

МГТУ им. Н.Э. Баумана  
Факультет «Энергомашиностроение»  
Кафедра «Поршневые двигатели»

Путинцев С.В.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ:  
специальные главы конструирования, расчета и испытаний

Электронное учебное издание

*Учебное пособие по дисциплине «Специальные главы конструирования и САПР»*

г. Москва  
©2011 МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 621.43-242.3

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор Чайнов Николай Дмитриевич (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва);

доктор технических наук, профессор Драгомиров Сергей Григорьевич (ВлГТУ, г. Владимир)

Путинцев Сергей Викторович

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ:  
специальные главы конструирования, расчета и испытаний

*Учебное пособие по дисциплине «Специальные главы конструирования и САПР»*

В учебном пособии по дисциплине «Специальные главы конструирования и САПР» изложены принципы и методы снижения потерь на трение в поршневых двигателях, основанные на рациональном профилировании смазываемых деталей и применении энергосберегающих моторных масел (или специальных присадок к моторным маслам). Рассмотрены вопросы макро- и микропрофилирования поверхностей трения основных деталей цилиндропоршневой группы. Приведено описание методов и методик контроля потерь на трение в двигателе и их применения при тестировании энергосберегающих конструкций и материалов. Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» (140501).

*Рекомендовано Учебно-методической комиссией Научно-учебного комплекса «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э.Баумана.*

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение.....	5
1. Механические потери в поршневом двигателе.....	8
1.1. Природа механических потерь.....	8
1.1.1. Связь механических потерь с частотой вращения.....	10
1.1.2. Механические потери и расход топлива.....	17
1.1.3. Связь трения и тепловыделения в ЦПГ и КШМ.....	22
1.2. Особенности режимов трения в поршневом двигателе.....	36
1.3. Распределение механических потерь по узлам и агрегатам.....	38
1.4. Подходы к снижению механических потерь.....	42
1.5. Методы измерения механических потерь.....	43
1.5.1. Стандартизованные моторные испытания.....	43
1.5.2. Внестандартные моторные методы.....	46
1.6. Контрольные вопросы.....	49
2. Макро- и микропрофилирование деталей ЦПГ.....	50
2.1. Макропрофилирование поверхностей поршня.....	50
2.2. Применение принципа трибоадаптивности при конструировании деталей ЦПГ.....	56
2.2.1. Количественные соотношения принципа трибоадаптивности...56	56
2.2.2. Потери механической энергии и гидродинамическая несущая способность деталей ЦПГ.....	61
2.2.3. Выбор длин участков и общей длины бочкообразной юбки поршня.....	67
2.2.4. Выбор абсолютного перепада высот профиля юбки поршня.....	69
2.2.5. Выбор шаго-высотных параметров РПК.....	71
2.2.6. Примеры реализации принципа трибоадаптивности.....	74
2.3. Микропрофилирование внутренней поверхности цилиндра.....	85
2.4. Контрольные вопросы.....	101
3. Расчетная оценка механических потерь в сопряжениях ЦПГ и КШМ.....	103

3.1. Идентификация режимов трения в сопряжении деталей.....	103
3.2. Выбор зависимостей для расчета сил и моментов трения в сопряжениях ЦПГ и КШМ.....	104
3.2.1. Сопряжение «поршневое кольцо-цилиндр».....	105
3.2.2. Сопряжение «поршень-цилиндр».....	107
3.2.3. Сопряжение «вал-опора».....	108
3.2.4. Универсальная формула силы трения.....	109
3.3. Краткое описание расчетных программ.....	110
3.3.1. Программа PISTON.....	110
3.3.2. Программа RING .....	120
3.3.3. Программа BEARING.....	129
3.4. Идентификация расчетных программ.....	139
3.5. Анализ влияния ряда основных показателей конструкции и режима работы на механические потери двигателя.....	153
3.5.1. Расчетная оценка влияния ряда факторов конструкции и режима работы поршня на механические потери дизеля 2Ч 10,5/12.....	153
3.5.2. Влияние факторов конструкции поршневых колец на механические потери в ЦПГ ДВС.....	158
3.5.3. Результаты исследования механических потерь в подшипниках КШМ дизеля 2Ч 10,5/12.....	161
3.6. Контрольные вопросы.....	172
4. Энергосберегающие моторные масла и трибологические составы.....	174
4.1. Сущность антифрикционного действия энергосберегающих моторных масел их ассортимент и классификация.....	174
4.2. Трибологические составы, представленные в России.....	178
4.3. Металлические мыла как перспективная основа эффективных трибологических составов.....	179
4.4. Контрольные вопросы.....	184
5. Методы измерений малых изменений механических потерь.....	185

5.1. Поршневой трибометр.....	185
5.2. Измерение моментов трения.....	194
5.3. Температурные поля цилиндра.....	199
5.4. Комплексная методика испытаний.....	202
5.5. Контрольные вопросы.....	214
6. Примеры снижения механических потерь.....	216
6.1. Макропрофилирование и покрытие юбки поршня.....	216
6.2. Энергосберегающее моторное масло.....	229
6.3. Трибологические составы.....	240
6.4. Контрольные вопросы.....	259
Глоссарий.....	260
Литература.....	263
Приложение.....	274

## Введение

Механические потери рассматриваются в теории двигателей внутреннего сгорания (ДВС) как затраченная на преодоление всех видов сопротивления движению деталей, воздуха и жидкостей в двигателе часть индикаторной мощности. По различным оценкам, выполненным для конкретных типов и комплектаций поршневых ДВС, отнесенная к индикаторной мощности доля механических потерь на номинальном режиме работы бензиновых автомобильных двигателей и автотракторных дизелей без наддува составляет величину от 15 до 25%. Это говорит о том, что около четверти располагаемой энергии газов в поршневом двигателе безвозвратно теряется на преодоление трения. При этом большее значение указанного показателя характерно для отечественных ДВС, меньшее – для их зарубежных аналогов. Из выполненных оценок следует, что напрямую связанные с трением затраты топлива в удельном выражении определяются при тех же условиях величиной от 7 до 11%. Сравнение прототипов и аналогов с определенностью указывает, что при прочих равных условиях причина высоких механических потерь состоит, прежде всего, в низком уровне (недоработке) конструкции и технологии изготовления деталей цилиндра-поршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ); и, дополнительно, в худших антифрикционных свойствах смазочных материалов. Последнее обстоятельство, ввиду появления на отечественном рынке импортных моторных масел (примерно с середины 1980-х годов) и постепенного приближения к ним по качеству отечественной продукции, в настоящее время, скорее всего, уже не является фактором, сдерживающим уменьшение механических потерь. Поэтому, высокий уровень энергетических затрат на преодоление трения в поршневых двигателях обусловлен, главным образом:

-ошибками конструирования и технологического сопровождения основных деталей;

-пренебрежением трибологическим аспектом работы двигателя как технической системы и, как следствие, отсутствием подхода к проектированию детали трения как объекта энергосбережения;

-незнанием истинного уровня механических потерь проектируемой конструкции, что, в свою очередь, связано с недостаточной разработанностью и применимостью методов расчета и экспериментального контроля параметров трения в основных подвижных сопряжениях ДВС.

К сожалению, по давно сложившейся традиции в теории ДВС тема механических потерь кратко рассматривается лишь в связке разделом «Эффективные показатели двигателя» и, на уровне упоминания, в разделах «Тепловой баланс» и «Впуск» (насосные потери). При конструировании и расчете деталей, активно участвующих в процессе трения, таких как цилиндр, поршень, поршневые кольца, подшипники коленчатого вала и др., оценка трения, изнашивания и способов их снижения не производится. В библиографических списках статей отечественных периодических журналов отрасли энергомашиностроения тематика механических потерь освещена лишь в объеме 2-5%. И, наконец, если не считать диссертационные работы, то в настоящее время можно говорить об отсутствии в учебно-методической литературе по поршневым двигателям систематизированного обобщения проблемы снижения механических потерь.

Цель настоящего издания – предоставить студентам более расширенный, чем позволяют рамки соответствующей дисциплины, материал по механическим потерям, способам их снижения и измерения. Источником сведений, изложенных в учебном пособии, явились собственные исследования в области расчета и оптимизации процессов трения в поршневых машинах, многолетний опыт работы на Владимирском тракторном заводе, совместные исследования в области расчета и оптимизации процессов трения в поршневых машинах, материалы выполненных под руководством автора диссертаций, положительные результаты использования в практике рекомендаций и авторских технических решений на уровне изобретений.

Издание, задуманное как учебное пособие для студентов специальности «Двигатели внутреннего сгорания», адресуется, тем не менее, всем, кто интересуется проблемой трения и изнашивания деталей машин вообще и поршневых машин, в частности.

## 1. Механические потери в поршневом двигателе

### 1.1. Природа механических потерь

Механические потери, рассматриваемые как часть располагаемой энергии, безвозвратно потерянная на преодоление всех видов сопротивления в двигателе, должны быть, по возможности, минимизированы на стадии конструирования и/или доводки двигателя. Уменьшая располагаемую энергию (так называемую индикаторную работу), механические потери в итоге снижают эффективную мощность двигателя. Снижение эффективной мощности при прочих равных условиях означает ухудшение удельной топливной экономичности двигателя:

$$g_e = \frac{G_T}{N_e}, \quad (1.1)$$

где  $g_e$  – удельный эффективный расход топлива;  $G_T$  – расход топлива;  $N_e$  – эффективная мощность двигателя.

Если двигатель работает без внешней нагрузки (режим холостого хода, при котором эффективная мощность  $N_e$  в формуле (1.1) равна нулю), топливо расходуется на выработку энергии, идущей исключительно на преодоление всех внутренних сопротивлений, т.е. механических потерь. В этом случае расход топлива на холостом ходу является показателем, в полной мере характеризующим как величину, так и поведение механических потерь ДВС.

Возникающие в поршневом двигателе механические потери имеют, как и трение, двойственную природу: 1) при взаимном контактировании смазываемых деталей в условиях относительного перемещения свое действие проявляют силы сопротивления разрушению адгезионных связей и деформации, описываемые молекулярно-механической теорией граничного трения [[1-5](#)]; 2) при разделении поверхностей слоем смазочного материала к формированию механических потерь в большинстве случаев применимы законы гидродинамики [[6-8](#)].

Специфика поршневого ДВС проявляется в том, что основные энергоемкие сопряжения, такие как ЦПГ и КШМ, подвержены действию высоких знакопеременных нагрузок. Кроме того, детали ЦПГ работают в условиях реверсирования движения, перегрева (вплоть до выгорания) и дефицита смазочного материала в зоне трения. Именно это обуславливает высокий уровень механических потерь в первую очередь в ЦПГ.

Особо проявляют себя механические потери, обусловленные преодолением аэродинамического сопротивления при впуске свежего заряда и выпуске отработавших газов (так называемые насосные потери).

Если сделать привязку к понятию мощности, то механические потери двигателя можно представить как интенсивность работы обобщенной силы трения:

$$N_m = F \cdot v = M_c / t, \quad (1.2)$$

где  $F$  – обобщенная сила трения движущихся деталей;  $v$  – средняя скорость относительного движения деталей;  $M_c$  – момент сопротивления на валу двигателя;  $t$  – время.

Использование зависимости (1.2) для определения механических потерь в режиме работы двигателя ограничено высокой технической сложностью нахождения не только всех сил трения (момента сопротивления), но даже силы трения единичной пары деталей поршневого ДВС. Поэтому в принятой практике испытаний ДВС для оценки механических потерь пользуются не прямыми, а косвенными измерениями. Например, путем оценки мощности механических потерь по разнице индикаторной и эффективной мощностей двигателя согласно:

$$N_m = N_i - N_e. \quad (1.3)$$

Момент сопротивления  $M_c$  измеряют только в условиях отключения подачи топлива (во время временной прокрутки вала посторонним устройством – балансирной машиной в режиме электромотора).

Согласно положениям теории ДВС (раздел «Эффективные показатели и механические потери») механические потери принято еще выражать производными от момента сопротивления или мощности показателями, такими как условное среднее давление механических потерь (по аналогии с условным средним индикаторным и эффективным давлениями), механический КПД и расход топлива на холостом ходу.

Подробное описание и сравнение типовых (стандартизованных) методов определения механических потерь можно найти, например, в работе [9].

### 1.1.1. Связь механических потерь с частотой вращения

Рассмотрим соотношение вырабатываемой и потребляемой мощностей поршневого ДВС.

В общем случае на установившемся режиме работы двигателя справедливо известное соотношение между индикаторной мощностью  $N_i$ , эффективной мощностью  $N_e$  и мощностью механических потерь  $N_m$ :

$$N_i = N_e + N_m. \quad (1.4)$$

Как известно, непрерывное изменение угловой скорости коленчатого вала, вызванное нарушением баланса мощностей двигателя и потребителя, обуславливает изменение кинетической энергии вращающихся масс системы «двигатель-потребитель». Избыток мощности, развиваемой двигателем, затрачивается на увеличение кинетической энергии системы, связанное с повышением угловой скорости (частоты вращения) коленчатого вала двигателя до тех пор, пока не исчезнет дисбаланс мощностей.

Мощность  $N_J$ , соответствующая кинетической энергии вращающихся масс системы «двигатель-потребитель» равна:

$$N_J = k\omega J \frac{d\omega}{dt},$$

где  $k$  – константа;  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала;  $J$  – момент инерции вращающихся масс;  $t$  – время.

Значения углового ускорения коленчатого вала в переходном процессе определяются из уравнения динамического равновесия вращающихся масс системы «двигатель (индексы  $d$  и  $e$ ) - потребитель (индекс  $n$ )»:

$$(J_d - J_n) \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_n,$$

где  $M$  – крутящий момент на валу двигателя.

Длительность переходного процесса определяется промежутками между двумя смежными нулевыми значениями углового ускорения коленчатого вала. За время переходного процесса изменение кинетической энергии вращающихся масс системы «двигатель-потребитель» равно:

$$J \frac{\omega_1^2}{2} - J \frac{\omega_2^2}{2} = J \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2},$$

где нижние индексы 1 и 2 при угловых скоростях вращения коленчатого вала обозначают начало и окончание переходного процесса.

Все вышеприведенное справедливо и для случая, когда дисбаланс мощности вызывается внезапным изменением (например, уменьшением) мощности механических потерь. Это быстро наступающее снижение указанной мощности может быть обусловлено, в частности, введением «на ходу» в систему смазки двигателя антифрикционной присадки.

Оценим изменение мощности механических потерь через изменение основных показателей рабочего процесса.

Пусть некоторый параметр  $N$  является функцией  $m$  переменных:

$$N = f(x_1, x_2, \dots, x_m).$$

Если требуется определить влияние переменной  $x_k$  на процесс изменения величины  $N$ , то при условии постоянства остальных переменных относительное изменение составит:

$$\delta_N = \frac{\Delta N}{N} = \frac{N_1 - N_0}{N_0}, \quad (1.5)$$

где индексы 0 и 1 обозначают соответственно признак начального и конечного (измененного) состояний.

Раскроем содержание величин, входящих в (1.5), подразумевая под параметром  $N$  мощность механических потерь, определяемую равенством (1.4).

Для решения задачи вначале определим согласно теории ДВС выражение для индикаторной мощности:

$$N_i = \eta_i H_u G_T. \quad (1.6)$$

Низшую теплоту сгорания топлива  $H_u$  в (1.6) считаем константой. Тогда зависимость (1.5) с учетом (1.6) справедливо представить как

$$\delta_{N_m} = \frac{N_m^{(1)} - N_m^{(0)}}{N_m^{(0)}} = \frac{H_u (\eta_i^{(1)} G_T^{(1)} - \eta_i^{(0)} G_T^{(0)})}{H_u \eta_i^{(0)} G_T^{(0)} - N_e}. \quad (1.7)$$

Формула (1.7) в общем виде выражает взаимосвязь между изменением механических потерь и изменением основных показателей рабочего процесса.

Рассмотрим ряд частных случаев.

1. Изменение индикаторного КПД пренебрежительно мало при изменении исследуемого параметра, т.е.  $\eta_i^{(0)} = \eta_i^{(1)} = \eta_i$ . Тогда выражение (1.7) получит вид:

$$\delta_{N_m} = \frac{\eta_i H_u (G_T^{(1)} - G_T^{(0)})}{\eta_i H_u G_T^{(0)} - N_e}. \quad (1.8)$$

2. Режим холостого хода как частный случай установившегося режима, когда эффективная мощность  $N_e$  равна нулю. При этом индикаторный КПД есть величина переменная. С учетом  $N_e=0$  и  $\eta_i = \text{var}$  формула (1.8) преобразуется в:

$$\delta_{N_m} = \frac{\eta_i^{(1)} G_T^{(1)} - \eta_i^{(0)} G_T^{(0)}}{\eta_i^{(0)} G_T^{(0)}}. \quad (1.9)$$

3. Режим холостого хода, но при условии неизменности индикаторного КПД ( $\eta_i^{(0)} = \eta_i^{(1)} = \eta_i$ ). В этом случае (1.9) сводится к простой зависимости вида:

$$\delta_{N_m} = \frac{G_T^{(1)} - G_T^{(0)}}{G_T^{(0)}}. \quad (1.10)$$

Общеизвестно, что на режиме холостого хода равенство (1.4) превращается в тождество

$$N_i \equiv N_m. \quad (1.11)$$

С учетом того, что

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{30\tau}, \quad (1.12)$$

Получим

$$\frac{p_i V_h n}{30\tau} \equiv N_m, \quad (1.13)$$

где  $p_i$  – среднее индикаторное давление в цилиндре двигателя;  $V_h$  – рабочий объем цилиндра;  $\tau$  – коэффициент тактности двигателя.

Если предположить теперь, что мощность механических потерь по каким-либо причинам изменилась на  $\Delta N_m$ , то и индикаторная мощность в тождестве (1.13) тоже должна измениться на  $\Delta N_i$ . Так как комплекс  $\frac{p_i V_h}{30\tau}$  в формуле (1.13) представляет собой константу, не зависящую от мощности механических потерь, то указанное изменение левой части тождества (1.11) может произойти только за счет изменения частоты вращения коленчатого вала  $n$ .

Установим взаимосвязь между изменением механических потерь и соответствующим изменением частоты вращения коленчатого вала двигателя на режиме холостого хода при ранее принятом (в случае 3) допущении постоянства индикаторного КПД.

Для решения этой задачи воспользуемся типичной характеристикой холостого хода дизеля (рис.1.1). Кривая 1 отражает исходное состояние, а кривая 2 – новое, связанное с изменением (в данном примере уменьшением) механических потерь двигателя. Характерным и важным для последующих

действий является то, что исходная и новая кривые расходов протекают как равноотстоящие друг от друга.

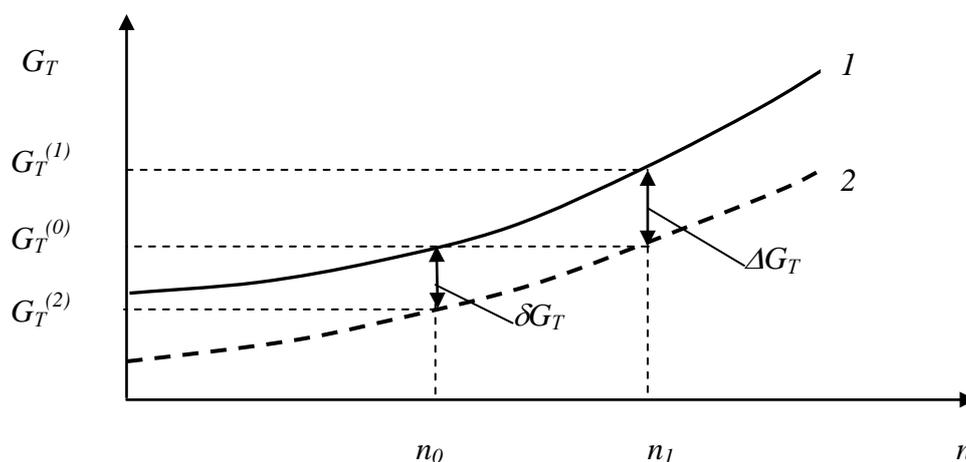


Рис. 1.1. Характеристика холостого хода (верхний индекс  $XX$  в обозначениях опущен) двигателя: 1 – исходная ситуация, 2 – то же, но механические потери снижены

В соответствии с формулой (1.10) требуется определить исходное и последующее, связанное с изменившейся мощностью механических потерь значения расхода топлива на некоторой одинаковой частоте вращения. Если непосредственно использовать формулу (1.10), то для соблюдения условия равенства частот вращения потребуется возврат к исходной частоте вращения, реализуемый как повторное снятие характеристики. Например, при исходной частоте вращения  $n_0$  изменение расхода топлива определится как  $\delta G_T = G_T^{(2)} - G_T^{(0)}$ , и для его нахождения необходимо дополнительно иметь кривую расхода топлива 2, что часто бывает неудобно либо невозможно по условиям эксперимента (см. рис. 1.1).

Для решения проблемы разницу расходов топлива предлагается определять не на исходной  $n_0$ , а на новой (обусловленной изменением механических потерь) частоте  $n_1$ . Тогда повторное снятие характеристики уже не потребуется, т.к. для определения разницы расходов топлива достаточно воспользоваться только исходной кривой 1. Как следует из рис. 1.1, в этом случае  $G_T^{(0)}$  соответствует расходу топлива в новом состоянии, а расходом топлива в

исходном состоянии становится  $G_T^{(1)}$ . После чего искомая разница расходов определится как  $\Delta G_T = G_T^{(0)} - G_T^{(1)}$ .

Примем теперь основанное на выводах из практики снятия, обработки и анализа характеристик холостого хода допущение о том, что вид зависимости  $G_T = f(n)$  близок к линейному (особенно в диапазоне малых и средних частот вращения  $n$ ). С учетом принятого допущения, сплошная и пунктирная линии на рис.1.1 в диапазоне частот вращения от  $n_0$  до  $n_1$  могут быть описаны соответственно как

$$G_T^{(0,1)} = an_{0,1} + b,$$

где  $a$  и  $b$  – коэффициенты, определяющие прямую линию.

После чего выразим значения расходов топлива, входящих в формулу (1.10):

$$G_T^{(0)} = an_0 + b \tag{1.14}$$

и

$$G_T^{(1)} = an_1 + b. \tag{1.15}$$

Подставляя (1.14) и (1.15) в формулу (1.10), имеем

$$\delta_{N_m} = \frac{(an_1 + b) - (an_0 + b)}{an_0 + b} = \frac{a(n_1 - n_0)}{an_0 + b} = \frac{n_1 - n_0}{n_0 + \frac{b}{a}}.$$

Обозначив  $c = b/a$ , получаем

$$\delta_{N_m} = \frac{n_1 - n_0}{n_0 + c}, \tag{1.16}$$

где константа  $c$  определяется коэффициентами  $a$  и  $b$ , которые, в свою очередь, легко находятся из уравнения прямой, проходящей через две данные точки на графике исходной характеристики холостого хода.

Выведенная в результате анализа формула (1.16) представляет собой решение поставленной задачи, т.к. в общем виде связывает изменение механических потерь с изменением частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу двигателя.

Для проверки «работы» формулы (1.16) воспользуемся реальной характеристикой холостого хода тракторного дизеля 4Ч 10,5/12 (Д-144 ОАО «ВТЗ») на рис.1.2.

Взяв две точки на относительно прямолинейном участке характеристики  $G_T(1400)=1,6\text{кг/ч}$  и  $G_T(2000)=2,8\text{кг/ч}$ , получаем уравнение прямой вида  $G_T=0,002n-1,2$ . Откуда  $c=b/a=(-1,2)/0,002=-600$ .

Учитывая, что обычно повышение частоты вращения на холостом ходу составляет при снижении механических потерь, вызванном введением антифрикционной присадки в моторное масло, величину от 100 до 200мин<sup>-1</sup> (т.е. в среднем 150мин<sup>-1</sup>), выполним прогноз изменения механических потерь, например, при работе вышеупомянутого двигателя 4Ч 10,5/12 на частоте вращения  $n_0=1600\text{мин}^{-1}$ . При этих условиях измененное значение частоты вращения составит величину, равную  $n_1=1600+150=1750\text{мин}^{-1}$ . Введя числовые выражения параметров  $c$ ,  $n_0$  и  $n_1$  в формулу (1.16), получим изменение мощности механических потерь

$$\delta_{N_m} = \frac{1750-1600}{1600-600} = \frac{150}{1000} = 0,15 \text{ или } 15\%.$$

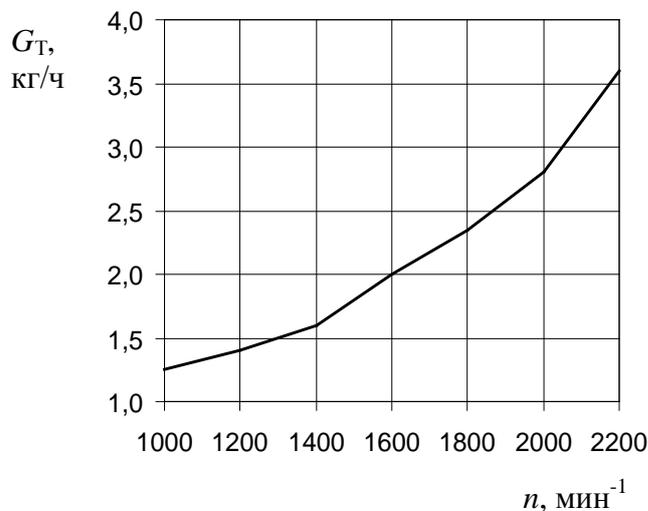


Рис.1.2. Характеристика холостого хода тракторного дизеля 4Ч 10,5/12 (Д-144 ОАО «ВТЗ»)

Данное значение хорошо соответствует известным результатам экспериментального определения снижения механических потерь при использовании в ДВС антифрикционных присадок и энергосберегающих моторных масел.

