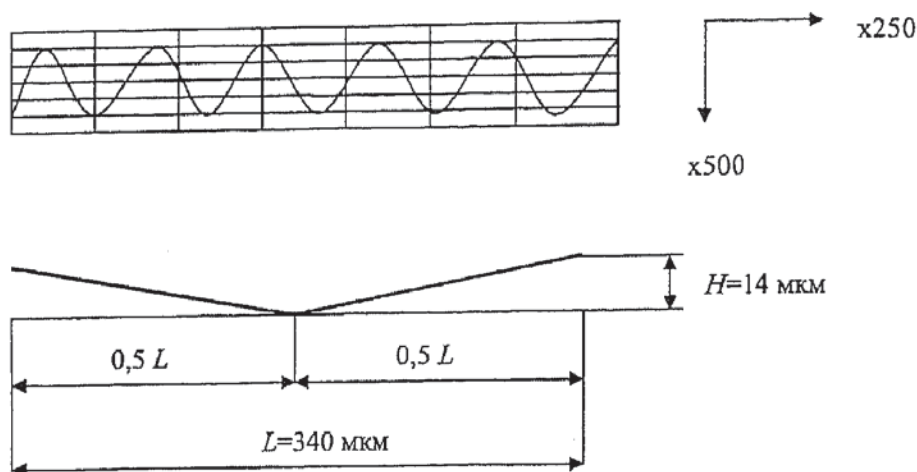


Рис.3. Типичные профилограмма и геометрические параметры микрорельефа поверхности юбки поршня (дизель MAN DO226МКФ):  $H$ ,  $L$  — высота и шаг микрорельефа соответственно

Поршень ДВС — это смазываемая деталь, имеющая изменяемые в ходе эксплуатации характеристики и работающая в широком диапазоне нагрузок, поэтому рассмотрение влияния поршня на механические потери не должно проводиться вне связи со свойствами смазочного материала, состояния ЦПГ и режима работы двигателя.

Растущая тенденция использования для смазывания современных форсированных ДВС полу- и полностью синтетических моторных масел, а также так называемых моторных масел с эффектом энергосбережения, имеющих в качестве основы маловязкое базовое масло вынуждает конструкторов уделять внимание новому аспекту (а ученых — разрабатывать решение) проблемы профилирования, формулируемой как необходимость согласования профиля смазываемых деталей с основными физико-химическими свойствами применяемого моторного масла исходя из очевидного постулата гидродинамической теории смазки: чем меньше исходная вязкость применяемого моторного масла, тем выше должна быть обеспечиваемая профилем поршня гидродинамическая несущая способность последнего.

Однако для успешного решения данной задачи необходимо накопление базы экспериментальных данных по специфическим показателям трения не только моторного масла, но и смазываемых этим маслом материалов, применяемых для изготовления поршня (и покрытия его трущихся поверхностей), а также сопряженной детали — цилиндра. Кроме того, из указанных и ранее обсужденных работ с очевидностью следует недостаточность известных экспериментальных методов тестирования как материалов, так и готовых поршней с модифицированной трущейся поверхностью по антифрикционным и, соответственно, энергосберегающим свойствам.

### Выводы

1. Низкое значение механического к.п.д. и превалирование доли ЦПГ в балансе общих механических потерь ДВС автотракторного типа указывают на необходимость сосредоточения усилий по снижению трения в сопряжении «поршень-цилиндр», где получение положительного результата может дать наибольший эффект по снижению механических потерь двигателя в целом.

2. Поршни современных ДВС (особенно лучших мировых производителей) представляют собой весьма сложные наукоемкие изделия, в которых реализуются самые передовые достижения техники и технологии. В частности, это относится к профилю и технологической модификации трущейся поверхности поршня.

3. Известные на сегодня методы профилирования трущихся поверхностей поршня решают разные целевые задачи, зачастую мало связанные со снижением механических потерь.

4. При выборе профиля и метода модификации поверхности трения поршня не всегда учитывается преобладающий режим смазки сопряжения «поршень-цилиндр».