### 1.1.2. Взаимосвязь между механическими потерями и расходом топлива

Несмотря на очевидность существования указанной взаимосвязи, как в учебной, так и научной литературе по теории ДВС отсутствуют аналитические зависимости, связывающие изменение механических потерь с изменением расхода топлива. Для вывода соответствующих формул воспользуемся основными положениями теории ДВС в разделах “Индикаторные показатели”, “Эффективные показатели и механические потери” [10].

#### А. Механический КПД и удельный эффективный расход топлива

При выводе зависимостей считаем, что часовой расход топлива  $G_T$  и индикаторная мощность  $N_i$  не изменяются при изменении механических потерь.

Как известно из теории ДВС, механический КПД может быть определен как отношение удельных индикаторного и эффективного расходов топлива:

$$\eta_m = \frac{g_i}{g_e},$$

где  $g_i$  и  $g_e$  - удельный индикаторный и удельный эффективный расходы топлива соответственно.

Тогда при изменении механических потерь двигателя механический КПД составит

$$\eta_m^* = \frac{g_i}{g_e^*},$$

где знаком \* обозначены измененные значения параметров.

Относительное изменение механического КПД определяется как

$$\delta_{\eta_m} = \frac{\eta_m^* - \eta_m}{\eta_m} = \frac{\frac{g_i}{g_e} - \frac{g_i}{g_e^*}}{\frac{g_i}{g_e}} = \frac{g_e - g_e^*}{g_e^*}. \quad (1.17)$$

Аналогичный показатель для  $g_e$

$$\delta_{g_e} = \frac{g_e - g_e^*}{g_e^*}. \quad (1.18)$$

Величина  $\delta_{g_e}$  берется с обратным знаком, чтобы  $\delta_{g_e}$  было больше нуля.

Из (1.18) следует

$$\delta_{g_e} \cdot g_e = g_e - g_e^*.$$

Откуда имеем

$$g_e^* = g_e - \delta_{g_e} \cdot g_e. \quad (1.19)$$

Подставляя (1.19) в (1.17), после преобразования получаем

$$\delta_{\eta_m} = \frac{\delta_{g_e}}{1 - \delta_{g_e}}. \quad (1.20)$$

Решая (1.20) относительно  $\delta_{g_e}$ , приходим к формуле

$$\delta_{g_e} = \frac{\delta_{\eta_m}}{1 + \delta_{\eta_m}}. \quad (1.21)$$

В формулах (1.20) и (1.21) показатели выражены в долях единицы.

Переходя к процентному выражению величин, имеем

$$100\delta_{\eta_m} = \frac{100\delta_{g_e}}{1 - 0,01 \cdot 100\delta_{g_e}}$$

или, вводя символ % для обозначения процентной доли,

$$\delta_{\eta_m}^{\%} = \frac{\delta_{g_e}^{\%}}{1 - 0,01 \cdot \delta_{g_e}^{\%}}. \quad (1.22)$$

Аналогично для  $g_e$  получаем

$$\delta_{g_e}^{\%} = \frac{\delta_{\eta_m}^{\%}}{1 + 0,01 \cdot \delta_{\eta_m}^{\%}}. \quad (1.23)$$

Формулы (1.22) и (1.23) представляют собой строгую взаимосвязь между относительными изменениями механического КПД и удельного эф-

фактивного расхода топлива. Учитывая малость произведений  $0,01 \cdot \delta_{g_e}^{\%}$  и  $0,01 \cdot \delta_{\eta_m}^{\%}$  по сравнению с единицей, можно отбросить знаменатели формул (1.22) и (1.23), получив тем самым приближенное выражение рассматриваемой взаимосвязи:

$$\delta_{\eta_m}^{\%} \approx \delta_{g_e}^{\%}. \quad (1.24)$$

Анализ показывает, что относительная погрешность при переходе от (1.22) и (1.23) к (1.24) равна  $\delta_{\eta_m}^{\%}$ .

### В. Удельный эффективный расход топлива и мощность механических потерь

В данном случае принятые выше допущения сохраняют силу, т.е.  $G_T = const$  и  $N_i = const$ .

Из теории ДВС удельный эффективный расход топлива равен

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} = \frac{G_T}{N_i - N_m}. \quad (1.25)$$

При изменении механических потерь с  $N_m$  до  $N_m^*$  значение удельного эффективного расхода топлива составит

$$g_e^* = \frac{G_T}{N_i - N_m^*}. \quad (1.26)$$

Здесь

$$N_m^* = N_m - \delta_{N_m} \cdot N_m,$$

где  $\delta_{N_m} = \frac{N_m - N_m^*}{N_m}$  - относительное изменение мощности механических потерь

( $\delta_{N_m} > 0$ ).

Соответствующее изменение удельного эффективного расхода топлива определяется как

$$\delta_{g_e} = \frac{g_e - g_e^*}{g_e} = 1 - \frac{g_e^*}{g_e}. \quad (1.27)$$

Подставляя (9) и (10) в (11), после преобразований получаем

$$\delta_{g_e} = \frac{\delta_{N_m}}{\frac{N_e}{N_m} + \delta_{N_m}} . \quad (1.28)$$

Переходя в (1.28) от долевого к процентному выражению относительных изменений величин, имеем

$$\delta_{g_e}^{\%} = \frac{\delta_{N_m}^{\%}}{\frac{N_e}{N_m} + 0,01\delta_{g_e}^{\%}} . \quad (1.29)$$

Поскольку произведение  $0,01 \cdot \delta_{g_e}^{\%}$  существенно (на порядок) меньше отношения  $\frac{N_e}{N_m}$ , первым можно пренебречь и свести выражение (13) к виду

$$\delta_{g_e}^{\%} = \delta_{N_m}^{\%} \cdot \frac{N_m}{N_e} . \quad (1.30)$$

Анализ показал, что погрешность расчета по приближенной формуле (1.30) составляет не более 9%.

### С. Расход топлива и коэффициент трения

Примем, что двигатель работает с неизменной эффективной мощностью  $N_e = \text{const}$ , а изменение индикаторной мощности пропорционально изменению расхода топлива:  $N_i \sim G$ , где под  $G$  подразумевается как часовой, так и путевой расход топлива.

Пусть  $\delta_f$  относительное снижение коэффициента трения  $f$ , а  $k$  – относительная доля превалирующего режима трения (граничного, смешанного или гидродинамического), на котором получено снижение  $\delta_f$ . Тогда измененное значение мощности механических потерь составит

$$N_m^* = (1 - k\delta_f)N_m ,$$

а соответствующее значение индикаторной мощности выразится как

$$N_m^* = N_e + N_m^* = N_e + (1 - k\delta_f)N_m . \quad (1.31)$$

Определяя относительное изменение индикаторной мощности имеем

$$\delta_{N_i} = \frac{N_i - N_i^*}{N_i} . \quad (1.32)$$

После подстановки (1.31) в (1.32) и соответствующих преобразований, получим

$$\delta_{N_i} = k\delta_f \left(1 - \frac{N_e}{N_i}\right)$$

или

$$\delta_{N_i} = k\delta_f(1 - \eta_m).$$

Откуда из пропорциональности  $N_i$  и  $G$  следует окончательно

$$\delta_G = k\delta_f(1 - \eta_m). \quad (1.33)$$

Выражение (1.33) позволяет оценить в долях единицы или процентах изменение расхода топлива  $G$  в случае изменения коэффициента трения деталей двигателя  $f$  при заданных значениях доли превалирующего режима трения  $k$  и механического КПД  $\eta_m$ .

Сопоставлением результатов расчета по формулам (1.24), (1.30) и (1.33) с имеющимися экспериментальными данными установлена их удовлетворительная сходимость (относительная погрешность расчета не более 8...12%). Так, по экспериментам АМО "ЗиЛ" снижение мощности механических потерь дизеля 8Ч 11/11,5 ( $N_e=136$ кВт) при переходе с серийных на опытные энергосберегающие поршни составило 3 кВт (с 55 до 52кВт), при этом удельный эффективный расход топлива был снижен с 246 до 241г/(кВт·ч). Откуда относительное улучшение экономичности

$$\delta_{g_e}^{\%} = \frac{246 - 241}{246} \cdot 100\% = 2,0\% .$$

Воспользовавшись формулой (1.30), получаем

$$\delta_{g_e}^{\%} = \frac{55 - 52}{55} \cdot 100\% \cdot \frac{55}{136} = 2,2\% .$$

Погрешность расчета составляет

$$\delta_{g_e}^{\%} = \left| \frac{2,0 - 2,2}{2,0} \right| \cdot 100\% = 10\% .$$

### 1.1.3. Связь трения и тепловыделения в ЦПГ и КШМ

Известно, что трение, как процесс преобразования внешней механической энергии во внутреннюю, сопровождается тепловыми, акустическими, реологическими и рядом других явлений. Говоря о сопровождающих трение тепловых процессах, следует напомнить общеизвестный факт, что в тепло превращается большая (до 99%) часть энергии трения, меньшая (до 1%) часть идет на приращение внутренней энергии трущихся тел.

Это дает основание рассматривать при определенных условиях тепло трения или напрямую связанную с ним температуру трения как достаточно физичный показатель, характеризующий собственно трение в сопряжении.

Под определенными условиями здесь понимается отсутствие других, не обусловленных работой силы трения, источников тепла. В данном случае речь идет о теплоте, выделяющейся при сжатии воздуха в цилиндре и сгорании топлива. Температуры этих процессов по меньшей мере на порядок выше температуры трения и поэтому должны быть учтены или попросту устранены.

Учет температур сжатия и сгорания сопряжен со слишком большими техническими трудностями и необходимостью точного знания целого ряда теплофизических констант, из которых наиболее трудно определим коэффициент теплоотдачи: из сопоставления многочисленных экспериментальных и расчетных данных можно констатировать, что разброс рекомендуемых значений этого коэффициента для смазываемых сопряжений ЦПГ достигает тысяч и даже десятков тысяч Вт/(м<sup>2</sup>·К) [11]. В отличие от учета, устранение этих источников повышения температуры выполняется достаточно просто: тепло от процесса сжатия аннулируется отказом от самого сжатия (например, удалением клапанов из головки цилиндра); тепло от сгорания устраняется отсутствием такового (работа в режиме прокрутки от внешнего источника).

Естественно, что уровень потерь на трение без сжатия и сгорания в цилиндре будет отличаться от реального. Решение проблемы сопоставимости, как указывалось выше в гл. 1, может базироваться на следующем:

[Оглавление](#)

-температура главным образом влияет на вязкость смазочного материала, которую можно приблизить к реально существующей в паре трения за счет разжижения масла дизельным топливом или бензином;

-изменение зазоров, вызванное влиянием температуры, может быть воспроизведено подбором исходных размеров деталей сопряжения;

-снижение нагрузки на детали, обусловленное отсутствием сжатия и сгорания, компенсируется увеличением инерционных сил за счет повышения скоростного режима испытаний;

-все отличия режима испытаний без сжатия и сгорания от реальных становятся несущественны, если испытания проводятся на основе сравнения при прочих равных условиях.

Положив, что испытания по оценке энергосберегающих (антифрикционных) свойств моторных масел и присадок будут проводиться без сжатия и сгорания в цилиндрах поршневого двигателя, выберем и проанализируем зависимости, устанавливающие взаимосвязь между температурой трения в сопряжении «поршень-цилиндр» и мощностью трения в этом сопряжении.

В работе [5] на основе применения метода анализа размерностей была выведена формула для приращения температуры на поверхности раздела трущихся тел:

$$\Delta T = C \frac{fNv}{(\tilde{\lambda} + \lambda_1 Pe)L}, \quad (1.34)$$

где  $C$  - отношение скорости выделения тепла к сумме скоростей отвода и накопления тепла в движущейся поверхности;  $fNv$  - произведение коэффициента трения на нормальную нагрузку и скорость, имеющее физический смысл мощности трения;  $\tilde{\lambda}$  - среднее значение коэффициента теплопроводности двух контактирующих тел 1 и 2;  $\lambda_1$  - коэффициент теплопроводности первого (движущегося) тела;  $Pe$  - число Пекле;  $L$  - характерная длина.

Использование формулы (1.34) осложнено необходимостью задания трудноопределимого параметра  $C$ . Кроме того, из анализа известного закона теплопроводности Фурье следует, что число Пекле зависит от скорости движения  $v$ :

$$Pe = \frac{vLc\rho}{\lambda},$$

где  $c$  и  $\rho$  – удельная теплоемкость и плотность материала тела соответственно.

Из сказанного можно заключить, что для случая трения при относительном движении использование формулы (1.34) возможно, в основном, для сравнительных испытаний. Например, при сравнении при прочих равных условиях мощностей трения  $W_1$  и  $W_2$ , полученных для разных по энергосбережению объектов  $1$  и  $2$  (например, моторных масел), справедливо отношение:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\Delta T_1(\tilde{\lambda} + \lambda_1 Pe_1)}{\Delta T_2(\tilde{\lambda} + \lambda_1 Pe_2)}, \quad (1.35)$$

где  $W = fNv$  – мощность трения.

Принимая во внимание, что при прочих равных условиях сравнения на установившемся режиме средняя скорость  $v$  остается постоянной из (1.35) получим:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}. \quad (1.36)$$

Из (1.36) следует, что при условии равенства средних скоростей движения трущегося тела при испытаниях объектов  $1$  и  $2$  (разных моторных масел) мощность трения будет прямо пропорциональна приращению температуры трения. Таким образом, по относительному изменению температуры трения в этих условиях можно судить об аналогичном изменении мощности трения. И, естественно, знание абсолютного значения мощности трения при испытании одного из объектов (например,  $W_1$ ) позволяет прогнозировать значение мощности трения второго объекта ( $W_2$ ) на основании только замеров приращения температуры трения первого и второго объектов испытаний ( $\Delta T_1$  и  $\Delta T_2$  соответственно). Несомненным достоинством описанной ситуации

является очевидный факт, что измерение температуры трения (особенно неподвижного тела) является гораздо более простой процедурой, чем измерение мощности трения.

Однако данный подход все-таки не решает проблему количественного определения мощности трения по приращению температуры за счет трения для единичного измерения (единичного объекта). В этой связи следует отметить, что в работах известных трибологов Ф. Боудена и Д. Тейбора была выведена формула для приращения температуры трения, использующая только основные теплофизические константы, размеры тела и мощность его трения при относительном скольжении [12]:

$$\Delta T = \frac{c_1 W}{JL} \sqrt{\frac{1}{\lambda \alpha l}}, \quad (1.37)$$

где  $c_1$  - доля тепла, передающаяся от подвижного тела неподвижному (в оригинале формулы этот коэффициент обозначен как  $\alpha$  и принят равным 0,5);  $J$  – механический эквивалент тепла;  $L$  – первая характерная длина (в оригинале формулы длина окружности  $\pi r$  цилиндра радиуса  $r$ , торцом трущегося о плоскость);  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи смазочного материала;  $l$  - вторая характерная длина (в оригинале формулы  $2r$ ).

Полученная для случая торцового трения цилиндра по плоскости, зависимость (1.37) может быть применима к сопряжению «поршень-цилиндр» только после переосмысления физической сущности характерных длин  $L$  и  $l$ , а также экспериментальной проверки достоверности расчетов на примере указанного сопряжения.

Используя подход, примененный в работе [12] можно, однако, попытаться вывести зависимость для температуры трения именно для случая сопряжения «поршень-цилиндр». Для решения задачи, исходя из геометрии данного сопряжения, вполне допустимо применить расчетную схему, представляющую из себя развертку цилиндра (рис. 2.3).

В тонкую пластину (развертка цилиндра) сверху (изнутри цилиндра) от поршня с кольцами в результате диссипации энергии при трении поступа-

ет поток тепла  $Q_1$ . Пластина нагревается и через нижнюю поверхность (снаружи цилиндра) излучает поток тепла  $Q_2$ . При установившемся режиме эти потоки равны. Условия теплопередачи и геометрия реального сопряжения позволяют при очевидных для данного случая допущениях свести задачу к одномерной.

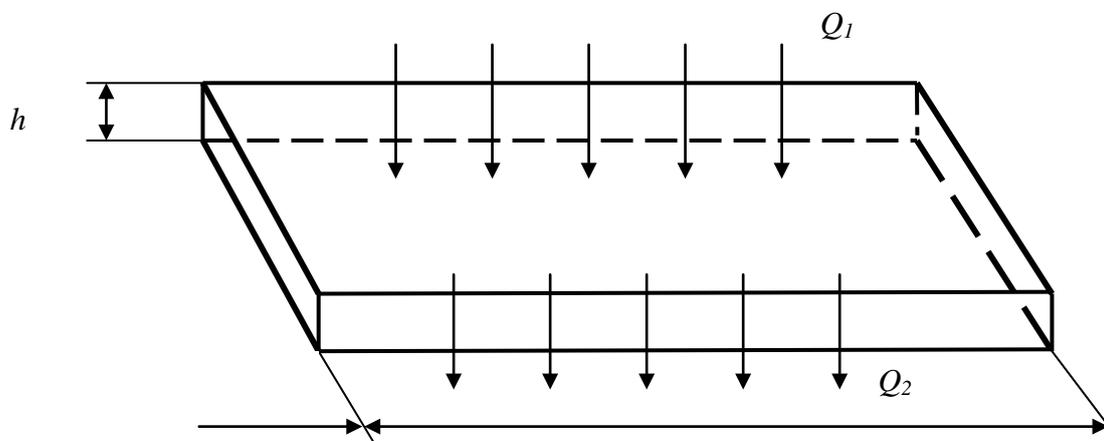


Рис.1.3. Расчетная схема развертки цилиндра к выводу формулы температуры трения в сопряжении «поршень-цилиндр»:  $h$  – толщина стенки цилиндра;  $L$  – длина окружности цилиндра

Допущения:

-ввиду малости площади торцов цилиндра по сравнению с площадью его боковой поверхности теплопередачей через торцы пренебрегаем;

-тепло распространяется равномерно по площади и строго по нормали к стенке цилиндра (на расчетной схеме строго снизу вверх);

-на внешней стенке нет принудительного охлаждения.

Передача тепла в рассмотренном случае описывается одномерным уравнением теплопроводности Фурье:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (1.38)$$

где  $T$  – температура;  $t$  - время;  $a$  - коэффициент температуропроводности;  $x$  - координата в направлении передачи тепла (по нормали к поверхности).

При установившемся режиме:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = 0.$$

То есть температура не зависит от времени. Тогда вместо (1.38) получаем обыкновенное дифференциальное уравнение

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0. \quad (1.39)$$

Краевые условия согласно рис.1.4, где представлен поперечный разрез стенки цилиндра, следующие:

-слева (при  $x = 0$ ) - заданный поток тепла  $-\lambda T'(0) = Q_1$  (далее по тексту просто  $Q$ );

-справа (при  $x = h$ ) - теплообмен по закону Ньютона  $\lambda \frac{dT}{dx} + \alpha(T - T_2) = 0$

(где  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи материала стенки цилиндра).

Согласно схеме на рис.1.4 неизвестной является температура трения  $T_1$ , а  $T_2$  представляет собой известную температуру внешней окружающей среды.

Дважды интегрируя уравнение (1.39), получаем

$$T(x) = kx + b, \text{ откуда следует, что } \frac{dT}{dx} = k.$$

При  $x=0$

$$-\lambda T'(0) = -\lambda k = Q, \text{ значит}$$

$$k = -Q/\lambda.$$

При  $x=h$

$$T(h) = kh + b.$$

Тогда, подставляя найденные выше значения в выражение теплообмена по Ньютону для  $x = h$ , получим

$$\lambda k + \alpha(kh + b - T_2) = 0.$$

Откуда можем определить неизвестный коэффициент  $b$ :

$$b = -\frac{\lambda k}{\alpha} - kh + T_2. \quad (1.40)$$

Подставляя ранее найденное выражение для  $k$  в (1.40), имеем:

$$b = \frac{Q}{\alpha} + \frac{Qh}{\lambda} + T_2 = Q \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right) + T_2.$$

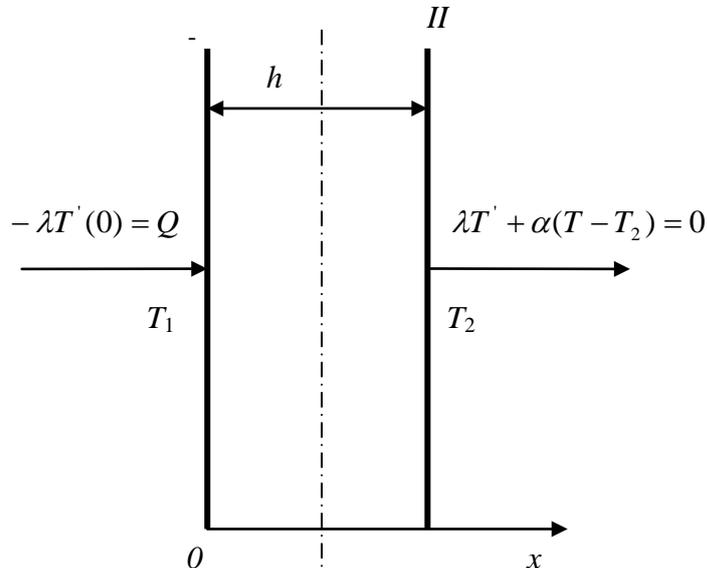


Рис.1.4. Поперечный разрез стенки цилиндра:  $I, II$  (1, 2) – признак внутренней и наружной поверхностей соответственно;  $h$  – толщина стенки цилиндра

В результате закономерность изменения температуры по толщине стенки цилиндра  $T(x) = kx + b$  определится как

$$T(x) = -\frac{Q}{\lambda}x + Q \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right) + T_2.$$

При  $x=0$

$$T(0) = T_1 = Q \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right) + T_2, \text{ и, значит, искомая разность температур или}$$

приращение температуры трения получит вид

$$\Delta T = T_1 - T_2 = Q \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \quad (1.41)$$

Определим поток тепла  $Q$ , обусловленный трением.

При трении выделяется тепло, эквивалентное мощности трения  $W = fNv$ . Поток тепла – это тепло, проходящее за единицу времени через единицу площади поверхности. Кроме того, надо учесть, что на нагревание цилиндра идет только часть общего тепла трения. Обозначая эту часть коэффициентом  $c_1$ , получим выражение для потока тепла трения от поверхности поршня к цилиндру

$$Q = c_1 \frac{W}{2\pi rL}, \quad (1.42)$$

где  $r, L$  – радиус и длина поршня соответственно.

Подставляя (1.42) в (1.41), имеем

$$\Delta T = c_1 \frac{W}{2\pi rL} \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \quad (1.43)$$

При расчете  $\Delta T$  необходимо учесть положение точки, в которой мы ищем прирост температуры трения (точки замера), по высоте цилиндра. Например, если точка замера лежит вблизи ВМТ или НМТ, то теплоток от трения занимает незначительную долю времени хода поршня и поэтому будет меньшим, нежели вычисленный по формуле (1.43). Таким образом, для уточнения расчета надо ввести еще один коэффициент, характеризующий относительное время трения в точке замера:

$$c_2 = \frac{t_f}{t_c},$$

где  $t_f$  – время трения за один ход поршня (один оборот вала, один цикл);  $t_c$  – время, за которое совершается один ход поршня (один оборот вала, один цикл).

Заметим, что и среднюю скорость движущегося тела надо брать не обычную (как, например, среднюю скорость поршня  $c_{\Pi}$ ), а среднюю за время контактирования поршня с точкой замера в стенке цилиндра. Эта скорость (обозначим ее  $v_f$ ), умноженная на время трения  $t_f$ , дает путь трения  $S_f$ . Тогда, с учетом ранее введенного коэффициента  $c_2$  справедливо:

$$c_2 v_f = \frac{t_f v_f}{t_c} = \frac{S_f}{t_c} = \frac{S_f c_{\Pi}}{t_c c_{\Pi}} = \frac{S_f c_{\Pi}}{S} = \frac{S_f c_{\Pi}}{2R}, \quad (1.44)$$

где  $S$  – полный ход поршня;  $R$  – радиус кривошипа коленчатого вала.

Поскольку мощность трения определяется произведением  $W = fNv_f$ , то с учетом выражения (1.44) уточненная формула для приращения температуры трения в точке замера после очевидных преобразований обретет вид

$$\Delta T = c_1 \frac{WS_f}{4\pi rRL} \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \quad (1.45)$$

В полученную формулу (1.45) входит неизвестный пока путь трения  $S_f$  для точки замера прироста температуры трения. Для анализа этой ситуации и определения пути трения необходимо рассмотреть три случая.

Первый случай:  $2R > L$ , т.е. радиус кривошипа больше половины длины поршня (рис.1.5, а).

Если координата точки замера

$$y_0 \leq L, \quad \text{то } S_f = y_0;$$

$$L \leq y_0 \leq 2R, \quad \text{то } S_f = L;$$

$$y_0 \geq 2R, \quad \text{то } S_f = 2R + L - y_0.$$

Заметим, что если координата точки замера расположена в середине цилиндра ( $L \leq y_0 \leq 2R$ ), то формула (1.45) приобретает вид:

$$\Delta T = c_1 \frac{W}{4\pi rR} \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \quad (1.46)$$

Второй случай:  $2R < L$ , т.е. радиус кривошипа меньше половины длины поршня (рис.1.5, б).

Если координата точки замера

$$y_0 \geq L, \quad \text{то } S_f = 2R + L - y_0;$$

$$2R \leq y_0 \leq L, \quad \text{то } S_f = 2R;$$

$$y_0 \leq 2R, \quad \text{то } S_f = y_0.$$

В этом случае, если точка замера расположена в середине цилиндра ( $2R \leq y_0 \leq L$ ), формула (1.46) сведется к виду:

$$\Delta T = c_1 \frac{W}{2\pi rL} \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \quad (1.47)$$

Третий случай:  $2R=L$ , т.е. радиус кривошипа равен половине длины поршня (рис.1.5, б).

Если координата точки замера

$$y_0 \leq L, \text{ то } S_f = y_0;$$

$$y_0 \geq L, \text{ то } S_f = 2L - y_0.$$

Если координата точки замера расположена точно в середине цилиндра ( $y_0=L=2R$ ), то можно пользоваться любой из формул (1.46) и (1.47), т.к. значения, вычисленные по этим формулам, совпадают.

Так как при выводе формул (1.45-1.47) нигде не использовалась природа поступающего потока тепла, а сами формулы линейны относительно  $Q$ , то они остаются справедливы и для случая, когда в начальный период через стенку цилиндра уже проходил поток тепла. То есть указанные формулы можно применять и для экспериментов на двигателе в рабочем режиме.

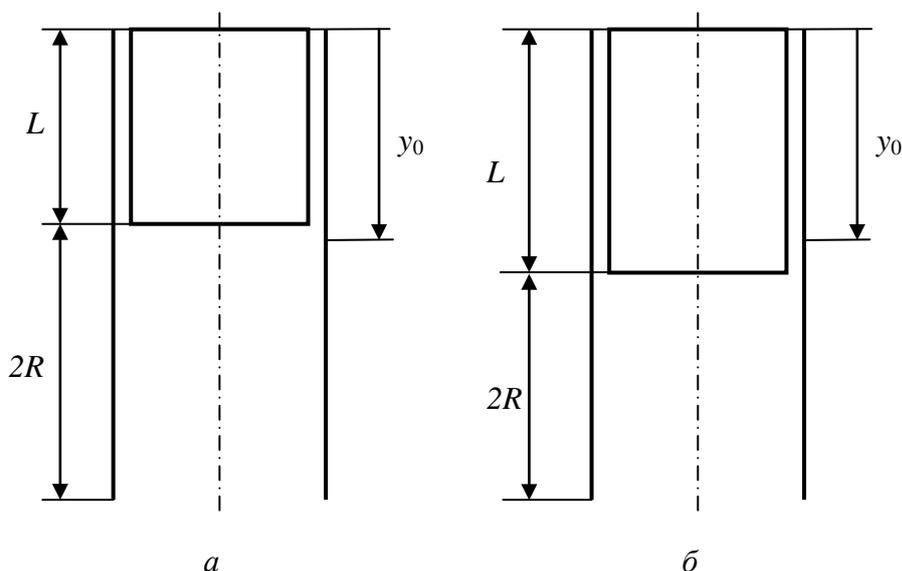


Рис.1.5. Схема к определению пути трения поршня относительно точки замера температуры по высоте цилиндра: а -  $2R > L$ ; б -  $2R \leq L$

При экспериментальном определении температуры трения в сопряжении «поршень-цилиндр» из соображений надежности работы двигателя и измерительной цепи замер температуры производят в стенке цилиндра на некотором удалении  $h_0$  от внутренней его поверхности (так называемого «зер-

кала»). В этом случае истинная температура трения  $T_1$  может отличаться от экспериментально замеренной  $T_0$ . В условиях отсутствия других источников тепла кроме тепловыделения от трения, определение истинной температуры трения на зеркале цилиндра по результатам измерения температуры в глубине стенки может быть с достаточной надежностью выполнено аналитически.

Воспользуемся расчетной схемой теплопередачи через однородную преграду (рис.1.6).

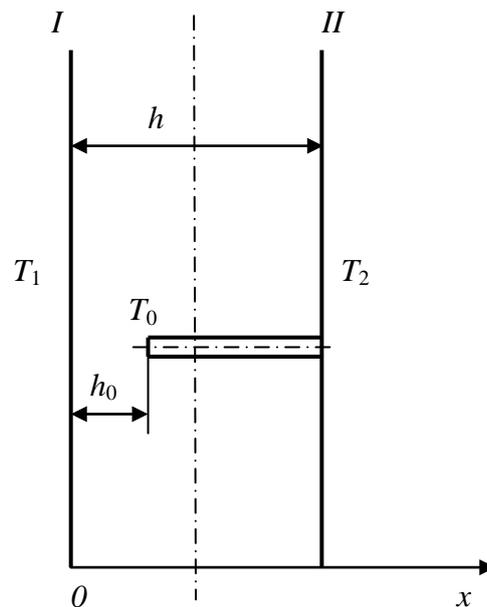


Рис.1.6. К определению температуры трения на внутренней стороне стенки цилиндра исходя из результатов замера температуры  $T_0$  на глубине стенки  $h_0$

С учетом принятых выше допущений для решения данной задачи применимо использование приведенного выше уравнения теплопроводности Фурье в форме (1.39) и аналогичных краевых условиях.

В итоге решения распределение температуры по толщине стенки цилиндра определится как

$$T = \frac{\alpha(T_2 - T_1)}{\lambda + \alpha h} x + T_1. \quad (1.48)$$

Заменяя в левой части уравнения (1.48)  $T$  на  $T_0$ , а в правой -  $x$  на  $h_0$ , получаем

$T_0 = \frac{\alpha(T_2 - T_1)}{\lambda + \alpha h} h_0 + T_1$ , откуда и находим выражение для искомой температуры  $T_1$ :

$$T_1 = \frac{T_0(\lambda + \alpha h) - T_2 \alpha h_0}{\lambda + \alpha(h - h_0)} \text{ или}$$

$$T_1 = T_0 + \frac{\alpha(T_0 - T_2)}{\lambda + \alpha(h - h_0)} h_0. \quad (1.49)$$

Оценим достоверность вычислений температуры трения по формулам (1.45)-(2.47) и величину абсолютной погрешности замера температуры, вызванной наличием расстояния между датчиком в стенке цилиндра и зеркалом цилиндра – формула (1.49).

Используя имеющиеся заводские экспериментальные данные по замеру полей температур трения дизеля 8Ч 11/11,5 (ЗИЛ-645) и результаты определения мощности трения в ЦПГ, сформируем входные данные для оценочной проверки правильности расчета:

- длина поршня  $L=120$ мм;
- радиус кривошипа  $R=57,5$ мм;
- координата точки замера температуры  $y_0=118$ мм;
- мощность трения в ЦПГ (на частоте  $1200 \text{мин}^{-1}$ )  $W=1,27$ кВт;
- температура трения в точке замера  $T_0=145^0\text{C}$ ;
- температура воздуха в боксе  $T_2=20^0\text{C}$ ;
- толщина стенки цилиндра  $h=8$ мм;
- расстояние от зеркала цилиндра до спая термопары  $h_0=3$ мм;
- коэффициент теплопроводности чугуна  $\lambda=87$ Вт/м·К;
- коэффициент теплоотдачи  $\alpha=120$ Вт/м<sup>2</sup>·К;
- доля тепла трения, передаваемая от поршня к цилиндру  $c_1=0,5$ .

Так как для этого двигателя выполняются соотношения  $2R < L$  и  $2R < y_0 < L$ , то для оценки приращения температуры трения выбираем формулу (2.47). Подставляя в эту формулу экспериментальные значения соответствующих величин, получаем

$$\Delta T = 0,5 \frac{1270}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,055 \cdot 0,120} \left( \frac{1}{120} + \frac{0,008}{87} \right) = 123^{\circ} \text{C}.$$

Экспериментальное значение приращения температуры, вызванной трением, при этом составило  $\Delta T = 145 - 20 = 125^{\circ} \text{C}$ . Таким образом, относительная погрешность расчета температуры трения по формуле (1.47) может быть оценена в 1,6%.

Теперь воспользуемся формулой (1.49) для определения разницы между истинной температурой трения  $T_1$  и температурой в зоне замера  $T_0$  на расстоянии 3мм от зеркала цилиндра. Преобразуя формулу (1.49) и подставляя в нее значения величин, получаем

$$\Delta T_{1-0} = T_1 - T_0 = \frac{\alpha(T_0 - T_2)}{\lambda + \alpha(h - h_0)} \cdot h_0 = \frac{120 \cdot (145 - 20)}{87 + 120 \cdot (0,008 - 0,003)} \cdot 0,003 = 0,52^{\circ} \text{C}.$$

Значение разницы или абсолютной погрешности измерения истинной температуры трения с помощью термопары в глубине стенки цилиндра оказалось менее  $1^{\circ} \text{C}$ . Типичность условий данного опыта и результаты приведенного расчета показывают, что замер температуры трения вполне допустимо выполнять, используя установку спая термопары на расстоянии от зеркала цилиндра, соизмеримом с толщиной самой стенки.

Таким образом, в результате выполненного анализа получено, что формулами (1.45)-(1.47) можно пользоваться без учета глубины (до 3-х мм) размещения датчика температуры в стенке цилиндра.

В работе [5] приведена формула для расчета температуры трения в цилиндрическом подшипнике:

$$\Delta T = \frac{W}{\rho q c + 2\pi r L \alpha}, \quad (1.50)$$

где  $\rho$  - плотность смазочного материала;  $q, c$  – торцовый расход и теплоемкость смазки в подшипнике соответственно;  $r, L$  – радиус и осевая длина подшипника соответственно.

Проблема использования формулы (1.50) состоит в сложности определения объемного торцового расхода через зазор цилиндрического подшипника  $q$ . Решение можно получить, если обратиться к классической работе А.

Камерона в разделе гидродинамики цилиндрических подшипников [8]. В этом исследовании приведена формула для торцового расхода, справедливая для случая, когда отношение  $D/L$  заключено в пределах от 1 до 4:

$$q = uL\Delta\varepsilon, \quad (1.51)$$

где  $u$  – окружная скорость;  $\Delta$ ,  $\varepsilon$  – радиальный зазор и относительный эксцентриситет подшипника соответственно.

С учетом (1.51) и того, что окружная скорость вала подшипника равна

$$u = \pi r n / 30,$$

где  $n$  – частота вращения вала в  $\text{мин}^{-1}$ , формула (1.50) может быть приведена к виду

$$\Delta T = \frac{30W}{\pi r L (\rho \Delta \varepsilon c n + 60\alpha)}. \quad (1.52)$$

Для проверки достоверности расчетов по формуле (1.52) воспользуемся данными работы [13], где приведены значения мощности механических потерь  $W=235\text{Вт}$  в центральном коренном в подшипнике дизеля 2Ч 10,5/12 (Д-120) при частоте вращения  $n=2000\text{мин}^{-1}$ . Принимая следующие значения:

- плотность моторного масла  $\rho=870\text{кг/м}^3$ ;
- теплоемкость масла  $c=1680\text{Дж/кг}\cdot\text{К}$ ;
- радиус и длина подшипника  $r=0,035\text{м}$  и  $L=0,032\text{м}$  соответственно;
- коэффициент теплоотдачи моторного масла  $\alpha=120\text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$ ;
- диаметральный зазор  $\Delta=5\cdot 10^{-5}\text{м}$ ;
- относительный эксцентриситет  $\varepsilon=1$

и подставляя их в (1.52), найдем

$$\Delta T = \frac{30 \cdot 235}{3,14 \cdot 0,035 \cdot 0,032 (870 \cdot 0,00005 \cdot 1 \cdot 1680 \cdot 2000 + 60 \cdot 120)} = 13,1^{\circ}\text{С}.$$

Полученное значение в целом соответствует приводимым в работе [11] приращениям температуры трения для цилиндрических подшипников, работающих в сходных условиях нагружения. Как и в случае формул (1.45)-(1.47), при использовании формулы (1.52) замер температуры термомпарой в

стенке опоры подшипника может быть произведен без поправки на глубину (до 3-х мм) установки сая термопары по отношению к поверхности трения.

Очевидное преобразование формул (1.45)-(1.47), (1.52) относительно мощности трения позволяет использовать их в рамках комплексного метода оценки антифрикционных свойств моторных масел и присадок путем определения приращения температуры трения в ЦПГ и, затем, расчету по этому показателю мощности трения данного сопряжения.

## 1.2. Особенности режимов трения в поршневом ДВС

Поршневой ДВС как техническая система, предназначенная для преобразования тепловой энергии топлива в механическую энергию путем совершения работы расширения газов при сгорании в цилиндре, включает в себя ряд механизмов и систем, функционирование которых протекает в существенно различных условиях, определяемых кинематикой, динамикой, а также характером смазывания и температурных полей деталей.

Так, главной особенностью кинематики ЦПГ можно считать реверсивный характер и синусоидальное изменение скорости движения поршня и поршневых колец относительно цилиндра (с достижением максимума примерно в середине хода поршня и нуля в мертвых точках КШМ). Это обуславливает существование сразу нескольких, сменяющих друг друга, режимов смазки и трения для сопряжений «поршень-цилиндр» и «кольцо-цилиндр».

По поводу режимов трения поршневых колец исследователи пока не пришли к единому мнению, т.к. одни из них отстаивают точку зрения о преимущественно гидродинамическом характере трения кольца о цилиндр [[14-19](#)], другие доказывают отсутствие каких-либо признаков гидродинамики в условиях работы колец [[20-22](#)], третьи отмечают существование сочетания двух названных режимов [[23-25](#)].

Последняя из упомянутых позиций в целом видится более рациональной и достоверной, т.к. опирается на соответствие между экспериментально наблюдаемыми и расчетно получаемыми фактами существенной зависимости трения колец как от профиля их рабочей поверхности (признак гидродина-

мического режима трения), так и от упругости или заколочного давления газов (признак граничного трения). При этом преобладающим для сопряжения «кольцо-цилиндр» является граничный режим трения, за ним следует гидродинамический, а смешанный режим трения играет незначительную роль [26, 27].

В отношении режима смазки и трения подшипников КШМ поршневого двигателя резонно вслед за авторами известных работ по цилиндрическим подшипникам [28-30] предположить доминирование гидродинамического режима как следствие постоянной направленности и вращательного характера движения шеек коленчатого вала в опорах. При этом нарушения гидродинамического режима трения смазываемых цилиндрических подшипников могут быть вызваны либо дефицитом смазочного материала (холодный пуск, засорение каналов, нарушения в работе масляного насоса и др.), либо превышением допустимых значений внешней нагрузки и температуры в зоне трения подшипника (режим максимального крутящего момента, нарушение работы системы смазки или охлаждения). Количественные соотношения долей различных режимов смазки для подшипников КШМ поршневого двигателя были получены и проанализированы расчетно-экспериментальным путем в работе [31]. По данным этих исследований в целом для КШМ характерным является то, что подавляющую долю (90%) времени рабочего цикла составляет гидродинамический режим трения, на долю граничного режима приходится около 10% и менее 1% - на смешанный режим трения.

Относительно режимов трения в подвижных сопряжениях ГРМ поршневых двигателей в литературе имеется очень мало надежных и обстоятельных данных. В целом принято считать, что исходя из специфических условий работы деталей ГРМ (высокие удельные нагрузки на фоне недостаточных скоростей движения и маслообеспечения), для этого механизма можно принять гипотезу существования граничного и эластогидродинамического режимов трения [32, 33].

Имеющиеся сведения об исследовании энергозатрат на привод вспомогательных агрегатов (насосов, стартера, генератора и др.) [34] указывают на режим трения, близкий по характеру к смешанному - переходному от граничного к гидродинамическому и наоборот.

Механические потери, обусловленные так называемой работой насосных ходов, причисляют к механическим потерям двигателя лишь постольку, поскольку последние определяются в ходе прокрутки двигателя (без сгорания). В случае нахождения механических потерь в ходе реальной работы двигателя, например, путем индицирования и последующего вычитания эффективной мощности из индикаторной согласно формуле (1.3), сами насосные ходы как затрата энергии двигателя на совершение впуска и выпуска автоматически исключаются из рассмотрения [35]. Собственно характер трения в процессе газообмена или насосных ходов обычно оценивают как аэродинамический, условная мощность трения при котором пропорциональна кубу частоты вращения коленчатого вала [25].

### 1.3. Распределение механических потерь по узлам и агрегатам

Отмеченные выше особенности режимов трения в отдельных механизмах и сопряжениях поршневого ДВС иллюстрирует рис.1.7, где представлены характеристики механических потерь тракторного дизеля 4Ч 10,5/12 (Д-144 ОАО «Владимирский тракторный завод»), полученные в ходе заводских испытаний методом прокрутки по ГОСТ 18509-85.

Сопоставление графиков на рис.1.7 позволяет составить распределение механических потерь для любого скоростного режима работы указанного дизеля. Например, для номинального ( $n_e=2000\text{мин}^{-1}$ ) подобное распределение может быть представлено данными табл.1.

Характер приведенных в табл. 1 данных согласуется с балансами механических потерь аналогичных двигателей, приведенными в работах [35-38].

Особенностью рассматриваемого баланса следует признать то, что в дизелях автотракторного типа достаточно высокой оказывается доля механи-

ческих потерь на газообмен (насосных потерь), резко возрастающая с увеличением частоты вращения коленчатого вала. Так, уже на номинальном скоростном режиме эта доля занимает второе место (после потерь в ЦПГ), т.е. превышает потери на трение в подшипниках механизмов и вспомогательных агрегатов. То же самое можно сказать и в отношении механических потерь на привод вентилятора (генератор здесь играет пренебрежительно малую роль): третье место после ЦПГ и насосных потерь.

Два последние из названных видов потерь относятся к аэродинамическим. Эти потери практически не связаны со смазочным материалом и механическим трением деталей, и данное обстоятельство должно быть учтено в дальнейшем при разработке метода моторных испытаний смазочных материалов, а именно: при моторной оценке антифрикционных свойств масел и присадок работу органов газообмена и/или системы охлаждения целесообразно исключить.

В то же время, как следует из результатов упоминавшихся выше исследований, основные детали ЦПГ – поршень и поршневые кольца – работают в режиме трения, представляющем собой изменяющуюся комбинацию гидродинамического, смешанного и граничного. Приведенные в работе [39] данные для автомобильного дизеля позволяют составить представление о доле каждого из названных режимов трения в течение времени рабочего цикла ДВС (табл.2).

Именно эти режимы характерны для смазываемых деталей, и поэтому ЦПГ является наиболее приемлемым узлом трения ДВС как объект мониторинга при оценке антифрикционных свойств смазочных материалов и антифрикционных присадок.

Касательно подшипников КШМ, где, как указывалось выше, доминирующим является гидродинамический режим, следует заметить, что этот механизм вряд ли можно в полной мере характеризовать антифрикционные свойства присадок к моторным маслам, подавляющее число которых проявляют свое действие только в граничном режиме трения [40-45].

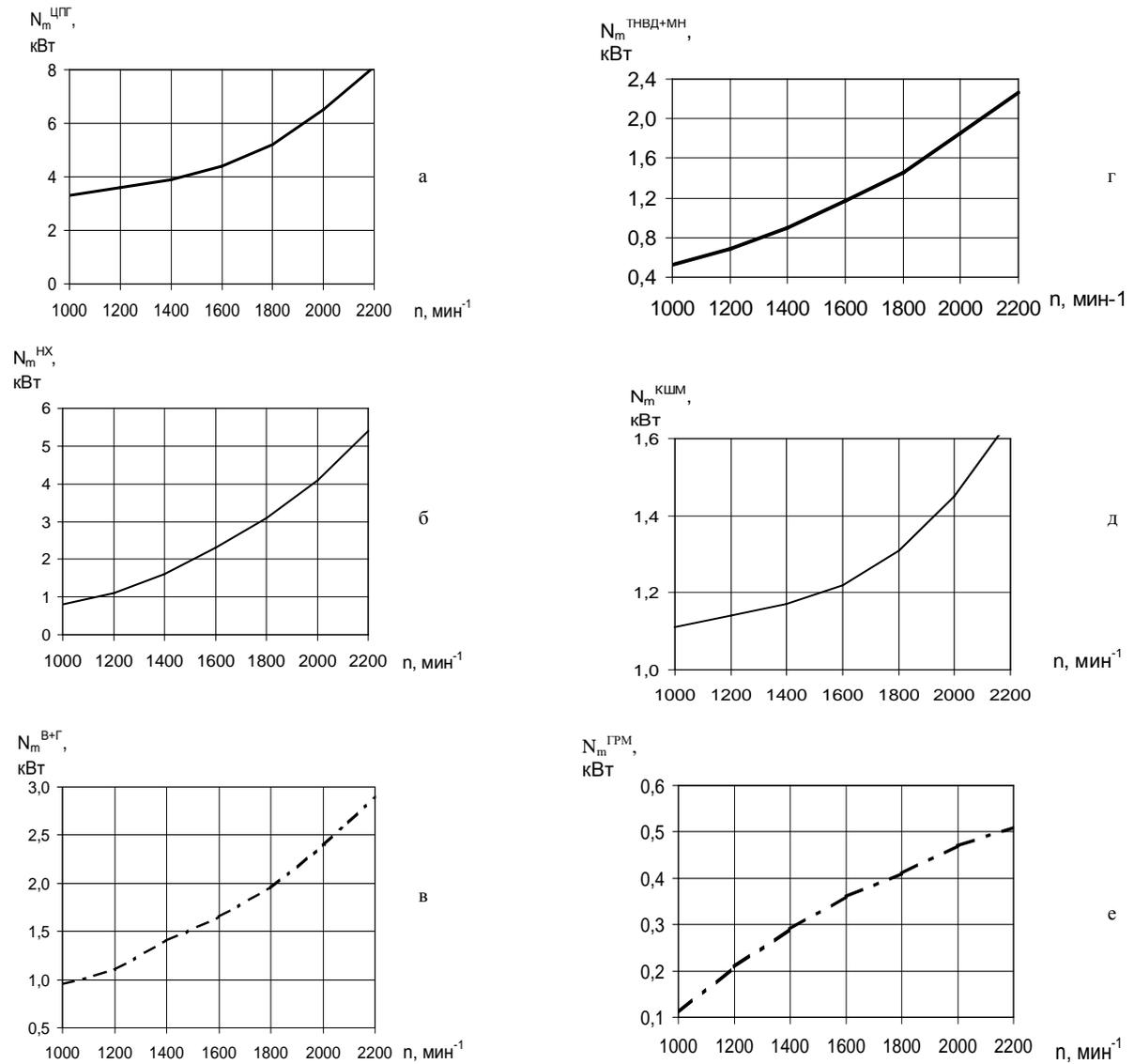


Рис.1.7. Характеристики механических потерь в основных механизмах и сопряжениях тракторного дизеля 4Ч 10,5/12: а – ЦПГ; б – насосные потери; в – вентилятор+генератор; г – насосы (топливный+масляный); д – КШМ; е – ГРМ

Таблица 1

Распределение механических потерь по составляющим тракторного  
дизеля 4Ч 10,5/12

Составляющая	Абсолютное значение механических потерь, кВт	Относительное значение механических потерь, %
Цилиндро-поршневая группа	6,5	39
Кривошипно-шатунный механизм	4,1	24
Насосные потери	2,4	14
Газораспределительный механизм	1,8	11
Насосы (масляный+ топливный)	1,5	9
Вентилятор+генератор	0,5	3
Общие	16,8	100

Таблица 2

Доли различных режимов трения элементов ЦПГ автомобильного  
дизеля 8Ч 11/11,5

Элемент ЦПГ	Доля режима трения по отношению к времени рабочего цикла, %		
	Гидродинамический	Смешанный	Граничный
Поршень	52	39	9
Кольца	29	9	62

Итоговое распределение механических потерь по механизмам, узлам и агрегатам ДВС может быть представлено рис.1.2, из которого следует явное превалирование потерь на трение в ЦПГ над остальными составляющими и вытекает указание на существование значительного резерва энергосбережения за счет снижения потерь на трение поршня как главного компонента и источника потерь среди деталей ЦПГ.



Рис.1.8. Распределение составляющих механических потерь по узлам и агрегатам ДВС: 1 – ЦПГ; 2 – КШМ; 3 – газообмен; 4 – ГРМ; 5 – навесные агрегаты

#### 1.4. Подходы к снижению механических потерь

Общие подходы или принципы снижения механических потерь в ДВС можно разделить на следующие:

- конструкционные;
- технологические;
- эксплуатационные.

В рамках первого подхода предполагается воздействие на конструкцию: изменение кинематической схемы с целью снижения нагрузок на механизм либо скоростей движения деталей, модернизация формы, размеров, макро- и микропрофиля поверхности трения деталей. Кроме того, рассматривается воздействие на свойства смазочного материала и его оптимизация (согласование показателей) применительно к смазываемым деталям. В последнем случае смазочный материал выступает как полноправная часть триады трения «тело – смазочный материал - контртело».

Второй принцип так или иначе связан с материалом (включая его выбор) и параметрами поверхности детали, учетом взаимовлияния свойств смазочного материала на свойства трущихся поверхностей деталей.

И, наконец, третий подход охватывает управление режимами работы двигателя в целом и его отдельных узлов с целью минимизации потерь механической энергии. Пример реализации этого принципа - отключение цилиндров при работе многоцилиндрового ДВС [46].