5. Недостаточно разработаны и опробованы на практике методы тестирования антифрикционных свойств поршней с профилированной и модифицированной трущейся поверхностью.

6. Задачу последующих работ целесообразно связать с развитием научных основ методов профилирования и модификации поверхности трения юбки поршня для снижения механических потерь двигателя с учетом доминирующих режимов трения в сопряжении ЦПГ, а также применяемых конструкционных и смазочных материалов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Р.И. Костыгов и др., Т.2. Конструкция и расчет / Под ред. проф. А.С. Орлина. — М.: Машгиз, 1955. — 531с.
2. Рык Г. М. Влияние формы опорной поверхности на смазку прямоугольного ползуна // Известия вузов. Машиностроение. — 1964. — № 4. — С. 48—56.
3. Рык Г. М. Механические потери поршневой группы тракторного дизеля // Тракторы и сельхозмашины. — 1965. — № 6. — С. 12—15.
4. Рык Г. М., Чирик П. И. Пути снижения механических потерь при форсировании двигателя типа Д-37 // Тракторы и сельхозмашины. — 1966. — № 4. — С. 30—32.
5. Рык Г. М. К расчету смазки поршня // Двигатели внутреннего сгорания. — Респ. междувед. научн.-техн. сб. (Харьков), 1970. — Вып. 11. — С. 132—136.
6. Шабшаевич Б. Э., Адамович А. В. Исследование потерь на трение в поршневой группе дизеля Д-50 // Тракторы и сельхозмашины. — 1970. — № 8. — С. 13—15.
7. Профилирование юбок поршней / Б.Я. Гинцбург, Г.Я. Васильченко, Н.С. Судойский и др. — М.: Машиностроение, 1973. — 88 с.
8. А.с. 1249183 СССР, МКИ<sup>3</sup> Поршень для двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, В.К. Чистяков, Ю.С. Песецкий; 3801878/25; Заявл. 11.09.84 // Открытия, изобретения, 1986. — № 29. — С. 130.
9. Суркин В. И., Маслов А. П. Анализ работы поршня с асимметричным профилем юбки // Вестник ЧГАУ, 1996. — Т. 14. — С. 63—68.
10. Пат. 700323 РФ, МКИ<sup>3</sup> 16J 1/04. Поршень для двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, А.В. Усенко, А.С. Шаповалов и др.; 4789636/29; Заявл. 07.12.89 // Открытия, изобретения, 1991. — № 47. — С. 145.
11. Путинцев С. В. Энергосберегающий поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой. Часть 1: теоретическое обоснование // Известия вузов. Машиностроение. — 1996. — № 7—9. — С. 60—67.
12. Путинцев С. В. Энергосберегающий поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой. Часть 2: расчет и эксперимент // Известия вузов. Машиностроение. — 1996. — № 10—12. — С. 51—56.
13. Бойков Д. В., Красников В. Н., Лощаков П. А. Влияние профиля боковой поверхности поршня на условия работы и старение моторного масла // Химия и технология топлив и масел. — 1992. — № 7. — С. 21—24.
14. Toshiro Y., Ichiro Y. Experimental method of determining piston profile by use of composite materials // SAE Techn. Pap. Ser. — 1982. — No820769. — 9 pp.
15. Попов В. Н., Четовников В. И. К вопросу выбора формы поршня для обеспечения минимального зазора в сопряжении поршень-цилиндр. — В кн.: Труды ЧИМЭСХ (Челябинск), 1974. — Вып. 88. — С. 136—139.
16. Конструктивные особенности и технико-экономические показатели тракторных двигателей «Чента Феррари», «Самс» (Италия) и «Дорман» (Англия): Обзор ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш. — М., 1973. — 62 с.
17. Путинцев С. В. Анализ режима трения деталей цилиндра-поршневой группы автомобильного дизеля // Известия вузов. Машиностроение. — 1999. — № 2—3. — С. 65—68.
18. Гурин В. Ф., Клепиков В. Д., Рейн В. В. Технология автотракторостроения. — М.: Машиностроение, 1971. — 344 с.
19. Мур Д. Основы и применения трибоники / Пер. с англ. под ред. И.В. Крагельского, Г.И. Трояновской. — М.: Мир, 1978. — 487с.