Сравнение эффективности указанных подходов, и способов их реализации, приведенное в работе [47], дает основание признать первый (конструкционный) подход, а в его рамках профилирование – наиболее предпочтительными соответственно принципом и способом снижения механических потерь на современном этапе развития ДВС.

Вторым, по эффективности результата и простоте применения, подходом можно считать технологический, подразумевающий разработку составов и способов нанесения антифрикционных покрытий на детали [48], выбор рациональных режимов раскатки при формировании микрорельефа на поверхностях трения [49] и, наконец, выбор и применение антифрикционных (энергосберегающих) моторных масел и трибологических составов (присадок к моторным маслам) [40-45, 50].

С учетом значительности вклада в общие механические потери, в данной работе ниже будут рассмотрены только конструкционный и технологический подходы к снижению механических потерь в ЦПГ.

## 1.5. Методы измерения механических потерь

### 1.5.1. Стандартизованные моторные испытания

Методы стендовых моторных испытаний, позволяющие так или иначе оценивать уровень снижения механических потерь, представлены в отечественных стандартах: ГОСТ 18509-85 (для тракторных и комбайновых дизелей) и ГОСТ 14846-80 (для автомобильных двигателей). Эти стандарты весьма близки между собой по содержанию, поэтому могут быть рассмотрены совместно.

Для определения механических потерь этими стандартами предусмотрено использование следующих методов:

- снятие индикаторной диаграммы (индицирование цилиндра вкупе с определением эффективной мощности при торможении двигателя), мощность механических потерь при этом определяется по формуле (1.3);

- прокручивания коленчатого вала неработающего двигателя (метод прокрутки): определяется момент сопротивления, а по нему мощность механических потерь согласно общей зависимости (1.2);

- снятие характеристики холостого хода: механические потери ставятся в соответствие расходу топлива;

- снятие характеристики равномерности работы цилиндра (производится путем последовательного отключения одного из цилиндров и поэтому методически совпадает с методом отключения цилиндров для определения механических потерь): определяется условная индикаторная мощность, при вычитании из которой эффективной мощности находят механические потери;

- определение углового замедления вращения коленчатого вала после отключения подачи топлива - метод одиночного и/или двойного выбега (предусмотрено только в ГОСТ 14846-80): на основе значений угловых замедлений по специальной формуле оценивают механический КПД;

- снятие внешней скоростной и нагрузочной характеристик двигателя с определением часового и удельного эффективного расходов топлива - косвенный критерий механических потерь согласно (1.1) .

В работах [9, 51, 52] приведен подробный анализ вышеуказанных методов, включая обсуждение инструментальной, методической и систематической погрешностей, трудоемкости, применимости методов для различных типов ДВС (с наддувом, малоцилиндровых и др.). Из этого обсуждения в итоге можно вывести следующее:

1. Метод индицирования, несмотря на абсолютную теоретическую обоснованность, обладает достаточно высокой трудоемкостью применения. Кроме того, положенное в основу метода определение мощности механиче-

ских потерь как разности между индикаторной и эффективной мощностями, методически заключает в себе неизбежно высокую относительную погрешность (разность двух близких величин), достигающую в ряде случаев 18-25%.

2. Снятие характеристики холостого хода, как и оценка экономичности по типовым нагрузочным и скоростным характеристикам, связано с погрешностью определения собственно расхода топлива, зависит от стабильности работы топливной аппаратуры, идентичности протекания рабочего процесса в сравниваемых случаях. Метод требует коррекции с целью минимизации влияния на расход топлива факторов, не связанных с механическими потерями (энергосбережением за счет снижения трения).

3. Метод отключения цилиндров весьма прост в применении, но обладает высокой методической погрешностью определения индикаторной мощности по разности двух близких величин, кроме того, вносит искажения в замер момента сопротивления, вызванные неизбежным снижением теплового состояния отключенного цилиндра. Очевидно также, что данный метод в принципе неприменим для одноцилиндровых, ограниченно применим для малоцилиндровых (менее четырех) двигателей и ДВС с наддувом.

4. Метод выбега (в особенности двойного) имеет наиболее высокую среди рассмотренных методов точность определения механического КПД, однако не получил широкого распространения ввиду значительной трудоемкости предварительной подготовки и проведения замеров углового замедления коленчатого вала.

5. Из всех известных методов определения интегральных (суммарных) механических потерь наилучшим сочетанием показателей обладает метод прокрутки. Недостаток метода состоит в очень высокой (до 30%) систематической погрешности, поэтому эффективное использование данного метода требует компенсации искажений, вносимых отсутствием сгорания в цилиндрах при прокрутке (повышение вязкости моторного масла, снижение нагрузки на детали, разжижение масла топливом). Один из перспективных путей компенсации этих искажений может состоять в принципиальном отказе

от режима сгорания с одновременным использованием технических решений, ведущих к приближению условий смазки и трения к существующим при сгорании, например, за счет искусственного снижения вязкости моторного масла до уровня, существующего в режиме работы со сгоранием.

#### 1.5.2. Внестандартные моторные методы

К методам косвенного определения механических потерь, не вошедшим в стандарты стендовых моторных испытаний, в первую очередь может быть отнесен подробно описанный в целом ряде работ [9, 51-54] метод экстраполяции линии часового расхода топлива или метод Вилланса. Согласно этому методу мощность механических потерь может быть определена по нагрузочной характеристике двигателя как отрезок на оси абсцисс, заключенный между началом координат и точкой пересечения с осью абсцисс продолженной линии часового расхода топлива (рис.1.9).

Метод очень привлекателен своей простотой, но согласно выполненным оценкам [9, 35], может быть использован лишь для грубой оценки механических потерь дизелей, т.к. зависимость часового расхода топлива от нагрузки не является строго линейной. Кроме того, метод Вилланса, апеллируя к топливной экономичности, а не к механическим потерям, как и ранее рассмотренные методы характеристик, является косвенным, т.е. несущим в себе заведомо большую (нежели прямой метод измерения) относительную погрешность.

Как было показано выше, сокращение расхода топлива, обусловленное снижением внутренних потерь в двигателе, в чистом виде проявляется только в режиме холостого хода, когда вся индикаторная мощность и определяющий эту мощность расход топлива напрямую связываются с преодолением механических потерь. В отличие от холостого хода, в режиме работы под нагрузкой на связь между топливной экономичностью и механическими потерями дополнительно влияют случайно изменяющиеся факторы рабочего процесса и топливоподачи, учет которых весьма затруднен, а уровень влияния может быть соизмерим с самим изменением топливной экономичности.

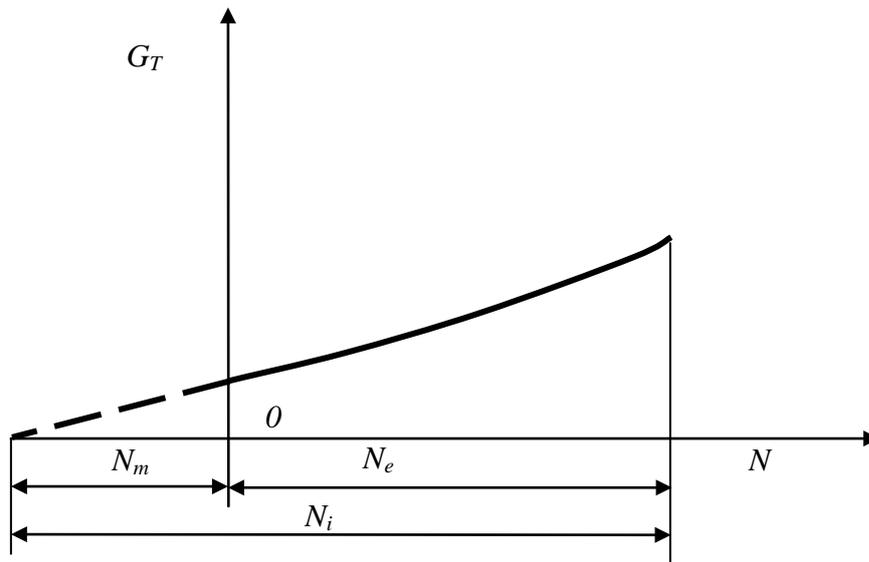


Рис.1.9. Определение мощности механических потерь по методу экстраполяции линии часового расхода топлива

Из сказанного можно вывести, что предпочтение следует отдавать методам, основанным на замерах не столько расхода топлива, сколько непосредственно механических потерь или других, прямо, а не косвенно, связанных с процессом трения величин.

Отмеченная особенность режима холостого хода используется в так называемом методе скоростных характеристик для определения механического КПД, при этом допускается равенство механических потерь на холостом ходу и под нагрузкой двигателя [55]. Согласно этому методу для фиксированной частоты вращения часовой расход топлива при работе двигателя под нагрузкой  $G_T$  будет эквивалентен индикаторной мощности, а расход топлива на холостом ходу  $G_T^{XX}$  – мощности механических потерь (рис.1.10). Тогда механический КПД двигателя определится зависимостью  $\eta_m = (N_i - N_m) / N_i = (G_T - G_T^{XX}) / G_T$ .

К недостаткам следует отнести громоздкость процедуры обработки результатов экспериментальных измерений показателей двигателя.

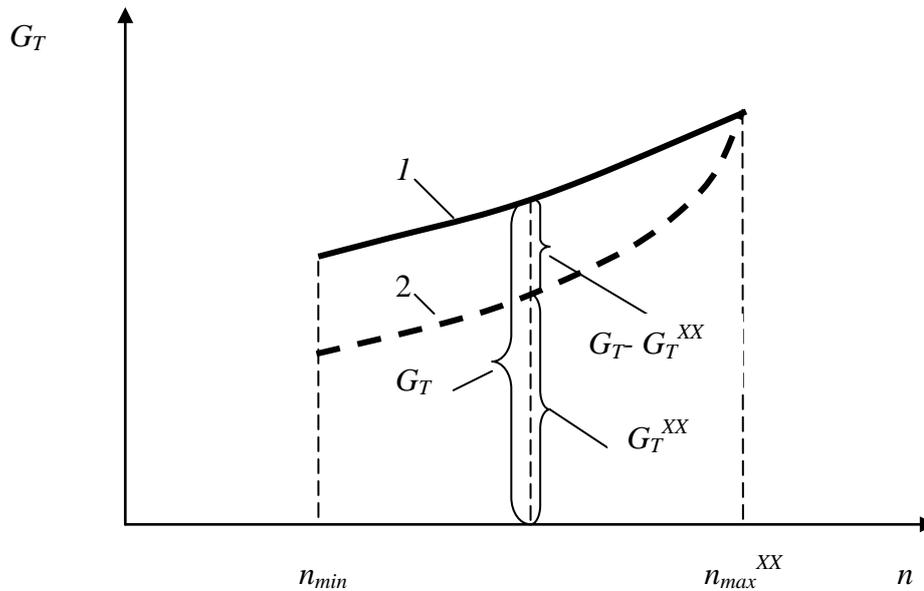


Рис.1.10. К определению механических потерь по методу скоростных характеристик: 1 – работа под нагрузкой; 2 – холостой ход

Наконец, в ряде работ, связанных с экспериментальным исследованием механических потерь в поршневых ДВС, были предприняты попытки оценить трение в ЦПГ по дополнительному количеству тепла, переданному охлаждающей жидкости при работе двигателя по нагрузочной характеристике, либо путем измерения и сопоставления температурных полей цилиндра на режиме прокрутки [56].

Этот подход представляет несомненный интерес, поскольку опирается на строгий физический факт, свидетельствующий о том, что подавляющая часть энергии трения превращается в тепло (оставшаяся – не более 1 % - идет на изменение физико-химического состояния поверхностей), а само тепло трения проявляется в повышении температуры трущихся деталей, которая (при определенных ограничениях) может быть просто и весьма точно измерена. Очевидные ограничения касаются в первую очередь отделения тепла трения от тепла, связанного с рабочим процессом и обменом с охлаждающей средой.

В заключение следует заметить, что все рассмотренные выше методы из-за их относительно высокой погрешности (более 10%) пригодны в основном для измерения абсолютных значений механических потерь. На практике же исследователя в подавляющем числе случаев интересует не абсолютное значение, а разница или изменение механических потерь по принципу «было – стало», вызванные тем или иным технико-технологическим решением: например, изменение механических потерь, обусловленное внедрением нового профиля юбки поршня взамен существовавшего, введением антифрикционной присадки в моторное масло и т.п. Такие изменения, как правило, невелики: не превышают 3 ... 7% и поэтому измерение их требует более чувствительных методов, речь о разработке и применении которых пойдет ниже.

#### 1.6. Контрольные вопросы

1. Что называется механическими потерями ДВС?
2. Какими показателями принято характеризовать механические потери?
3. Выразите условную мощность механических потерь через индикаторную и эффективную мощности двигателя.
4. Чему равна эффективная мощность на режиме холостого хода?
5. В каком режиме трения преимущественно происходит работа поршня, поршневого кольца, подшипников коленчатого вала?
6. Повлияет ли износ поршневых колец и цилиндра на насосные потери двигателя; если повлияет, то каким образом?
7. Как изменятся механические потери при переходе на менее вязкое моторное масло?
8. Перечислите и кратко прокомментируйте основные направления снижения механических потерь.
9. Можно ли применить метод прокрутки, имея в распоряжении гидротормоз?
10. Укажите минимальную относительную погрешность нестандартных методов измерения механических потерь.

## 2. Макро- и микропрофилирование деталей ЦПГ

### 2.1. Макропрофилирование поверхностей поршня

Поршень ДВС представляет собой деталь типа «опрокинутый стакан», имеющий в зоне направляющей части (юбки) отверстие под палец, посредством шарнирного соединения которого с шатуном осуществляется кинематическая связь поршня с коленчатым валом двигателя.

Поршень как элемент цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ) выполняет в двигателе следующие важнейшие функции:

- передает движение (и силовой поток) шатуну;
- уплотняет (вместе с поршневыми кольцами) надпоршневое пространство;
- отводит тепловой поток от горячих газов в стенку цилиндра (далее – охлаждающей среде) и в моторное масло;
- управляет газораспределением (в двухтактных двигателях с щелевой и кривошипно-камерной продувкой).

Условия работы поршня в ДВС достаточно тяжелые, что вызвано возвратно-поступательным характером движения, высокими скоростями и ускорениями, динамическими и термическими нагрузками, а также несовершенством смазывания и охлаждения. Так, средняя скорость движения поршня в цилиндре для тракторных и комбайновых двигателей достигает 8-10м/с; автомобильных 12-17м/с; гоночных вариантов автомобильных и мотоциклетных – свыше 18м/с. Давление газов на днище поршня может превышать 12-15МПа, максимальная температура (в зоне кромок камеры сгорания) приближается к значениям свыше 350-380<sup>0</sup>С, опасным для термопрочности материала. Смазка поршней осуществляется в большинстве случаев разбрызгиванием из зазоров шатунных подшипников на стенку цилиндра в зоне положения поршня в НМТ, у судовых малооборотных ДВС – принудительно с помощью специального устройства-лубликатора. Охлаждение поршней чаще всего естественное (в основном за счет теплопередачи через масляный слой в

стенку цилиндра), при высокой теплонапряженности – принудительное (например, струей масла из форсунки). При этих условиях трущиеся о цилиндр поверхности поршня и поршневых колец на большей части хода испытывают дефицит смазочного материала, поэтому для обеспечения работоспособности, а также снижения трения и износа эти поверхности должны быть определенным образом спрофилированы и технологически подготовлены (модифицированы) с помощью микрорельефа либо покрытия.

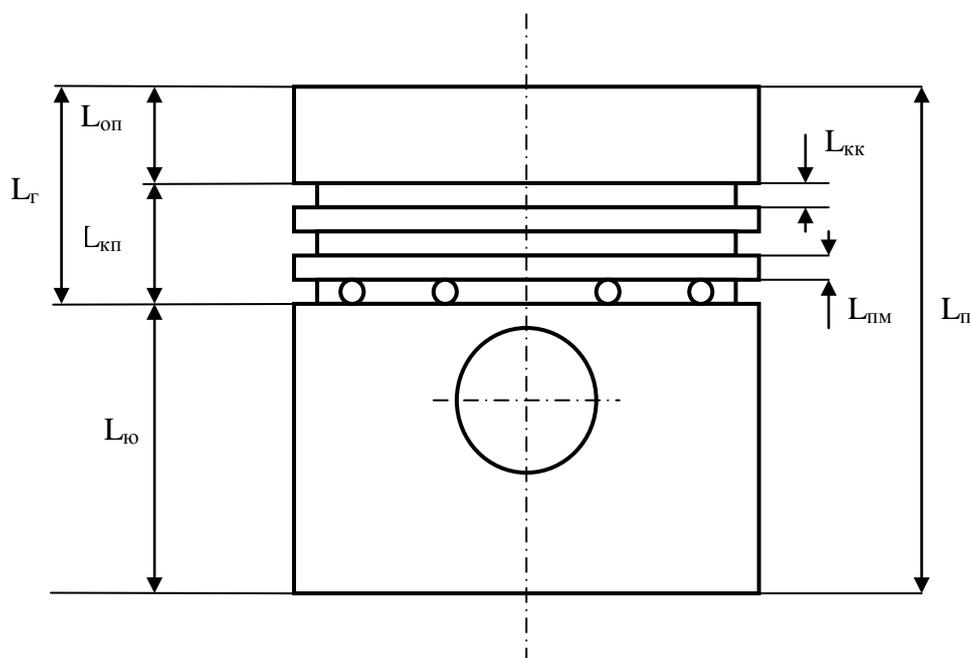


Рис.2.1. Характерные участки по высоте поршня

По высоте поршень общей длиной  $L_{\text{п}}$  может быть представлен следующими характерными участками – длинами (рис.2.1):

- юбки  $L_{\text{ю}}$ ;
- головки  $L_{\text{г}}$ ;
- уплотнительного пояса  $L_{\text{кп}}$ ;
- жарового пояса  $L_{\text{оп}}$ ;
- межколечной перемычки  $L_{\text{пм}}$ ;
- колечной канавки  $L_{\text{кк}}$ .

Профилируют главным образом юбку и головку поршня, однако в ряде случаев - колечную канавку и межколечную перемычку.

В настоящее время наиболее распространенной формой поршней автотракторных ДВС является овално-бочкообразная (овал в поперечном сечении, «бочка» – в продольном). Научное обоснование применения поршней данного типа сделано в 70-х годах прошлого века группой исследователей под руководством проф. Б.Я. Гинцбурга [57]. Главная цель профилирования заключалась в устранении так называемого рамочного и кромочного контактирования поршня с цилиндром, что было характерно для поршней с цилиндрической и конической образующей и вызывало натир поршней при работе. Решение проблемы искали на основе вовлечения в контакт с цилиндром возможно большей площади юбки поршня в зоне передачи бокового усилия при одновременном устранении контактирования юбки с цилиндром в зоне бо-бышек поршня за счет овализации поперечного сечения. В плоскости качения шатуна боковая образующая юбки в нагретом состоянии задавалась гладкой выпуклой кривой («бочкой»), определяемой максимальной стрелой прогиба  $y_{max}$  параметром расположения максимума выпуклости  $k$ , зависящим от перепада температур между юбкой поршня и цилиндром в верхней  $T_1$  и нижней  $T_2$  зонах юбки, а также от величин зазоров  $H_1$  и  $H_2$  в указанных зонах (рис.2.2).

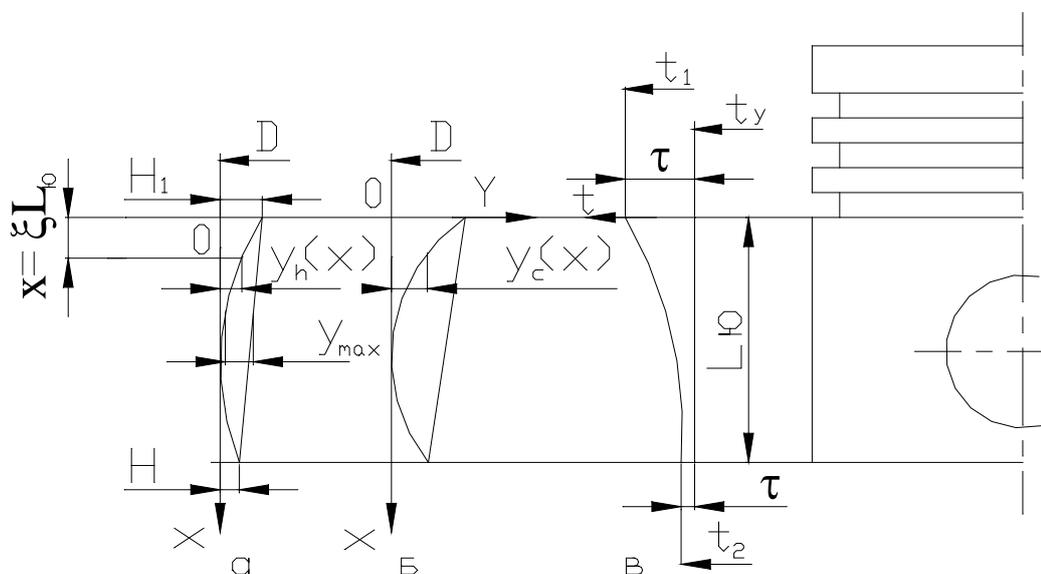


Рис.2.2. Схема к построению продольного профиля юбки поршня: а – горячий профиль, б – холодный профиль, в – распределение температуры по длине юбки поршня

$$y_b(x) = H_1 - (H_1 - H_2)\xi - f(y_{\max}, k, \xi_0, \xi).$$

Здесь

$$\xi = \frac{x}{L_{ю}};$$

$$\xi_0 = 1 - \frac{1}{k} \operatorname{arsh} \frac{chk - 1}{k};$$

$$k = \operatorname{arsh} \frac{T_1}{T_2};$$

$$f(y_{\max}, k, \xi_0, \xi) = \frac{y_{\max} [chk - chk(1 - \xi) - (chk - 1)\xi]}{chk - chk(1 - \xi_0) + \xi_0(1 - chk)}.$$

Необходимый для изготовления поршня профиль боковой поверхности юбки в холодном состоянии строился на основе учета линейно-температурного расширения материала поршня:

$$y_c(x) = H_1 + \frac{\alpha_T D(T_1 - 20^0)}{2} - \left[ H_1 - H_2 + \frac{\alpha D(T_1 - T_2)}{2} \right] \xi - f(y_{\max}, k, \xi_0, \xi) - y_t.$$

Здесь

$$y_t = \left[ \frac{chk - chk(1 - \xi)}{chk - 1} \right] \frac{\alpha D(T_1 - T_2)}{2}.$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент линейного расширения материала поршня;  $T_1, T_2$  – температура в верхней и нижней зонах юбки поршня, соответственно;  $D$  – диаметр юбки поршня (максимальный).

Профилирование юбки в поперечном сечении было призвано компенсировать искажение формы, вызванное действием боковой силы поршня. Для юбки поршня, исходная диаметральная овальность которой назначалась из конструктивных соображений, овальная форма задавалась массивом отклонений  $\Delta_r$  (рис.3.3):

$$\Delta_r = 0,25\Delta_d(1 + \cos 2\Theta).$$

Здесь

$$\Delta_d = D - d \text{ - исходная диаметральная овальность,}$$

где  $D$  – большая ось овала;  $d$  – меньшая ось овала;  $\Theta$  – угол, отсчитываемый от меньшей оси вала.

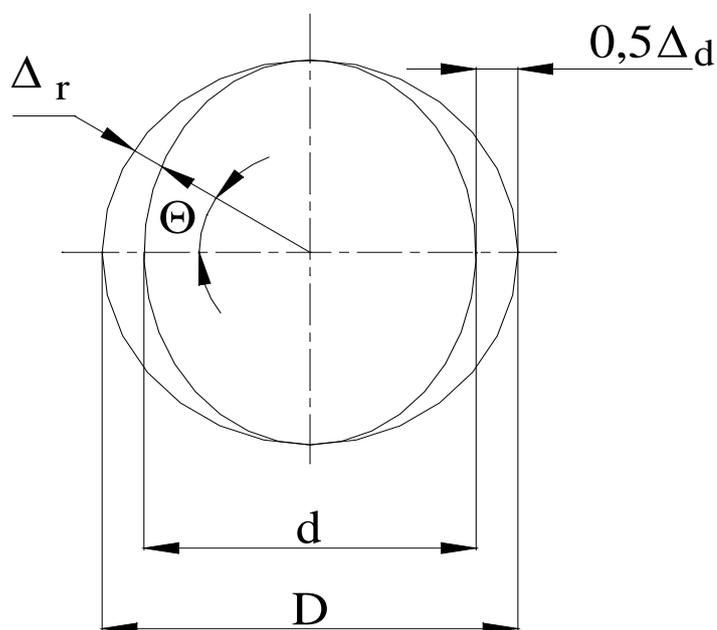


Рис.2.3. Схема профилирования юбки поршня в поперечном направлении

Многолетняя практика показала достаточную надежность поршней овально-бочкообразного типа. Однако с точки зрения энергосбережения эти поршни не были оптимальными, т.к. при их профилировании не учитывали режим смазки и трения, а также характер поперечного движения поршня в пределах зазора с цилиндром.

Для улучшения самоустановки бочкообразных поршней в цилиндре предлагают увеличение диаметра межколечной перемычки поршня, которая, контактируя с зеркалом цилиндра, выполняла бы роль второй опоры поршня (рис.2.4, а).

Кроме того, были изобретены многоопорные (двух- и более) профили юбок поршней. Поршень с двухопорной юбкой не нуждается в опоре по колечному поясу, т.к. отличается достаточно хорошей самоустановкой юбки за счет формирования гидродинамических реакций по обе стороны от оси поршневого пальца (рис.2.4, б).

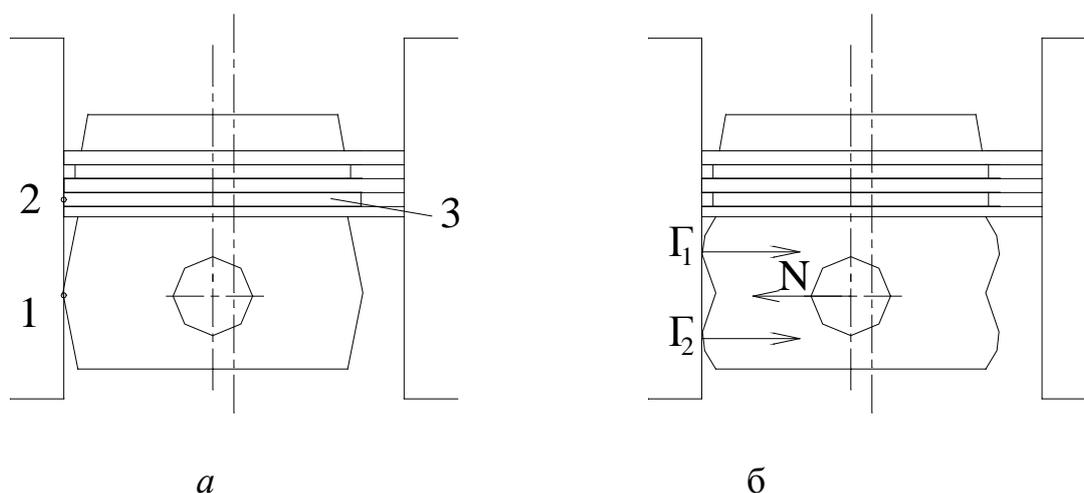


Рис.2.4. Контактрование боковой поверхности бочкообразного (а) и двухопорного (б) поршня со стенкой цилиндра: 1, 2 – точки опоры бочкообразного поршня с цилиндром; 3 – межкольцевая перемычка увеличенного диаметра;  $\Gamma_1$ ,  $\Gamma_2$  – гидродинамические реакции;  $N$  – боковая сила поршня

При профилировании бочкообразных поршней могут быть применены и другие подходы. Так, оригинальный расчетно-экспериментальный метод профилирования, решающий задачу снижения контактных давлений юбки в момент перекладки поршня в цилиндре, был разработан В.Н. Никишиным. Оптимизация профиля бочкообразного поршня с целью повышения надежности, основанная на экспериментально определяемых толщинах слоя масла в зазоре «юбка поршня–цилиндр», предложена Ю.Н. Никитиным. Расчетные методы профилирования, опирающиеся на представление о гидродинамическом характере смазки поршня, даны в работах Р.М. Петриченко, Г.М. Рыка, Ф.М. Рогова, А.В. Кострова, А.Р. Макарова, С.В. Путинцева, К. Оу, С. Фурухамы и др.

В Японии был разработан метод так называемого разметочного профилирования образующей поршней, использующий принципы самопрофилирования деталей в процессе обкатки двигателя. К разновидности описанного выше разметочного метода следует отнести фланкирование (местное удаление) металла по пятнам натира после краткосрочных испытаний.

## 2.2. Применение принципа трибоадаптивности при конструировании деталей ЦПГ

Анализ выполненных конструкций и характера внешнего нагружения деталей ЦПГ показывает, что для оптимизации функционирования трибосистемы ЦПГ ДВС основные трибологические параметры трущихся деталей: гидродинамическая несущая способность (ГНС) опорного профиля, сила трения, зазор и др. - нуждаются в согласовании с характером внешних нагрузок, кинематики и температурных полей.

Обобщение известных результатов системного анализа позволяет принять объективный принцип согласования (совместимости или трибоадаптивности) в качестве основы достижения энергетической эффективности.

Применительно к трибосистеме ЦПГ ДВС предлагается следующая формулировка принципа трибоадаптивности: "Параметры элементов структуры должны быть согласованы со сходными по частоте изменения командными параметрами трибосистемы".

### 2.2.1. Количественные соотношения принципа трибоадаптивности

После рассмотрения сил, действующих на детали ЦПГ, можно заключить, что основным фактором внешней нагрузки на поршневые кольца является сумма сил: давления газов и собственной упругости колец. При этом сила упругости, являясь конструкционно-технологическим параметром, не зависит от режима работы и в течение рабочего цикла ДВС остается постоянной. Таким образом, при оценке характера внешней нагрузки интерес представляет изменение силы давления газов, действующей в закольцевом объеме и прижимающей кольцо к цилиндру.

Внешней нагрузкой юбки поршня является боковая сила, обусловленная совокупным действием газовой и инерционной сил.

Из классической динамики ДВС известно, что характер изменения указанных основных сил, создающих нормальную нагрузку на детали ЦПГ, таков, что приводит к существенной неидентичности тактов рабочего цикла

четырёхтактных ДВС в динамическом или, если рассмотреть работу сил, в энергетическом отношении.

Чтобы оценить «энергетику» внешнего силового поля поршня и колец в течение рабочего цикла ДВС, целесообразно сравнить работу векторов нагрузки на эти детали. Так как векторы газовой  $P_2$  и нормальной  $N$  сил действуют по нормали к поверхностям трения, т.е. формально не совершают работы в направлении основного движения или вектора осевой скорости, под работой боковой и газовой сил можно понимать условную работу (далее по тексту - работу) сил, пропорциональных соответствующим векторам нагрузки, но действующих в направлении основного движения поршня с кольцами. Указанная пропорциональность достигалась благодаря использованию постоянных коэффициентов по аналогии с коэффициентами трения, при этом численные значения коэффициентов не были важны, т.к. сокращались в процессе последующего получения относительных величин работ векторов нагрузки.

Расчет работы боковой силы  $N$ , формирующей потери на трение юбки поршня, и силы давления газов  $P_2$ , в значительной мере определяющей механические потери компрессионных колец, показал, что у более чем 20-и исследованных моделей ДВС автотракторного типа, для которых имелись надежные данные индицирования, общим является существенное превалирование работы указанных сил на тактах сжатие и, особенно, расширение над тактами газообмена.

Данное утверждение иллюстрируется результатами расчетов трех четырехтактных двигателей, отличающихся областью назначения, размерностью, типом смесеобразования, степенью форсированности, т.е. практически всем, кроме тактности. Расчет работы сил выполнялся путем перестраивания их графиков из координат с осью абсцисс по углу поворота коленчатого вала в координаты с осью абсцисс по перемещению поршня (кольца) и последующего нахождения сумм произведения среднего значения силы на соответствующее перемещение. Для удобства сопоставления «энергоемкостей»

отдельных тактов работу каждой силы, а также их суммы на такте выпуск условно принимали за единицу, и, относя работу на других тактах одного цикла к работе на выпуске, получали распределение энергоемкостей по тактам (табл.3):

Таблица 3

Распределение работы сил внешней нагрузки деталей ЦПГ по тактам рабочего цикла четырехтактных ДВС

Двигатель (режим работы)	Сила	Такты рабочего цикла			
		Впуск	Сжатие	Раб. ход	Выпуск
8Ч 11/11,5 ( $N_{e\text{ ном}}$ )	$N$	1,0	1,0	2,0	1,0
	$P_2$	1,0	10,0	63,0	3,0
	$N+P_2$	1,0	3,0	13,0	1,0
4Ч 10,5/12 ( $N_{e\text{ ном}}$ )	$N$	1,0	1,0	3,0	1,0
	$P_2$	1,0	7,0	67,0	2,0
	$N+P_2$	1,0	2,0	16,0	1,0
4Ч 10,5/12 ( $M_{k\text{ max}}$ )	$N$	1,0	2,0	6,0	1,0
	$P_2$	1,0	3,0	18,0	2,0
	$N+P_2$	1,0	3,0	14,0	1,0
2Ч 7,6/7,1 ( $N_{e\text{ ном}}$ )	$N$	1,0	1,0	3,0	1,0
	$P_2$	1,0	6,0	86,0	5,0
	$N+P_2$	1,0	2,0	15,0	2,0
Обобщенный четырёхтактный ДВС	$N$	1,0	1,3	3,5	1,0
	$P_2$	1,0	6,5	58,5	3,0
	$N+P_2$	1,0	2,5	14,5	1,3

Из табл.3 следует, что независимо от размерности, уровня форсирования, типа смесеобразования и даже режима работы трех различных автотракторных четырехтактных двигателей, распределение работ сил внешней нагрузки их ЦПГ отличается неравномерностью по тактам рабочего цикла и сходно по характеру.

Например, работа боковой силы на такте сжатие превышает работу на тактах впуск или выпуск в среднем в 1,3 раза; на такте расширение превышение составляет уже около 3,5 раз. Работа силы давления газов на такте сжатие больше работы на тактах газообмена от 2,2 до 6,5 раз; работа этой же силы на такте расширение превышает работу на тактах впуск и выпуск в 58,5 и 19,5 раз, соответственно.

Как показал анализ всех исследованных двигателей, в результате расчетов для суммы сил  $N+P_2$  устойчиво выполнялось определенное соотношение работы по тактам, а именно: 1,0:2,5:14,5:1,25. Эта сумма характеризует вектор нормальных нагрузок на детали ЦПГ, поэтому распределение работы данного вектора по тактам может быть принято в качестве обобщенного соотношения энергоемкостей. Из приведенного соотношения видно, что энергоемкость на такте сжатие примерно равна, а на такте расширение в 6 раз превышает сумму энергоемкостей тактов газообмена. Отсюда следует: наиболее энергоемкими тактами по критерию работы векторов основных нагрузок, обуславливающих потери на трение в ЦПГ четырехтактных ДВС, являются такты сжатие и расширение.

Сопоставляя энергетику указанных тактов, видим, что в среднем соотношение работы боковой силы  $N$  на тактах сжатие и расширение составляет 1,3:3,5; для работы газовой силы  $P_2$  на этих тактах характерна большая неравномерность распределения по указанным тактам: 6,5:58,5.

Учитывая, что энергетика силового поля юбки поршня обусловлена работой боковой силы  $N$ , можно принять соотношение 1,3:3,5 в качестве ключевого для реализации принципа согласования или трибоадаптивности при проектировании поверхностей трения юбок поршней четырехтактных ДВС автотракторного типа.

Рассуждая аналогично, получаем, что при проектировании поршневых колец, процесс смазки и трения которых проходит в силовом поле газовой силы  $P_2$ , ключевым соотношением принципа трибоадаптивности следует считать 6,5:58,5.

Учитывая имеющиеся надежные данные как по расчету, так и непосредственному измерению сил трения деталей ЦПГ трех вышеупомянутых ДВС (8Ч 11/11,5; 4Ч 10,5/12; 2Ч 7,6/7,1) и рассматривая силы внешней нагрузки как входные, а силы трения деталей ЦПГ - в качестве выходных, видим, что для указанных двигателей распределение работы о тактам на выходе в общем соответствует характеру распределения энергии на входе: наибольшую долю потерь полезной энергии дают такты сжатие и расширение (табл.4).

Таблица 4

Распределение работы сил трения деталей ЦПГ по тактам рабочего цикла четырехтактных ДВС

Двигатель (режим работы)	Сила	Такты рабочего цикла			
		Впуск	Сжатие	Раб. ход	Выпуск
8Ч 11/11,5 ( $N_{e\text{ ном}}$ )	$F_{ю}$	1,0	1,1	1,2	1,0
	$F_{к}$	1,0	1,2	1,3	1,0
	$F_{цпг}$	1,0	1,2	1,2	1,0
4Ч 10,5/12 ( $N_{e\text{ ном}}$ )	$F_{ю}$	1,0	1,2	1,5	0,5
	$F_{к}$	1,0	1,4	2,0	1,0
	$F_{цпг}$	1,0	1,2	1,6	0,7
4Ч 10,5/12 ( $M_{к\text{ max}}$ )	$F_{ю}$	1,0	1,0	2,0	0,8
	$F_{к}$	1,0	1,0	1,5	1,0
	$F_{цпг}$	1,0	1,0	1,6	0,8
2Ч 7,6/7,1 ( $N_{e\text{ ном}}$ )	$F_{ю}$	1,0	1,5	2,5	1,0
	$F_{к}$	1,0	1,0	2,0	1,0
	$F_{цпг}$	1,0	1,7	2,6	1,0
Обобщенный четырёхтактный ДВС	$F_{ю}$	1,0	1,2	1,8	0,8
	$F_{к}$	1,0	1,2	1,7	1,0
	$F_{цпг}$	1,0	1,2	1,8	0,9

Приведенные в табл.4 соотношения, в частности, для работы силы трения в ЦПГ условно обобщенного четырехтактного ДВС составляющее  $1,0:1,2:1,8:0,9$ , хорошо согласуется с имеющимися данными других исследователей. Например, в работе [58] дано следующее распределение механических потерь в ЦПГ по тактам рабочего цикла тракторного дизеля: впуск - 19...20%, сжатие - 24...27%, расширение - 33...34%, выпуск - 20...21%. Приняв работу на такте впуска за единицу, получим соотношение  $1,0:1,3:1,7: 1,0$ , с точностью до 0,1 совпадающее с обобщенным в табл.3.

Как следует из сравнения данных в табл.3 и табл.4, неравномерность распределения работы силы трения в течение рабочего цикла заметно меньше неравномерности распределения по тактам работы сил внешней нагрузки, что объясняется отсутствием прямой зависимости между внешней нагрузкой и силой трения при жидкостном трении, характерном для деталей ЦПГ ДВС.

#### 2.2.2. Потери механической энергии и гидродинамическая несущая способность деталей ЦПГ

Энергосбережение в технической системе ДВС в целом и в ее важнейшей подсистеме - трибосистеме ЦПГ связано с минимизацией потерь механической энергии на преодоление трения, износ деталей и возбуждение виброакустического излучения, а также со снижением расхода смазочного материала.

Хотя с системной точки зрения эти трибологические процессы принято рассматривать на различных плоскостях: диссипацию энергии при трении и шум - на плоскости энергии, износ деталей и маслоснабжение - на плоскости материалов, такое деление весьма условно, т.к. указанные явления тесно взаимосвязаны.

Так, само трение, являясь процессом преобразования внешней механической энергии во внутреннюю, сопровождается термическими, акустическими, реологическими и рядом других явлений. При этом большая часть энергии трения превращается в тепло  $Q$ , меньшая часть  $\Delta E$  идет на изменение физико - химического состояния поверхностных слоев деталей [5]:

$$E = Qk + \Delta E.$$

Здесь

$$Q = ST = S(T_0 + \Delta T) = S\left(T_0 + \text{const} \frac{fNV}{cL}\right), \quad (2.1)$$

где  $S$  – энтропия;  $T$  – температура;  $0$  - признак начального состояния;  $f$  - коэффициент трения;  $V$  - скорость движения тела;  $c$  - средний коэффициент теплопроводности тела и контртела;  $L$  - характерная длина.

По оценкам различных авторов, в частности [5], доля приращения внутренней энергии  $\Delta E$  не превышает 1% от полной энергии трения  $E$ . Поэтому основную роль в формировании энергетических потерь трения при прочих равных условиях играет коэффициент трения, входящий сомножителем в слагаемое зависимости (2.1).

Взаимосвязь между трением и износом неоднозначна, однако, общеизвестно, что температурное поле пары трения решающим образом влияет на вязкость смазки, а накопление поверхностной энергии определяет интенсивность износа поверхностей.

Применение к анализу трибосистем термодинамического подхода, в основе которого лежат законы сохранения и превращения энергии (первое начало термодинамики) и принцип увеличения энтропии при необратимых процессах (второе начало термодинамики), позволяет абстрагироваться от физической структуры материалов и процессов трибосистемы и открывает возможность оперировать энергетическими показателями и производными от них критериями.

При трении все процессы являются необратимыми, т.е. производство энтропии внутри системы всегда положительно:  $\frac{dS}{dt} > 0$ .

Однако, если система начинает работать в условиях наименьшего трения и изнашивания, то рост энтропии замедляется, стремясь к термодинамическому потенциалу - минимуму производства энтропии:

$\frac{dS}{dt} \rightarrow \min$  - критерию Пригожина - Стенгерс.

В этом состоянии, называемом квазиравновесным, трибосистема функционирует с наибольшей энергетической эффективностью (максимальным КПД, минимальным или нулевым износом) и может саморегулироваться по ряду входных параметров (нагрузке, частоте вращения). Известно, что для смазываемых пар трения квазиравновесное или близкое к нему состояние достигается работой трибосистемы либо в режиме гидродинамической смазки, либо в режиме избирательного переноса.

Учитывая проблематичность реализации последнего в сопряжениях ЦПГ ДВС, что подтверждено результатами многочисленных испытаний и практикой эксплуатации, следует признать наиболее эффективным путь, ведущий к улучшению условий гидродинамической смазки.

Сравнительный анализ основных выражений теории гидродинамической смазки применительно к подшипнику скольжения и цилиндрическому подшипнику показывает, что минимуму энергетических затрат соответствует условие максимума гидродинамической несущей способности. Сказанное подтверждается следующими положениями:

1) при условии  $P = P_{max}$  одновременно достигается улучшение условий смазки за счет роста минимальной толщины слоя смазки  $h_m$ , где и снижается сила трения ввиду уменьшения градиента скорости  $\frac{dV}{dh}$ ;

2) подшипник (в данном случае – ползун), обладающий максимальной несущей способностью, лучше самоустанавливается, противодействуя внешним опрокидывающим моментам, т.е. расходует меньше энергии на удар ввиду меньшего значения компоненты радиальной скорости движения в пределах зазора  $U = \frac{dh}{dt}$ ;

3) максимум несущей способности создает условия для поддержания гидродинамического режима в случае внезапного падения вязкости масла, уменьшения скорости, попадания абразива в зону трения, возникновения

масляного голодания и т.п., словом, при ухудшении условий смазки и трения;

4) высокий уровень несущей способности открывает возможность управления гидродинамическим режимом за счет упругой деформации подшипника в продольном и поперечном направлениях действием гидродинамического давления.

Одним из ограничений величины максимальной несущей способности или гидродинамического давления может выступать прочность (предел упругости) материала смазываемых деталей. Это условие легко может быть оценено и учтено на этапе предварительных расчетов узла.

Другое ограничение состоит в различии основных функций деталей ЦПГ, например, поршневых колец и поршня. Если для последнего все приведенное выше относительно максимума несущей способности справедливо, то для первых повышенная ГНС не должна препятствовать выполнению функций уплотнения надпоршневой полости, теплоотвода и маслорегулирования. В случае поршневых колец необходим избирательный подход к профилированию с учетом направления осевого движения кольца таким образом, чтобы характер изменения несущей способности кольца при прямом и обратном ходах поршня отвечал требованию энергосбережения не только по параметрам механических потерь и износа, но и расхода масла на угар.

Для эффективного использования и управления гидродинамической несущей способностью в целях снижения механических потерь в ЦПГ ДВС необходимо вскрыть и проанализировать общие закономерности ее формирования смазываемым профилем движущихся деталей - поршня и поршневого кольца в продольном направлении движения.

Если положить целевым критерием профилирования создание максимальной гидродинамической несущей способности ползуна (будь то поршень или поршневое кольцо) во время действия максимальной внешней нагрузки, то исходя из гидродинамической теории смазки и принципа согласования (равенства) работ гидродинамической и динамической сил можно получить

рациональные значения перепадов высот бочкообразного профиля и соотношений длин его участков (рис.2.5):

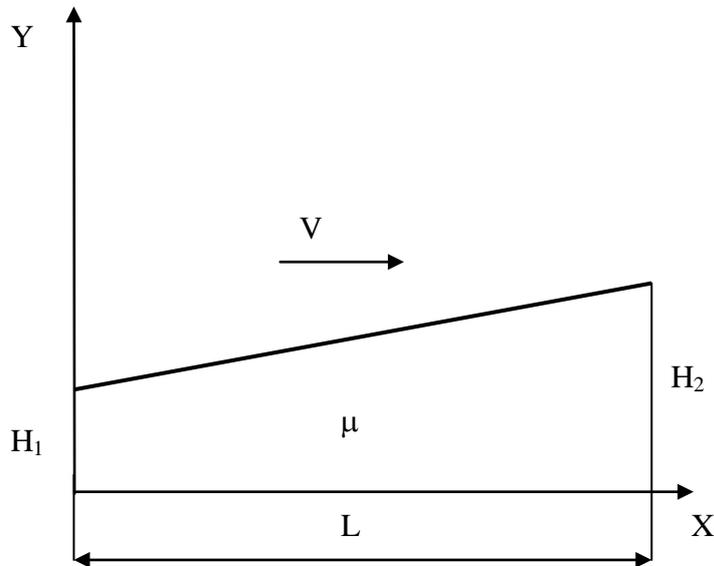


Рис.2.5. Характерные размеры несущего профиля скользящей поверхности юбки поршня и поршневого кольца

Из решения известного уравнения Рейнольдса для профиля, представленного наклонной плоскостью, движущейся в направлении оси  $X$  (рис.2.5), можно получить выражение для погонной (отнесенной к единице ширины) гидродинамической несущей способности  $\bar{P}$  или ПГНС:

$$\bar{P} = 6\mu V \frac{L^2}{H_1^2} \frac{1}{\delta^2} \left[ \ln(1 + \delta) - 2 \frac{\delta}{(2 + \delta)} \right]$$

или

$$\bar{P} = 6\mu V \frac{L^2}{H_1^2} P_\delta. \quad (2.2)$$

Здесь

$$P_\delta = \frac{1}{\delta^2} \left[ \ln(1 + \delta) - 2 \frac{\delta}{(2 + \delta)} \right], \quad (2.3)$$

$$\delta = \frac{H_2 - H_1}{H_1}. \quad (2.4)$$

Функция Релея (2.3) представляет собой погонную (отнесенную к единице ширины поверхности) несущую способность, зависящую только от параметра (2.4), который является относительным перепадом высот профиля.

Разложение слагаемого  $\ln(1+\delta)$  в ряд (что вполне допустимо при  $0 \leq \delta < 1$ ) показывает, что в области малых значений относительного перепада высот профиля  $0 \leq \delta < 0,1$  функция Релея (2.3) после очевидных преобразований с погрешностью не более 10% может быть представлена упрощенной, линейной формой:

$$P_{\delta} = \frac{\delta}{12}. \quad (2.5)$$

В случае использования упрощенной формулы (2.5) для функции Релея выражение гидродинамической погонной несущей способности профиля можно представить как

$$\bar{P} = 6\mu VL^2 \frac{\delta}{12H_1^2}$$

или, с учетом (2.4)

$$\bar{P} = \frac{\mu VL^2 (H_2 - H_1)}{2H_1^3}. \quad (2.6)$$

В выражении (2.6) лишь параметры  $L$ ,  $H_1$  и  $H_2$  характеризуют собственно профиль движущейся детали, поэтому их сочетание и численные значения и определяют профилирование.

Представим слабо криволинейный (бочкообразный) профиль трущейся поверхности поршня (кольца) сочетанием двух сопряженных прямых как показано на рис.2.6.

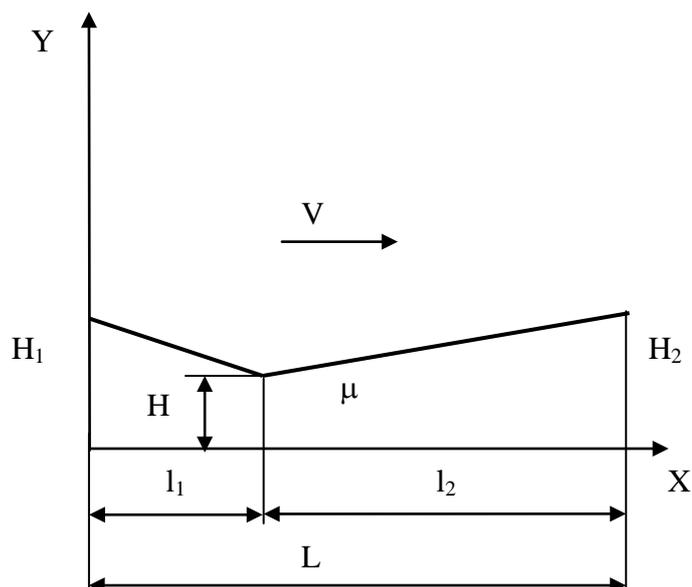


Рис.2.6. Представление профиля детали двумя сопряженными прямыми

Исходя из формулы (2.6), профилирование боковой образующей юбки поршня должно базироваться на достижении максимума гидродинамической несущей способности за счет удлинения участка положительного угла атаки  $L$  и назначения абсолютных перепадов высот профиля  $H_1$  и  $H_2$ , максимизирующих функцию  $P_\delta$ .

### 2.2.3. Выбор длин участков и общей длины бочкообразной юбки поршня

С учетом реверсивного характера движения в качестве длины участка положительного угла атаки для бочкообразного профиля, аппроксимированного двумя наклонными участками, на каждом такте рабочего цикла ДВС будет выступать либо длина  $l_2$  – прямой ход, либо длина  $l_1$  – обратный ход.