20. Нанесение регулярного микрорельефа методом вибронакатывания на гильзах цилиндров дизелей / В.Н. Бунтов, А.Б. Новиков, Ю.А. Легенкин и др. // Автомобильная промышленность. — 1978. — № 10. — С. 29—30.
21. Демкин Н. Б. Физические основа трения и износа машин. Учебн. пособие. — Калинин: Изд-во КГУ, 1981. — 115 с.
22. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. — Л.: Машиностроение, 1982. — 248 с.
23. Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения / Д.Н. Гаркунов, С.И. Дякин, О.Н. Курлов и др., под общ. ред. Д.Н. Гаркунова. — М.: Машиностроение, 1982. — 207 с.
24. Костров А. В., Макаров А. Р., Смирнов С. В. Особенности конструкции поршня ДВС // Автомобильная промышленность. — 1987. — № 4. — С. 8—10.
25. Клименко Л. П. Получение узлов трения с заданными дифференцированными характеристиками рабочих поверхностей // Тез. докл. I Всесоюзн. научн.-техн. конф. «Современные проблемы триботехнологии». — Николаев, 1988. — С. 100—102.
26. Заренбин В. Г., Касумов А. Х. Исследование режимов приработки автомобильных двигателей при капитальном ремонте. — М.: Транспорт, 1983. — 78 с.
27. Чихос Х. Системный анализ в трибонике / Пер. с англ. С.Х. Харламова. — М.: Мир, 1982. — 351 с.
28. Керчер Б. М., Подщеколдин М. И. Исследование зазора между поршнем и гильзой двигателя / Тракторы и сельхозмашины. — 1970. — № 11. — С. 13—14.
29. Sander W., Strasser E. Einflüsse der Kolbengruppe auf die Reibungsverluste // MTZ. — 1978. — Nr. 3. — S. 101—103.
30. Chucholowski C., Woschni G., Zeilinger K. Simulations-rechnung der Kolbensekundärbewegung // MTZ. — 1987. — Nr. 4. — S. 133—137.
31. Костров А. В., Макаров А. Р., Смирнов С. В. Исследование влияния конструкции поршня бензинового двигателя на динамику его движения в цилиндре // Двигателестроение. — 1991. — № 3. — С. 3—6.

621.436.038

## ВЛИЯНИЕ МАССЫ ПОДВИЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ ФОРСУНКИ НА ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

*Д-р техн. наук, проф. В.А. МАРКОВ, канд. техн. наук Е.А. СИРОТИН, асп. А.А. ЗЕНИН*

*Рассмотрены конструкции форсунок, применяемых в быстроходных дизелях. Исследована форсунка с уменьшенной массой подвижных деталей. Приведены результаты экспериментальных исследований транспортного дизеля, оснащенного такими форсунками.*

*Constructions of the atomizers applied in high-speed diesel engines are considered. The atomizer with the diminished mass of mobile details is examined. Results of experimental researches of the transport diesel engine equipped by such atomizers are instanced.*

Эффективность сгорания топлива в дизелях и, следовательно, их экономические и экологические показатели в значительной степени определяются качеством процессов топливоподачи и смесеобразования. Одним из главных факторов влияния системы топливоподачи на показатели дизеля — это конструкция форсунки, от которой зависят закон подачи топлива, характеристика давлений впрыскивания, другие характеристики процессов впрыскивания и распыливания топлива [1—3].

В современных автотракторных дизелях используются преимущественно закрытые форсунки с многоструйными распылителями (рис. 1) [4, 5]. Форсунка 6Т2 (рис. 1, а) с многоструйным распылителем установлена на тракторном дизеле типа Д-144 (размерность 10,5/12) с полусферической камерой в поршне и непосредственным впрыскиванием. Распылитель этой форсунки имеет удлиненный корпус, что обеспечивает удале-