Если бы работа сил внешнего нагружения на юбку поршня (боковая сила  $N$ ) была равномерно распределена по тактам рабочего цикла, то наилучшим соотношением длин с точки зрения максимизации несущей способности следовало бы признать

$$\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 = \frac{l_2}{l_1} = 1.$$

Однако, как было отмечено выше, распределение работ боковой силы отличается существенной тактовой неравномерностью: в течение наиболее энергоемких тактов – сжатие и расширение – соотношение работ составляет 1,3 к 3,5 соответственно.

Используя принцип согласования несущей способности с характером внешнего силового воздействия, целесообразно соотношение длин  $l_2$  и  $l_1$  согласовать с данным соотношением работ боковой силы по правилу: большей работе должна соответствовать большая длина участка несущего профиля, т.е.

$$\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 = \frac{3,5}{1,3}$$

или, переходя к отношению длин,

$$\frac{l_2}{l_1} = \sqrt{\frac{3,5}{1,3}} = 1,64. \quad (2.7)$$

Данное соотношение (2.7) может быть рекомендовано для назначения рациональных длин участков положительного угла атаки при прямом и обратном ходах поршня применительно к бочкообразным поршням четырехтактных ДВС. Достижение такого соотношения должно происходить в нагретом состоянии деталей.

Комплекс  $6\mu V$ , отражающий жесткость гидродинамического режима работы поршня, оказывает влияние на выбор длин  $l_2$ ,  $l_1$  и  $L$ : чем больше значение произведения  $6\mu V$ , тем меньшая длина участка положительного угла атаки требуется для сохранения минимально допустимого уровня гидродинамической несущей способности юбки поршня. Для реверсивного характера движения это означает, что с увеличением вязкости смазочного материала или скорости осевого движения поршня (частоты вращения коленчатого вала) в  $m$  раз, достигнутый уровень несущей способности не снизится, если длины несущих участков (или общая длина) юбки поршня будут уменьшены в  $\sqrt{m}$  раз. То есть при увеличении вязкости моторного масла и/или скорост-

ного режима целесообразно переходить на более короткие длины несущих участков поршня и наоборот.

Ясно, что при изменении длины поршня следует учитывать весь комплекс сопутствующих явлений: характер угловой перекидки поршня, теплоотвод, деформацию стенки юбки и др.

#### 2.2.4. Выбор абсолютного перепада высот профиля юбки поршня

Как можно видеть из выражения (2.2), при  $H_1 \rightarrow 0$  (касание стенки цилиндра) ГНС стремится к бесконечности  $\bar{P} \rightarrow \infty$ , что расходится с практикой. Выход из ситуации неопределенности решения может быть найден, если задаться значением минимальной толщины смазочного материала  $h_m$ . Но в таком случае для каждого из множества толщины слоя смазки  $H$  будет существовать определенное значение несущей способности  $\bar{P}$ , причем в области малых значений  $H$  соседние значения  $\bar{P}$  будут отличаться существенно. Самым приемлемым здесь видится принятие для целей профилирования юбки поршня наиболее вероятного, а именно – среднего за рабочий цикл ДВС значения минимальной толщины слоя смазочного материала в зазоре «юбка поршня-цилиндр» для нагретого состояния данных деталей.

Задавшись значением  $H = h_m^{cp}$  из экспериментальных данных или конструктивных соображений, либо значением  $H = 0,5\Delta_z$ , заменяющим  $h_m^{cp}$  с погрешностью не более 5-8% ( $\Delta_z$  - минимальный диаметральный зазор пары «юбка поршня-цилиндр» в нагретом состоянии деталей), можно найти такие величины абсолютных перепадов высот на входе и выходе профиля, которые обеспечивают максимизацию функции (2.2), т.е. увеличение гидродинамической несущей способности.

Для решения задачи, построим и проанализируем график изменения функции Релея (2.3). Как следует из рис.2.7, максимум функции Релея достигается при значении относительного перепада  $\delta = 1,18$ , что практически совпадает с теоретическими результатами исследования на максимум гидроди-

намической несущей способности ползунов в работах [8, 59], где было получено оптимизационное значение относительного перепада высот, равное 1,2.

По определению относительного перепада высот для входного участка профиля имеем

$$\delta = \frac{H_2 - H}{H},$$

откуда

$$H_2 = H(\delta + 1).$$

Учитывая, что абсолютный перепад высот профиля равен

$$\Delta H_2 = H_2 - h_m^{cp},$$

получим

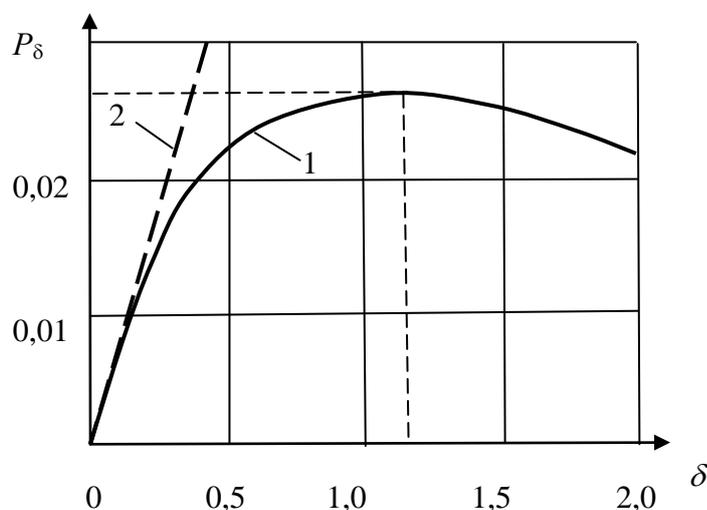


Рис.2.7. Графики функции Релея: 1 – полная форма; 2 – линейная аппроксимация

$$\Delta H_2 = H(\delta + 1) - H = \delta H$$

или, с учетом значений  $\delta = 1,18$  и  $H = 0,5\Delta_2$ ,

$$\Delta H_2 = 1,18h_m^{cp} \tag{2.8}$$

либо

$$\Delta H_2 = 0,59\Delta_2. \tag{2.9}$$

Так как движение поршня вдоль стенки цилиндра реверсивно, а функция Релея не зависит от длин участка профиля, то для абсолютного перепада высот на выходе профиля юбки любой длины с целью максимизации гидродинамической несущей способности следует назначать, по возможности, такое же значение, как на входе:

$$\Delta H_1 = \Delta H_2. \quad (2.10)$$

Из полученных результатов анализа (2.7)-(2.10) следует, что наилучшим с гидродинамической точки зрения будет профиль юбки поршня, имеющий в нагретом состоянии одинаковый перепад высот на краях юбки с абсолютным значением в нагретом состоянии  $0,5\Delta_z$  и соотношением длин прямого и обратного хода 1,64 (рис.2.8).

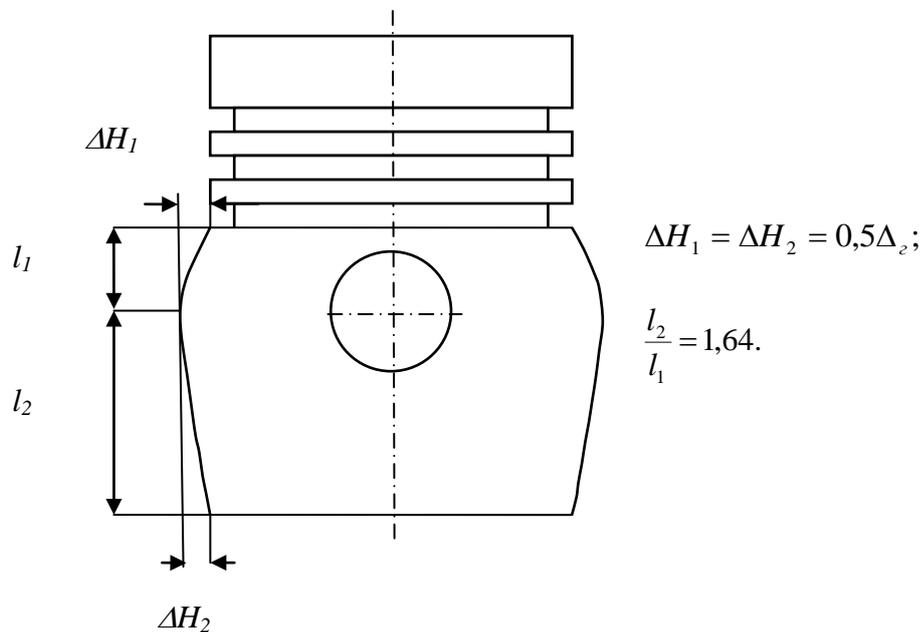


Рис.2.8. Вид поршня с бочкообразной юбкой, имеющей рациональные шаго-высотные параметры

### 2.2.5. Выбор шаго-высотных параметров РПК

Для поршневого кольца, как было отмечено выше, распределение работ газовой силы характеризуется еще большей, чем у поршня, тактовой неравномерностью: в течение наиболее энергоемких тактов – сжатие и расширение, а именно 6,5 к 58,5.

Вновь используя принцип согласования несущей способности с характером внешнего силового воздействия, соотношение длин  $l_2$  и  $l_1$  следует согласовать с указанным соотношением работ газовой силы по правилу: большей работе должна соответствовать большая длина участка несущего профиля, т.е.

$$\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 = \frac{58,5}{6,5}$$

или, переходя к отношению длин,

$$\frac{l_2}{l_1} = \sqrt{\frac{58,5}{6,5}} = 3,0. \quad (2.11)$$

При этом, как следует из рис.2.9, сумма  $L = l_1 + l_2$  в данном случае представляет собой осевую длину (высоту) РПК, обозначенную выше как  $B$ . Значение  $B$  рекомендуется определять из конструктивных соображений.

Для РПК, работающей так же как и профиль юбки поршня в условиях реверсивного движения, аналогично результатам анализа перепада высот профиля юбки поршня целесообразно назначить абсолютные перепады высот профиля на входе и выходе:

$$\Delta H_1 = \Delta H_2.$$

Выбор значений  $\Delta H_{1,2}$  зависит в условиях смазки поршневого кольца от минимальной толщины слоя масла  $h_m$  в зазоре сопряжения «поршневое кольцо-цилиндр». При отсутствии сведений об этой величине можно воспользоваться соотношением

$$\Delta H_{1,2} \approx 1,18h_m \approx 1,18h_{кр}, \quad (2.12)$$

где 1,18 – множитель, являющийся следствием сведения к максимуму рассмотренной выше безразмерной функции гидродинамической несущей способности ползуна;  $h_{кр}$  – критическое значение минимальной толщины слоя масла в зазор  $\epsilon$  которого для поршневого кольца может быть оценено как  $h_{кр} = 1,5\sqrt{R_{\max_1}^2 + R_{\max_2}^2}$ ;  $R_{\max_1}$  и  $R_{\max_2}$  – максимальные выступы шероховатых поверхностей кольца и цилиндра соответственно).

Полученные выражения (2.11) – (2.12) позволяют определить основные соотношения РПК, обеспечивающие максимально эффективное функционирование поршневого кольца ДВС. В частности, для компрессионного поршневого кольца с учетом его служебных функций соотношение (2.11) означает, что длина несущего участка РПК  $l_2$  на прямом ходе поршня (от ВМТ к НМТ) должна быть в три раза короче длины несущего участка РПК  $l_1$  на обратном ходе (от НМТ к ВМТ):

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{1}{3}.$$

Такой профиль РПК является асимметричным (рис.2.9), чем обеспечивает снятие излишков смазки кольцом при прямом ходе (скребковый эффект из-за пониженной гидродинамической несущей способности на длине  $l_2$ ) и всплытие (за счет повышенной гидродинамической несущей способности на длине  $l_1$ ) кольца на слое смазочного материала при обратном ходе.

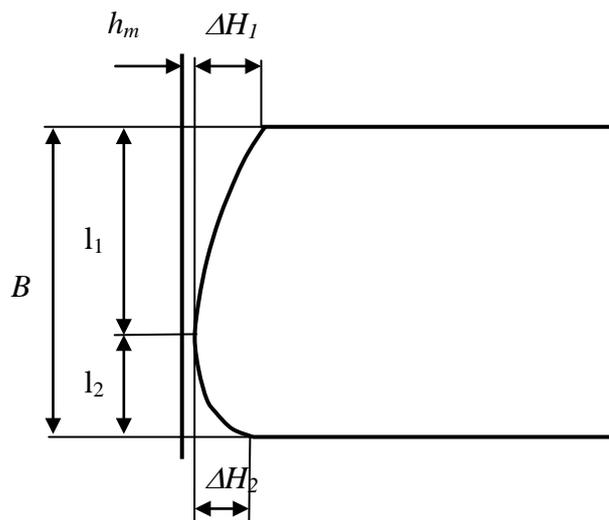


Рис.2.9. Вид поршневого компрессионного кольца с бочкообразно-асимметричным профилем рабочей поверхности

## 2.2.6. Примеры реализации принципа трибоадаптивности

Сначала речь пойдет о смазочном материале с повышенными антифрикционными свойствами, что дает возможность снижать силу трения смазываемых деталей в широком диапазоне режимов эксплуатации. Поскольку, как было показано выше, снижение силы трения позволяет сократить расход топлива, такие масла получили категорию энергосберегающих. В качестве энергосберегающего моторного масла была выбрана композиция, состоящая из маловязкого моторного масла и антифрикционной присадки (модификатора трения).

Предпосылки, показывающие целесообразность такого подхода, следуют из анализа диаграмм Штрибека для различных смазочных материалов (рис.2.10): в случае оптимального сочетания вязкости масла и антифрикционных свойств присадки не исключено проявление трибологического синергизма, при котором общий результата снижения трения и/или износа может существенно превышать результат раздельного действия составляющих смазочной композиции.

Предварительный анализ позволил ограничить широкий перечень известных модификаторов трения группой наиболее перспективных отечественных маслорастворимых присадок на основе дитиофосфатов молибдена и триэфирдитиофосфатов.

Как видно из рис.2.10, снижение трения в зоне низких нагрузок (высокие значения параметра  $\lambda$ ) происходит за счет низкой вязкости энергосберегающего моторного масла; в зоне высоких нагрузок (малые значения параметра  $\lambda$ ) снижение трения обеспечивает модификатор трения. В итоге обе ветви кривой 3 располагаются ниже, чем соответствующие ветви кривых 1 (вязкое моторное масло) и 2 (маловязкое моторное масло).

Принцип согласования профиля трущейся поверхности с характером кинематики и динамики детали, а также рекомендации по рациональному профилированию были реализованы в конструкции поршня, имеющего юбку

в виде центрально-симметричной фигуры с бочкообразным профилем боковой поверхности [60].

Из рис.2.11 следует, что опытный поршень имеет оптимизированный бочкообразный профиль боковой поверхности юбки с отношением длин участков  $l_a:l_b:l_c:l_d=1,64$  и равными перепадами высот профиля  $\Delta H_1=\Delta H_2$ . При этом профили на противоположных сторонах юбки составляют центрально-симметричную фигуру относительно оси поршневого пальца и условно сопрягаются благодаря наличию срезов по обеим сторонам юбки в зонах пальцевого отверстия.

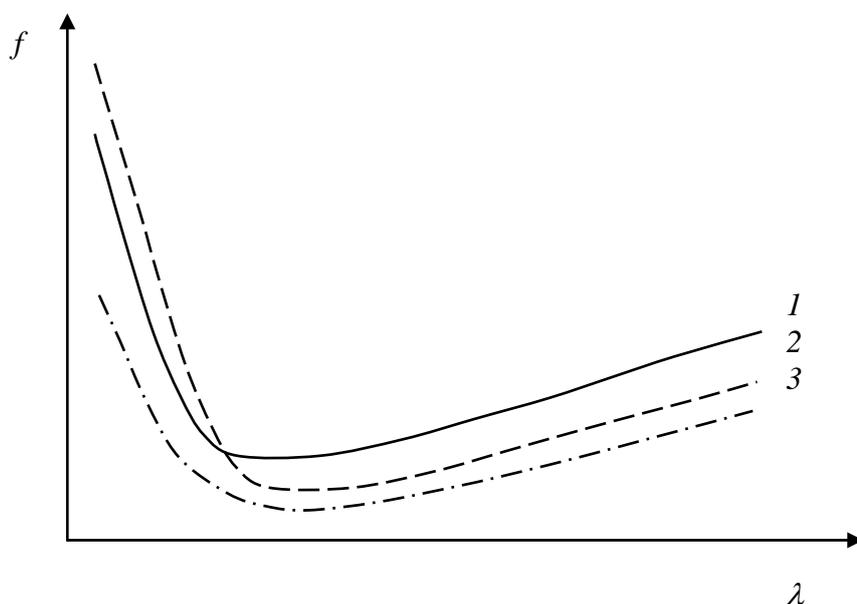


Рис.2.10. Диаграммы Штрибека (зависимость коэффициента трения  $f$  от параметра нагруженности  $\lambda$ ): 1 – вязкое моторное масло; 2 - маловязкое моторное масло; 3 – маловязкое моторное масло с модификатором трения

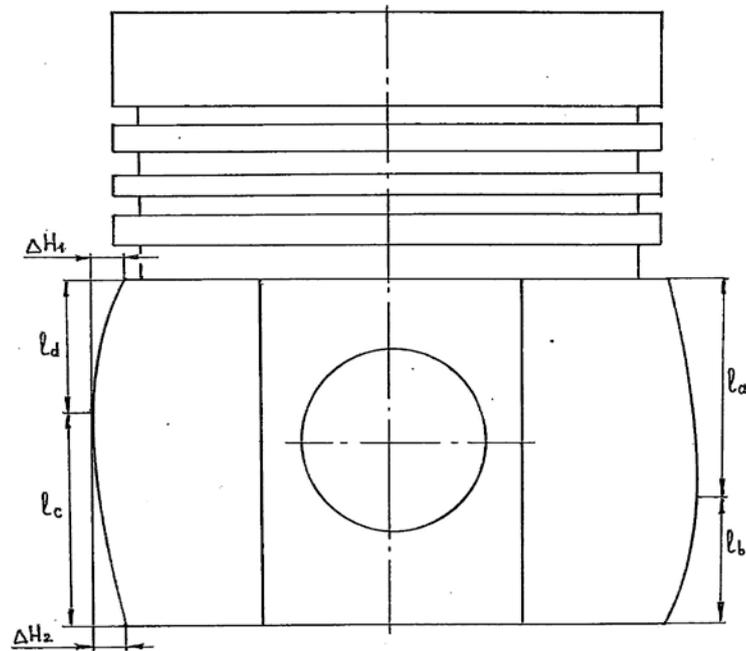


Рис.2.11. Поршень с центрально-симметричной юбкой согласно а.с. РФ 1249183 [60]

Цель данного технического решения – снижение механических потерь – достигается за счет увеличения гидродинамической несущей способности юбки поршня в течение двух наиболее нагруженных тактов рабочего цикла четырехтактных ДВС: сжатия и расширения. На такте сжатия, когда поршень идет прижатым боковой силой к стенке цилиндра постоянно одной (на рис.2.11 – правой) стороной, повышенное гидродинамическое давление создается включением в работу более длинного участка профиля  $l_a$ . На такте расширения, когда боковая сила меняет знак и прижимает поршень к цилиндру в течение всего такта хода противоположной (на рис.2.11 – левой) стороной, повышенное гидродинамическое давление снова формирует более длинный участок профиля  $l_c$ . Короткие участки  $l_b$  и  $l_d$  участвуют в создании несущего гидродинамического давления юбки на тактах впуск и выпуск, которые динамически менее нагружены и в середине которых, кроме того, происходит смена стороны прилегания юбки к стенке цилиндра. В связи с чем на каждом из этих тактов в создание гидродинамического давления дважды включаются короткий и длинный участки, обеспечивая в итоге достаточную несущую способность юбки в течение всего хода поршня.

Повышение общей несущей способности увеличивает толщину слоя масла в нагруженной части зазора «юбка поршня-цилиндр», что приводит к снижению сил вязкостного трения, т.е. механических потерь. Расчеты, выполненные на основе математической модели и программы PISTON, описание которых дано ниже в разделе 3, подтвердили улучшение условий смазки и снижение сил трения при использовании опытного поршня с бочкообразной центрально-симметричной юбкой (рис.2.12 и рис.1.13).

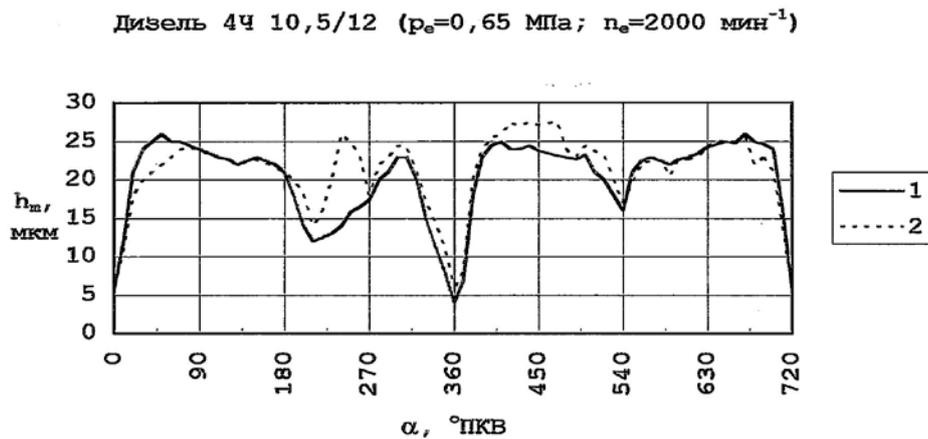


Рис.2.12. Расчетные минимальные толщины слоя масла в сопряжении «юбка поршня – цилиндр»: 1 – серийный поршень с бочкообразной юбкой; 2 – опытный поршень с центрально-симметричной юбкой

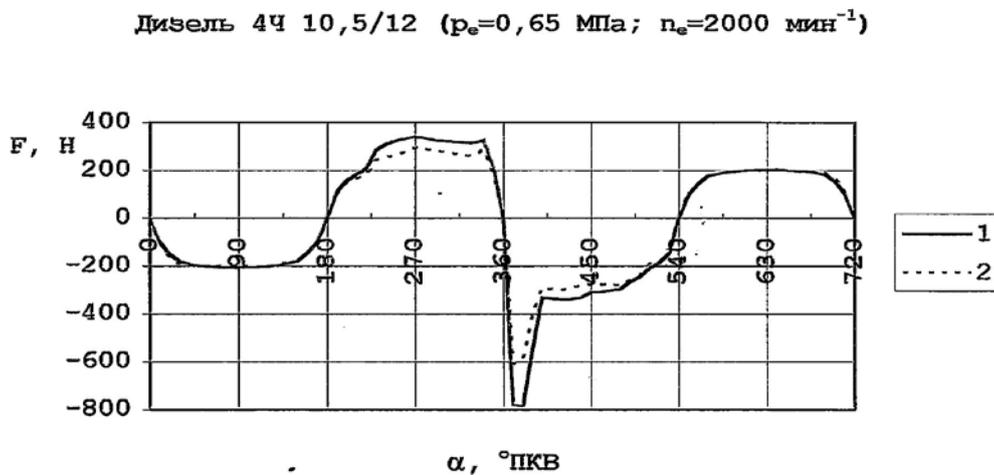


Рис.2.13. Расчетные силы трения поршней: 1 – серийный поршень с бочкообразной юбкой; 2 – опытный поршень с центрально-симметричной юбкой

Изготовление опытного поршня с центрально-симметричной бочкообразной юбкой может быть осуществлено путем токарной обточки по копиру с применением двух шпинделей либо при помощи бескопирной обработки на специальном станке с ЧПУ. Аналогичная конструкция поршня, названная авторами «поршень с асимметричным профилем юбки», также использующая принцип трибосогласования, была выполнена в металле и прошла успешную экспериментальную проверку на двигателе [61, 62].

Энергосберегающие свойства другой опытной разработки – поршня, содержащего канавку асимметричного сечения под установку верхнего компрессионного кольца – состояли в снижении расхода масла на угар и механических потерь, а реализовывались управлением формой износа РПК [63, 64].

Как видно из рис.2.14, угол наклона нижнего торца канавки  $\alpha$  превышает на  $\beta$  угол наклона верхнего торца  $\beta$ . Форма канавки предполагает установку кольца с поперечным сечением в виде равнобокой трапеции и бочкообразной РПК. В этом случае угол между стороной и высотой трапеции  $\varphi$  равен углу наклона верхнего торца канавки  $\beta$ .

Управление формой износа РПК основано на согласовании формы канавки с характером кинематики и деформации кольца в пределах зазора сопряжения «кольцо-канавка».

В течение двух наиболее нагруженных тактов рабочего цикла ДВС – сжатие и расширение – кольцо под действием сил давления газов и инерции плотно прижимается к нижнему торцу канавки, подвергаясь при этом угловой деформации скручивания, величина которой составляет угол  $\gamma = \alpha - \beta \neq 0$ . Во время тактов газообмена силы инерции прижимают кольцо с равной периодичностью как к нижнему, так и к верхнему торцу, находясь на котором кольцо, вследствие равенства углов наклона верхних торцов кольца и канавки угловой деформации скручивания не подвергается:  $\gamma = \alpha - \beta = 0$ .

В итоге этих процессов происходит обусловленное приработочным износом постепенное самопрофилирование РПК, характеризуемое переходом начального симметрично-бочкообразного профиля в асимметрично-

бочкообразный со смещением точки максимальной выпуклости к нижнему торцу кольца (рис.2.15).

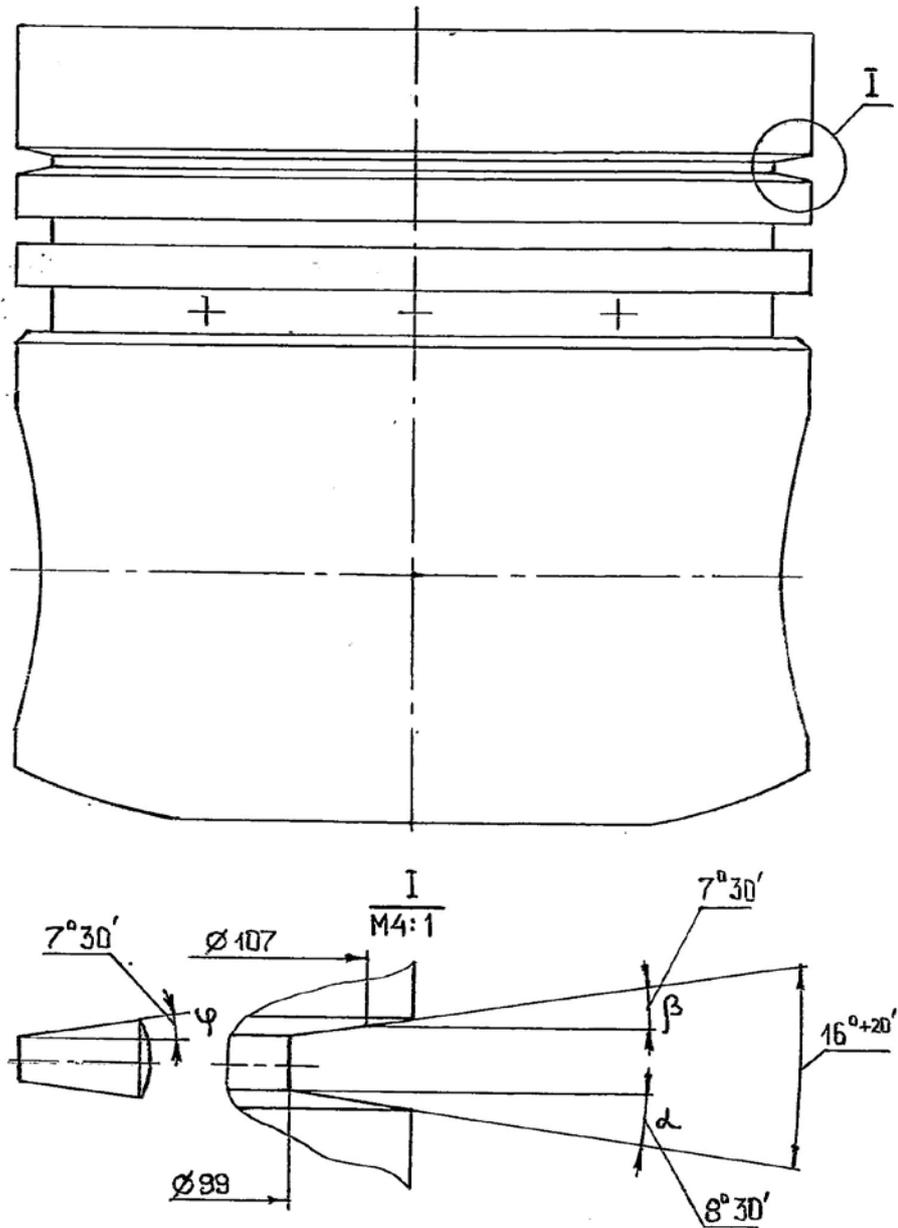


Рис.2.14. Поршень с асимметричной канавкой под установку верхнего компрессионного кольца согласно пат. РФ 2016299

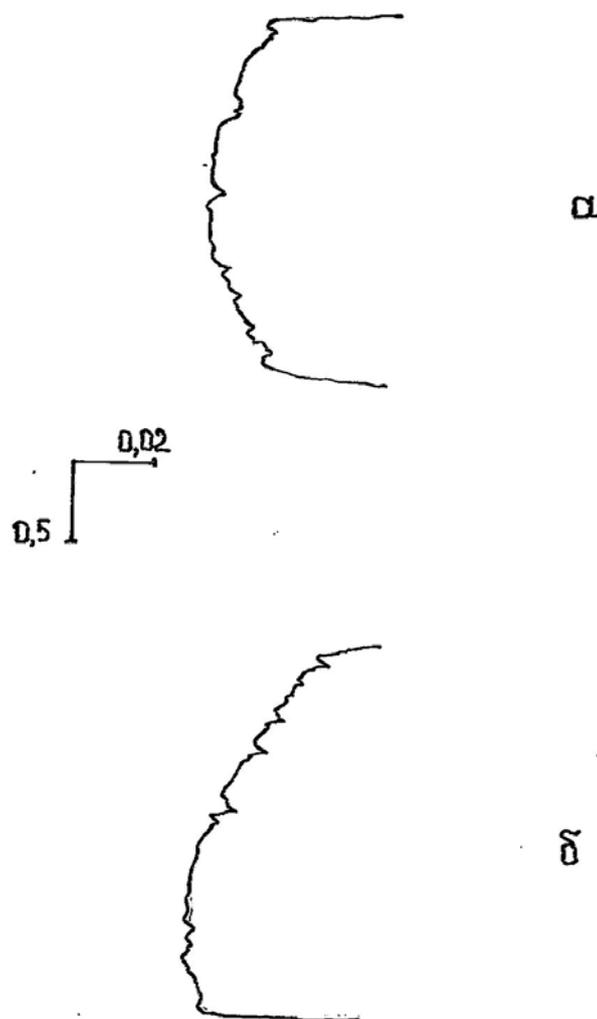


Рис.2.15. Копии профилограмм РПК, установленного в асимметричной канавке дизеля 4Ч 10,5/12: *а* – до испытаний; *б* – после испытаний

Кольца с формой РПК согласно рис.2.15, *б* обладают ярко выраженным скребковым эффектом и рационально работают, снимая излишки масла со стенки цилиндра при прямом ходе поршня и всплывая на слое масла при обратном. Как показали расчеты, выполненные программой RING (см. раздел

3) для условий работы дизеля 4Ч 10,5/12, кольцо с таким профилем обеспечивает одновременное снижение потерь на трение и расхода масла на угар с 8,15 до 7,48кПа (по показателю условного среднего давления механических потерь) и с 10,63 до 7,66 г/ч или на 8 и 28% соответственно.

В наиболее полном объеме положения принципа трибоадаптивности были применены при разработке конструкции поршня с термоадаптивной двухопорной юбкой согласно пат. РФ 1700323 [65].

Цель разработки состояла в снижении потерь на трение и соударение поршня в цилиндре.

Для достижения поставленной цели использовали согласование холодного профиля юбки с характером температурного поля последней (термоадаптивность) так, чтобы в нагретом состоянии исходный одноопорный бочкообразный профиль трансформировался в двухопорный (рис.2.16).

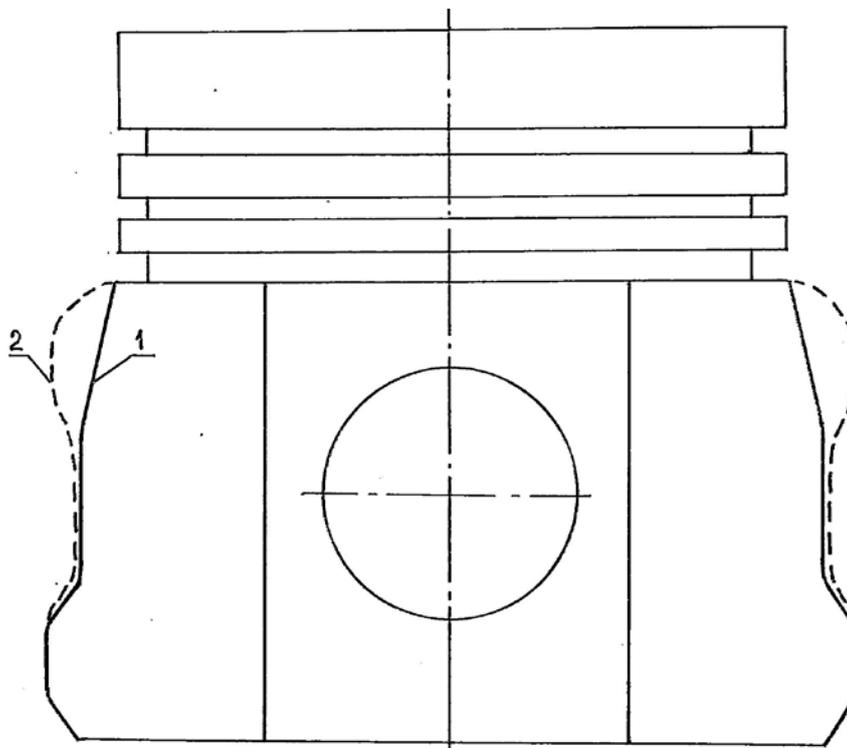


Рис.2.16. Поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой согласно пат. РФ 1700323: 1 – холодный профиль; 2 – горячий профиль

Введение дополнительной опоры юбки и размещение точек опоры по разные стороны от оси поршневого пальца было призвано снизить опрокидывающий момент, т.е. улучшить самоустановку поршня в цилиндре, что и было доказано в работах [66, 67]. Применение профиля юбки с повышенной несущей способностью (за счет рационального выбора шаго-высотных параметров профиля) было необходимо для компенсации падения последней, вызванного уменьшением длины несущих участков по сравнению с одноопорным бочкообразным профилем, и отвечало решению задачи снижения механических потерь.

Вызванное оптимизацией профиля юбки снижение механических потерь подтверждается сопоставлением расчетных сил трения на рис.2.17.

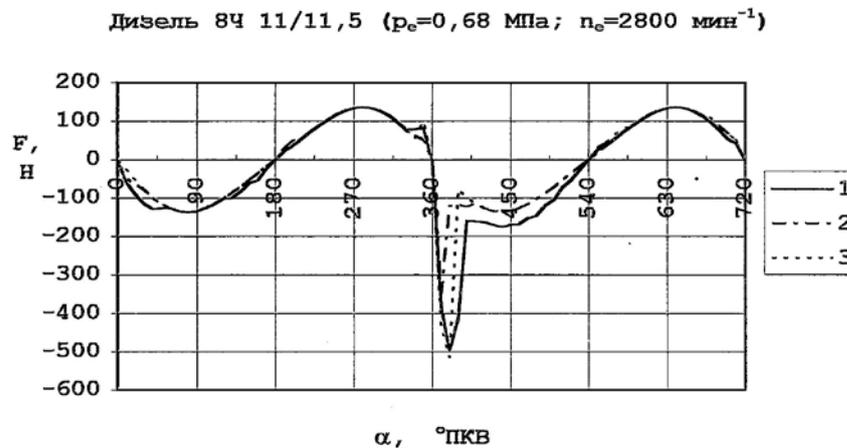


Рис.2.17. Расчетные силы трения поршней, имеющих различные профили юбки: 1 – серийный бочкообразный; 2 – оптимизированный бочкообразный; 3 – опытный двухопорный

Отличие кинематики бочкообразного и двухопорного поршней в пределах зазоров в цилиндре (рис.2.18 и рис.2.19), а также характер распределения гидродинамического давления на поверхности юбок этих поршней (рис.2.20) исчерпывающе дополняют объяснение причины лучшей самоустановки и меньшей виброакустической активности поршня с двухопорной юбкой по сравнению с поршнем, имеющим бочкообразную юбку.

По результатам анализа этих данных для дизеля 8Ч 11/11,5 был разработан окончательный вариант опытного поршня с двухопорной термоадап-

тивной юбкой, параметры профиля которой в сравнении с серийным бочкообразным профилем приведены на рис.2.21.

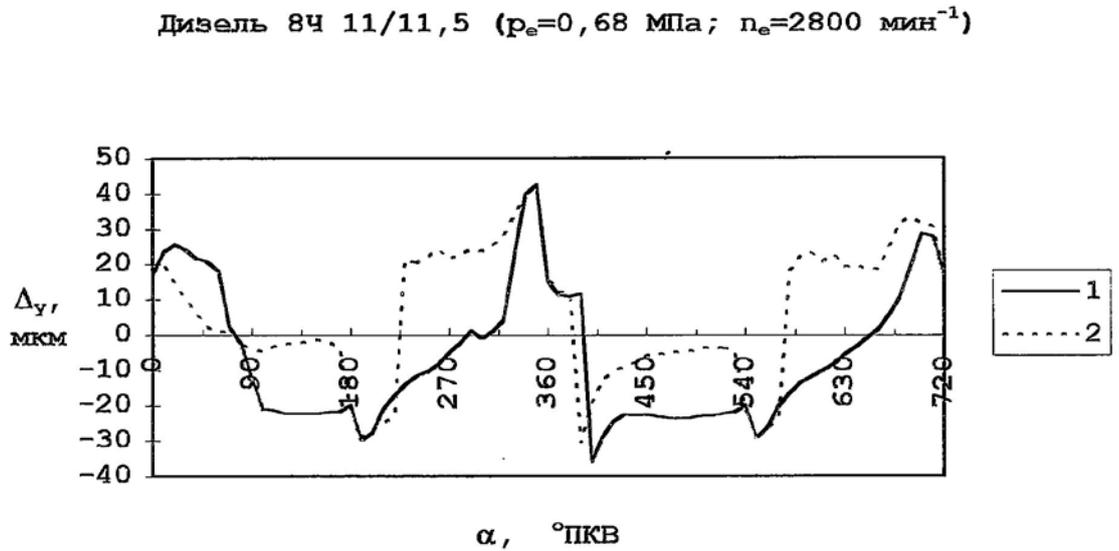


Рис.2.18. Расчетные радиальные перемещения поршня с бочкообразной (1) и двухпорной (2) юбкой

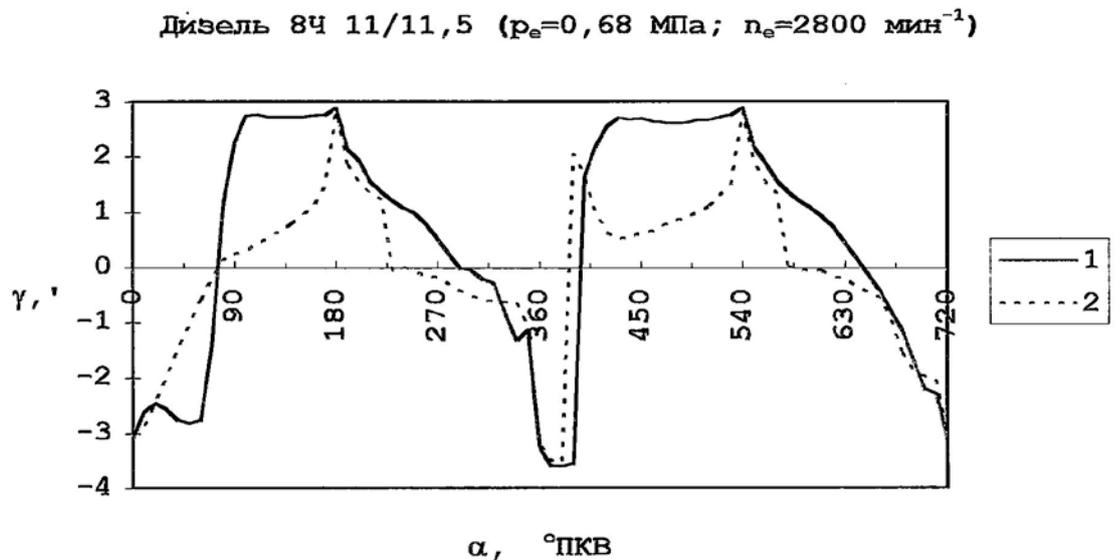
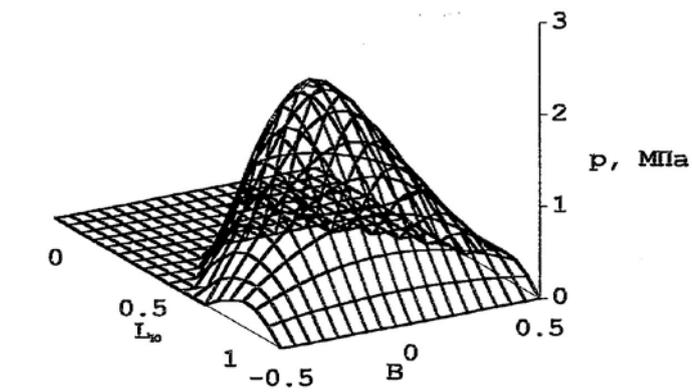
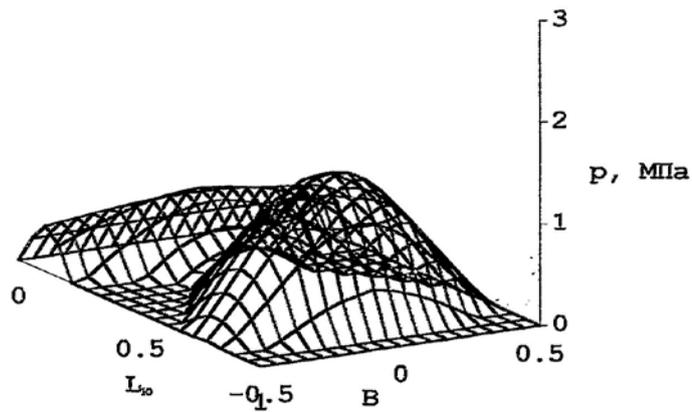


Рис.2.19. Расчетные углы опрокидывания поршня с бочкообразной (1) и двухпорной (2) юбкой



1



2

Рис.2.20. Расчетное распределение гидродинамического давления масла по поверхности бочкообразной (1) и двухпорной (2) юбки поршня дизеля 8Ч 11/11,5

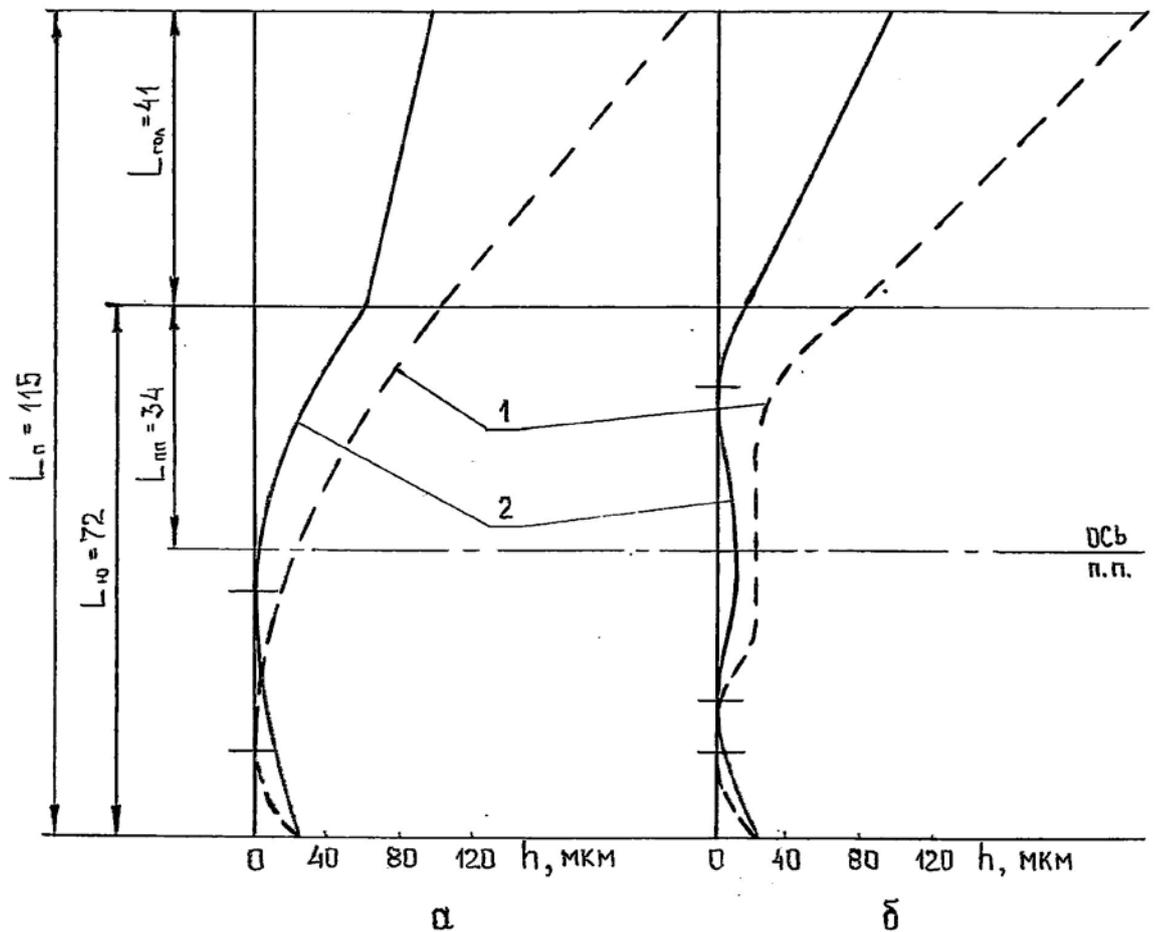


Рис.2.21. Сравнение профилей боковой поверхности поршней дизеля 8Ч 11/11,5, имеющих бочкообразную (а) и двухпорную (б) юбку: 1 - холодный профиль; 2 – горячий профиль

### 2.3. Микропрофилирование внутренней поверхности цилиндра

Применение детерминированной топографии (микрорельефа) на смазываемых трущихся поверхностях с целью повышения задиростойкости известно достаточно давно [49]. Чаще всего это регулярный (имеющий постоянный шаг) рисунок, представляющий собой совокупность канавок и плоских участков. Термины, а также шаго-высотные параметры микрорельефа

регламентируются для отечественных производителей рамками ГОСТ 24773-81 [68].

В случае ДВС микрорельеф чаще всего наносят на внутреннюю поверхность (зеркало) цилиндра, реже – на наружную поверхность поршня. Удивительно, но природа или механизм действия микрорельефа по снижению опасности задира, интенсивности изнашивания и трения сопряженных деталей до сих пор далеко не очевидны. Видимо, для большинства исследователей вполне удобна общепринятая ссылка на то, что нанесение микрорельефа вызывает повышение так называемой маслостойкости поверхности. Мало того, что этот термин, не имеющий строгого определения (встречающееся «способность поверхности удерживать определенное количество масла» - ближе к определению гидрофильности или адгезии поверхности), весьма спорный по применимости [69] и по размерности ( $\text{мм}^3/\text{см}^2$ ), он совершенно не объясняет проявление указанных выше положительных эффектов ни с позиций физики, ни с позиций гидродинамики.

Так, во-первых, увеличение количества масла на зеркале цилиндра ведет к росту его расхода в результате механического выброса, выгорания и испарения, что и подтверждают многочисленные эксперименты по оценке расхода масла на угар. Во-вторых, рост местной толщины масляного слоя в зазоре «поршневое кольцо-цилиндр» должен бы вызывать пропорциональное кубу этой толщины падение ГНС, т.е. увеличение интенсивности контактирования деталей, вызывающей не снижение, а, наоборот, увеличение как трения, так и изнашивания.

В этой связи неудивительно, что практически все текущие исследования в области микрорельефа ставят и решают сугубо технологические задачи: определение режимов раскатки (скорости подачи, частоты вращения, осевого усилия), твердости, диаметра шариков и т.п. с конечной целью повышения «качества» микрорельефа, под чем понимается опять же увеличение маслостойкости, отсутствие деформации кромок канавки, постоянство шага и т.д.

Известно, что наиболее энергоемким по критерию механических потерь и самым изнашиваемым сопряжением ЦПГ является пара «поршневое кольцо-цилиндр». По причине малой площади контактирующей поверхности интенсивность изнашивания кольца в несколько раз выше интенсивности изнашивания цилиндра, что приводит при неблагоприятных условиях эксплуатации к достаточно быстрой утрате кольцом начального профиля. В этом случае логично объектом профилирования выбирать не кольцо, а цилиндр, конкретно – его микрорельеф.

Цель представленного ниже гидродинамического анализа состояла в объяснении механизма действия микрорельефа с позиций теории гидродинамической смазки.

Для достижения цели было намечено решение следующих задач:

1. Предложить расчетные схемы смазываемого сопряжения «поршневое компрессионное кольцо-цилиндр» и выполнить с их помощью оценку эффективности применения микрорельефа на зеркале цилиндра.

2. При положительном решении первой задачи:

-определить рациональные форму и значения геометрических параметров микрорельефа: глубину, длину, шаг и др.;

-показать, за счет чего достигается положительный эффект по снижению изнашивания при использовании микрорельефа с рациональными шаговысотными параметрами.

Под рациональностью микрорельефа понимали использование такой его формы и геометрических параметров, которые при прочих равных условиях максимизируют ГНС сопряжения «цилиндр-поршневое кольцо», снижая тем самым интенсивность контактирования, а, значит, трения и изнашивания сопряженных деталей.

Для получения решений в максимально обобщенном, аналитическом виде были приняты следующие упрощающие допущения:

1. Задача рассматривается в плоской (продольное, осевое сечение), стационарной постановке для бесконечной ширины поверхностей.

2. Обращенные друг к другу поверхности поршневого кольца и цилиндра (микрорельефа) составлены из сопряженных участков гладких, плоских, недеформируемых (абсолютно твердых) геометрических тел.

3. Пространство между сопряженными поверхностями заполнено вязкой несжимаемой (ньютоновской) жидкостью с динамической вязкостью  $\mu$ .

4. Одно из сопряженных тел (применим принцип обратимости движения) движется относительно другого в осевом направлении с постоянной скоростью  $v$ .

5. Длина (или шаг) фрагмента микрорельефа  $L$  может быть равна, меньше или больше длины поршневого кольца  $S$ .

6. Микрорельеф нанесен только на зеркале цилиндра и составлен из регулярно чередующихся фрагментов ( $L=const$ ).

7. Избыточное гидродинамическое давление на кромках поршневого кольца отсутствует (нулевые граничные условия по давлению).

Задача 1. Расчетная схема для сопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» при отсутствии микрорельефа на цилиндре является достаточно простой и может быть представлена в виде наклонной плоскости (кольцо), движущейся на слое жидкости вдоль горизонтальной (цилиндр) опоры (рис.2.5). Ввиду того, что параллельный и расширяющийся участки зазора сопряжения «поршневое кольцо - цилиндр» при заданных граничных условиях не создают несущего гидродинамического давления, профиль поршневого кольца таков, что формирует сужающийся в направлении движения кольца зазор, характеризующийся входной  $H_2$  и выходной  $H_1$  высотами на длине  $L$ .

Для нахождения ПГНС используем вышеприведенное решение уравнения Рейнольдса в виде выражений (2.2) –(2.4), являющихся результатом интегрирования распределения по осевой (в направлении вектора скорости  $v$ ) координате  $x$  гидродинамического давления  $p(x)$  для произвольной (интегрируемой) функции зазора  $h(x)$  на длине  $L$ :

$$p(x) = 6\mu v \left[ \frac{\int_0^L \frac{dx}{h^2(x)}}{\int_0^L \frac{dx}{h^3(x)}} \int_0^x \frac{dx}{h^3(x)} - \int_0^x \frac{dx}{h^2(x)} \right]. \quad (2.13)$$

Заменяя обозначение функции Релея с  $P_\delta$  на  $\varphi(\delta)$ , перепишем выражения (2.2) и (2.3) в виде:

$$\bar{P} = 6\mu v \frac{L^2}{H_1^2} \varphi(\delta). \quad (2.14)$$

Здесь

$$\varphi(\delta) = \frac{1}{\delta^2} \left[ \ln(1+\delta) - \frac{2\delta}{\delta+2} \right]. \quad (2.15)$$

Для исследования ПГНС на максимум производная от функции (2.14) по  $\delta$  может быть равнозначно заменена производной от функции (2.15) или  $\varphi(\delta)$ :

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \delta} = -\frac{1}{\delta^3} \left[ 2 \ln(\delta+1) - \frac{\delta}{\delta+1} - \frac{4\delta(\delta+1)}{(\delta+2)^2} \right]. \quad (2.16)$$

Приравнявая выражение (2.16) к нулю, получали

$$2 \ln(\delta+1) - \frac{\delta}{\delta+1} - \frac{4\delta(\delta+1)}{(\delta+2)^2} = 0. \quad (2.17)$$

Уравнение (2.17) аналитически не решается, поэтому корень находили приближенно: методом половинного деления отрезка. Опуская промежуточные выкладки применения метода, даем значение корня с точностью до трех значащих цифр:  $\delta_0=1,189$ .

Подставляя  $\delta_0$  в функцию  $\varphi(\delta)$ , находили максимальное ее значение:  $\varphi(\delta_0)=0,027$ . Поведение функции  $\varphi(\delta)$  иллюстрируется графиком на рис.2.7, из которого видно, что безразмерная функция ПГНС для наклонной плоскости проходит через максимум на указанном значении относительного перепада высот профиля  $\delta_0$ .

Приведенные выше результаты для наклонной плоскости могут быть распространены не только на сопряжение «коническое поршневое кольцо-

цилиндр без микрорельефа», но и, с учетом применимости принципа обратимости движения (указанного в допущениях постановки задачи) на сопряжение «прямоугольное поршневое кольцо-цилиндр с пилообразным микрорельефом».

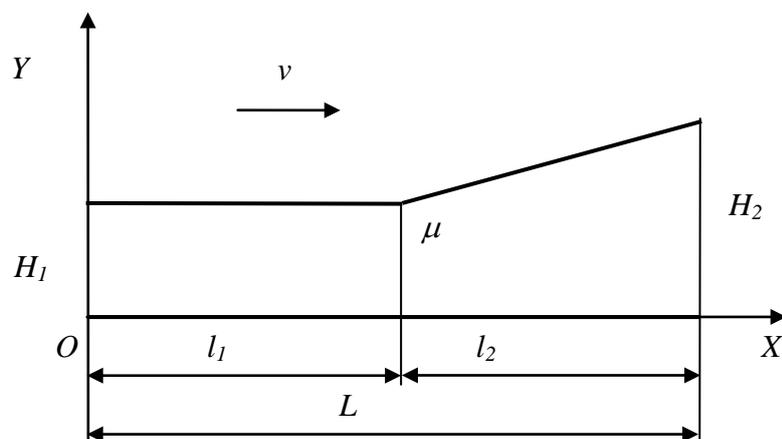


Рис.2.22. Расчетная схема микрорельефа типа «наклонная плоскость с удлинением»

Первое приближение к реально существующей форме микрорельефа (или самостоятельный ее вариант) – это наклонная плоскость, сопряженная с плоским, параллельным образующей цилиндра участком удлинения (рис.2.22).

Физический смысл наличия горизонтального удлинения в том, что этот участок призван воспринимать внешнюю нагрузку на смазываемую деталь типа ползун в моменты уменьшения (вплоть до нуля) скорости движения.

Применительно к рассматриваемому случаю воспользуемся общим выражением (2.13), которое допускает любую интегрируемую форму зазора  $h(x)$ . Для решения задачи необходимо найти четыре интеграла, входящие в (2.13), а затем проинтегрировать функцию  $p(x)$  в пределах от 0 до  $L$ . Анализ

расчетной схемы на рис.2.10 показывает, что четыре интеграла здесь могут быть заменены двумя с различными пределами интегрирования по отрезкам, соответствующим длинам  $l_1$  и  $l_2$ . В этом случае первый и второй интегралы имеют составной вид:

$$\int_0^x \frac{dx}{h(x)^2} = \begin{cases} \frac{x}{H_1^2}; & \text{если } 0 \leq x < l_1 \\ \frac{l_1}{H_1^2} + \frac{l_2}{(H_2 - H_1)H_1} - \frac{1}{K(Kx + b)}; & \text{если } l_1 \leq x < L. \end{cases} \quad (2.18)$$

Здесь

$$K = \frac{H_2 - H_1}{l_2};$$

$$b = -Kl_1 + H_1.$$

$$\int_0^x \frac{dx}{h(x)^3} = \begin{cases} \frac{x}{H_1^3}; & \text{если } 0 \leq x < l_1 \\ \frac{l_1}{H_1^3} + \frac{l_2}{2(H_2 - H_1)H_1^2} - \frac{1}{2K(Kx + b)}; & \text{если } l_1 \leq x < L. \end{cases} \quad (2.19)$$

Оставшиеся интегралы (2.20)

$$\int_0^L \frac{dx}{h(x)^2}$$

и

$$\int_0^L \frac{dx}{h(x)^3} \quad (2.21)$$

находятся аналогично после замены на  $L$  верхнего предела интегрирования в выражениях (2.18) и (2.19).

Подставляя (2.18)-(2.21) в зависимость (2.13) и интегрируя ее по переменной  $x$  в пределах от 0 до  $L$ , после преобразований получали окончательное выражение ПГНС для наклонной плоскости с участком горизонтального удлинения:

$$\bar{P} = 6\mu V \int_0^L p(x) dx = 6\mu V \frac{L^2}{H_1^2} f(\delta, \lambda). \quad (2.22)$$

Здесь

$$f(\delta, \lambda) = \frac{\lambda^2}{\delta^2} \ln(1 + \delta) - \frac{\lambda^2}{\delta} + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\delta(1 + 2\lambda - 3\lambda^2 + 2\lambda)}{2(\delta + 1)^2 - \lambda\delta(2\delta + 3)}. \quad (2.23)$$

$\lambda = \frac{l_2}{L} = 1 - \frac{l_1}{L}$  - относительная длина наклонного участка профиля, спо-

собная принимать значения от 0 до 1: при  $\lambda=0$  наклонная плоскость вырождается в горизонтальную; при  $\lambda=1$ , наоборот, наклонная плоскость занимает всю длину профиля (участок горизонтального удлинения отсутствует).

Проверка показывает, что подстановка значения  $\lambda=0$  сводит значение выражения (2.23) к нулю (что соответствует действительности, т.к. параллельные плоскости не создают ГНС при движении вдоль опоры), значение  $\lambda=1$  преобразует (2.23) в (2.15).

Безразмерная функция  $f(\delta, \lambda)$  согласно (2.23) по сути аналогична функции  $\varphi(\delta)$ , обозначенной (2.15), и показывает поведение ПГНС при изменении параметров профилирования  $\delta$  и  $\lambda$  при фиксированных: длине профиля  $L$ , минимального зазора  $H_1$ , вязкости  $\mu$  и скорости движения  $v$ .

Наиболее полное представление о характере изменения двумерной функции (2.23) дает ее графическое изображение в виде поля, полученное численным путем в результате подстановки значений аргументов  $\delta$  и  $\lambda$  с мелким шагом в диапазоне от 0 до 5 и от 0 до 1 соответственно (рис.2.23).

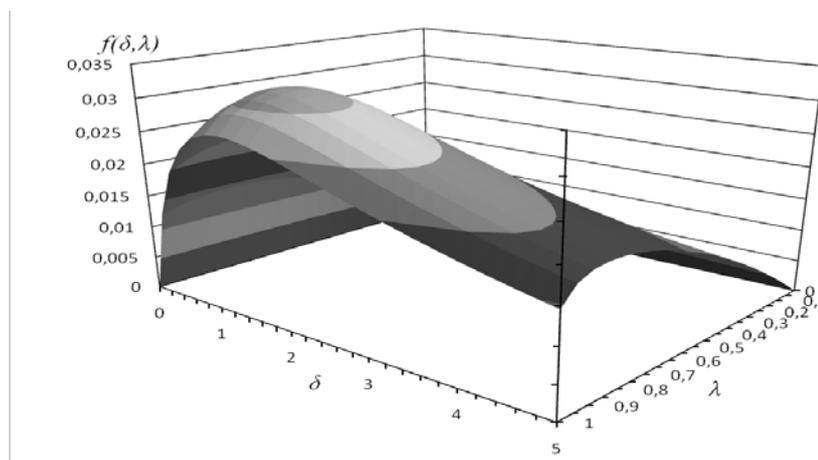


Рис.2.23. Поле значений функции ПГНС для микрорельефа типа «наклонная плоскость с удлинением»

Этот расчет позволил с точностью до третьего знака определить координаты и значение глобального максимума функции  $f(\delta, \lambda)$ :  $\delta_0=1,242$ ;  $\lambda_0=0,802$ ;  $f(\delta_0, \lambda_0)=0,032$  соответственно.

Следующим приближением к практически существующим формам микрорельефа является симметричная треугольная канавка с плоским горизонтальным участком, где сопряженные наклонные стороны канавки, имеют равные проекции длин ( $l_1=l_3$ ) на ось  $X$  (рис.2.24).

Аналитико-расчетное исследование этого случая методически было проведено аналогично представленному выше подходу для наклонной плоскости и наклонной плоскости с участком горизонтального удлинения.

Отличие заключалось только в том, что из-за особенностей геометрии фрагмента микрорельефа на рис.2.24 изменилась область существования значений относительной длины наклонного участка  $\lambda$ :  $0 \leq \lambda \leq 0,5$ .

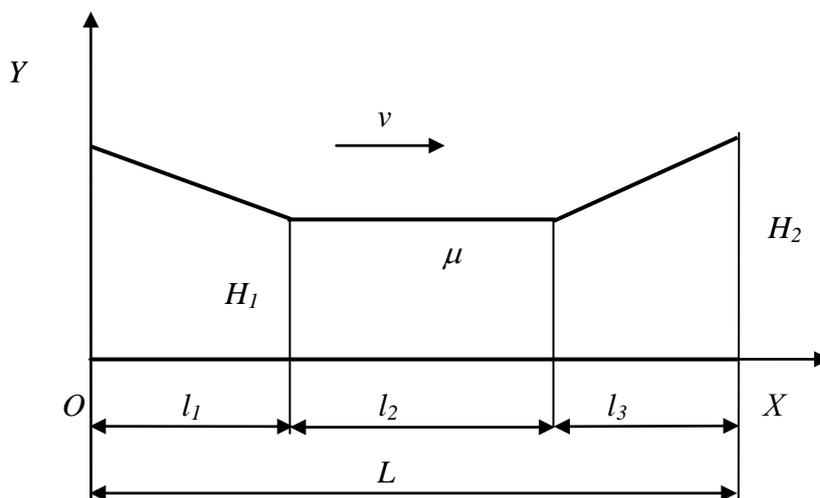


Рис.2.24. Расчетная схема микрорельефа типа «треугольная канавка с удлинением»

Поскольку

$$L = 2l_1 + l_2, \text{ то}$$

$$\lambda = \frac{l_{1,3}}{L} = \frac{1}{2} - \frac{l_2}{2L}. \quad (2.24)$$

Таким образом, если канавки нет ( $l_2=L$ ), то  $\lambda=0$ . Если же, наоборот, канавка настолько широка, что отсутствует участок горизонтального удлинения ( $l_2=0$ ), то  $\lambda=0,5$ .

После вычисления интегралов и выполнения преобразований, выражение ПГНС для рассматриваемого случая было получено в виде:

$$\bar{P} = \frac{6\mu v L^2}{H_1^2} g(\lambda, \delta). \quad (2.25)$$

Здесь

$$g(\lambda, \delta) = \frac{\lambda^2}{\delta^2} [\ln(1+\delta) - \delta] + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\delta(1-4\lambda^2) + 2\lambda(1-\lambda)}{2(\delta+1)^2 - \lambda(\delta^2 + 7\delta + 2)}. \quad (2.26)$$

Выполнив расчетную процедуру с подстановкой в формулу (2.26) значений параметров  $\delta$  и  $\lambda$ , сформировали данные для полного графического представления функции  $g(\delta, \lambda)$ , показанного на рис.2.25. В результате этого расчета рациональные значения параметров  $\delta$  и  $\lambda$ , а также связанного с ними глобального максимума функции  $g(\delta, \lambda)$ , составили соответственно:  $\delta_0=1,121$ ;  $\lambda_0=0,344$  и  $g(\delta_0, \lambda_0)=0,011$ .

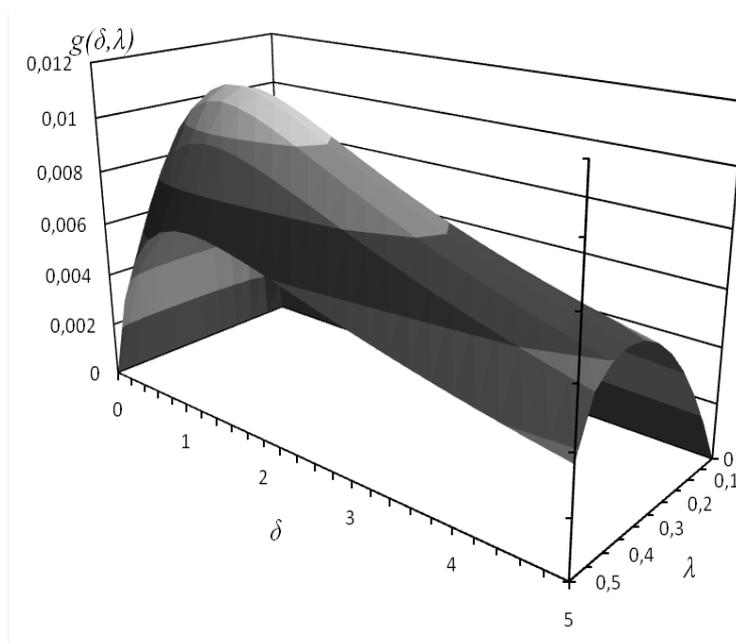


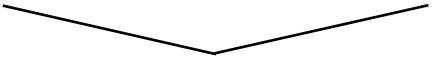
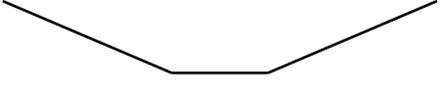
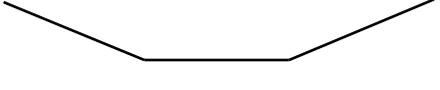
Рис.2.25. Поле значений ПГНС для микрорельефа типа «треугольная канавка с удлинением»

Приведенные выше оценки максимальных значений безразмерных функций при сравнении для случаев наклонной плоскости, наклонной плоскости с горизонтальным удлинением и микрорельефа с треугольной канавкой могут создать впечатление, что микрорельеф неэффективен. Однако это не так, поскольку сравнивать третий случай с первыми двумя некорректно: в отличие от микрорельефа наклонная плоскость и наклонная плоскость с горизонтальным удлинением создают ПГНС только при одностороннем движении (в направлении вектора скорости на расчетных схемах), при движении в обратном направлении ПГНС двух первых из названных профилей равна нулю. Поэтому для корректного сравнения следует симметрично отразить «односторонние» профили и затем сопоставлять с микрорельефом при условии равенства длины фрагмента. Как можно видеть из эскизов расчетных схем, помещенных в табл.5, симметричное отображение наклонной плоскости дает рельеф в форме «пилы», для которой при прочих равных условиях длина несущего участка уменьшилась вдвое, что, согласно зависимости (2.22) означает снижение ПГНС в четыре раза.

Для второго случая профиля симметричное отображение приводит к сокращению длины несущего участка в 0,555 раза; ПГНС при этом уменьшается в 0,308 раза. Таким образом, корректная оценка гидродинамической эффективности применения микрорельефа показывает, что по сравнению с гладкой поверхностью микрорельеф «треугольная канавка с горизонтальным удлинением» имеет преимущество по критерию максимизации ПГНС на 57%. Отметим, что профиль типа «наклонная плоскость с горизонтальным удлинением» может быть рассмотрен как часть микрорельефа с асимметричной канавкой (проекции длин смежных наклонных сторон на ось  $X$  не равны между собой), дающего преимущество при реверсивном движении в 42%, или как отдельный профиль, использующийся в условиях однонаправленного движения, с преимуществом в 19%.

Таблица 5

Сравнение гидродинамической эффективности различных форм  
профиля смазываемой поверхности

Однонаправленное движение		
Эскиз профиля	Значение и разница (%) ПГНС	
	0,027	0
	0,032	+19
	0,011	-59
Реверсивное движение		
	0,007	0
	0,010	+42
	0,011	+57

Задача 2. Задача максимизации ПГНС при использовании микрорельефа «треугольная канавка с горизонтальным удлинением», решается, если выбраны рациональные шаго-высотные параметры.

Высотный параметр один – это абсолютный перепад высот профиля канавки  $\Delta H = H_2 - H_1$ . Из приведенного выше определения относительного перепада высот профиля  $\delta$  следует, что  $\Delta H = \delta H_1$ . Полагая минимальный зазор  $H_1$  равным некоторому критическому значению  $H_c$ , получим рациональное значение для абсолютного перепада высот профиля:  $H = \delta_0 H_c$  или, с учетом подстановки найденного выше максимизирующего ПГНС значения  $\delta_0 = 1,12$ ,  $H = 1,12 H_c$ . В качестве рационального значения  $H_c$  может быть принято следующее:

-максимальная шероховатость одной из сопряженных поверхностей

т.е.  $H_c = R_{z,1,2}^{\max}$ ;

-максимальная суммарная шероховатость этих поверхностей т.е.

$$H_c = R_{z,1}^{\max} + R_{z,2}^{\max};$$

-минимально допустимый зазор деталей в нагретом состоянии  $\Delta$ , т.е.

$H_c = \Delta$  (ввиду способности кольца сжиматься в радиальном направлении в пределах замка).

Шаговые параметры – это длина наклонного  $l_1 = l_3$  и горизонтального  $l_2$  участков микрорельефа и, собственно, шаг микрорельефа  $L$ . Для определения рациональных длин наклонного и горизонтального участков выше было получено максимизирующее ПГНС значение относительной длины наклонного участка, равное  $\lambda_0 = 0,344$ . Тогда, исходя из определения относительной длины наклонного участка для микрорельефа с симметричной канавкой ( $l_1 = l_3$ ) из выражения (2.24) имели:

$$l_1 = l_3 \approx 0,34L;$$

$$l_2 \approx 0,32L.$$

Откуда можно сформулировать правило: «Для максимизации гидродинамической несущей способности микрорельефа в форме симметричной треугольной канавки с горизонтальным удлинением длины участков положительного, нулевого и отрицательного углов атаки должны составлять около одной трети общей длины (или шага) фрагмента микрорельефа».

Выбор собственно шага микрорельефа  $L$  не должен быть произвольным или зависеть от существующего режима раскатки, т.к. гидродинамическая эффективность микрорельефа связана с конечной осевой высотой (или длиной) профиля поршневого кольца  $S$ . Очевидно, что при заданной осевой высоте поршневого кольца  $S$  возможны следующие основные варианты выбора шага микрорельефа  $L$  (рис.2.26):

1. Соизмеримый шаг ( $L \approx S$ );
2. Увеличенный шаг ( $L > S$ );
3. Уменьшенный шаг ( $L < S$ ).

В первом варианте в пределах осевой высоты поршневого кольца располагается один фрагмент микрорельефа; во втором – определенная его часть; в третьем, наоборот, несколько фрагментов. Для выбора рационального шага микрорельефа имело смысл численно оценить, в каком из рассматриваемых вариантов сопряженные поверхности формируют наибольшую по значению ГНС.

С целью упрощения вычислений принимали единичные значения характерных высот и длин, при этом микрорельефу с соизмеримым шагом (вариант 1) задавали значения шаго-высотных параметров, близкие к вышеприведенным рациональным, а именно:  $\delta=1,0$ ;  $\lambda \approx 0,333$ . Тогда вариант 2 – это пропорционально увеличенное, а вариант 3 – уменьшенное в два раза фрактальные отображения варианта 1.

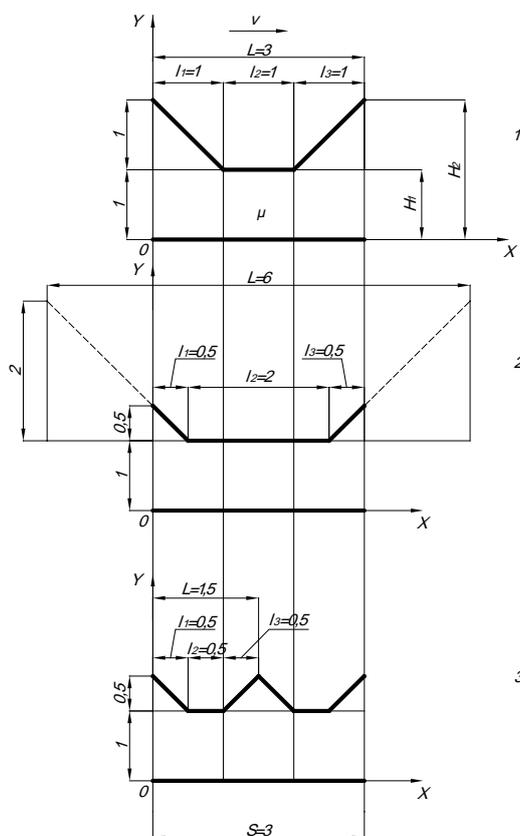


Рис.2.26. Расчетная схема к оценке влияния на ПГНС соотношения шага микрорельефа осевой высоте поршневого кольца

Подставляя указанные значения в формулу (2.25) получили ПГНС для каждого из трех вариантов микрорельефа. Прочими равными условиями корректного сравнения вариантов были: геометрическое подобие форм микрорельефа; постоянство шага микрорельефа  $L$  и осевой высоты кольца  $S$ , а также постоянство минимального зазора  $H_1$ .

Как следует из данных в табл.6, максимальную несущую способность при прочих равных условиях обеспечил микрорельеф с соизмеримым по отношению к заданной осевой высоте поршневого кольца шагом. Снижение значения ПГНС при переходе от соизмеримого шага к увеличенному составило 37%, к уменьшенному – 58%.

Как отмечалось выше, минимальный радиальный зазор в сопряжении «поршневое кольцо-цилиндр»  $H_1$  может быть задан из конструктивных соображений как половинная разница диаметра цилиндра и диаметра поршневого кольца в сжатом (до выбора рабочего зазора в замке) состоянии.

Результаты расчета гидродинамических параметров для фрагментов микрорельефа с различными вариантами шага: 1 – соизмеримый; 2 – увеличенный; 3 – уменьшенный

Вариант	$\delta$	$\lambda$	ПГНС ( $\times \mu v$ ), Н/м	
			Абсолютное значение	Относительная разница, %
1	1,0	0,333	0,613	0
2	0,5	0,167	0,384	-37
3	0,5	0,333	0,258	-58

Если рассчитать значения функции  $p(x)$  по формуле (2.13), то можно наглядно представить распределение гидродинамического давления по длине исследованных выше профилей, включая наклонную плоскость, наклонную плоскость с горизонтальным удлинением и, наконец, треугольную канавку с сопряженным плоским участком (рис.2.27).

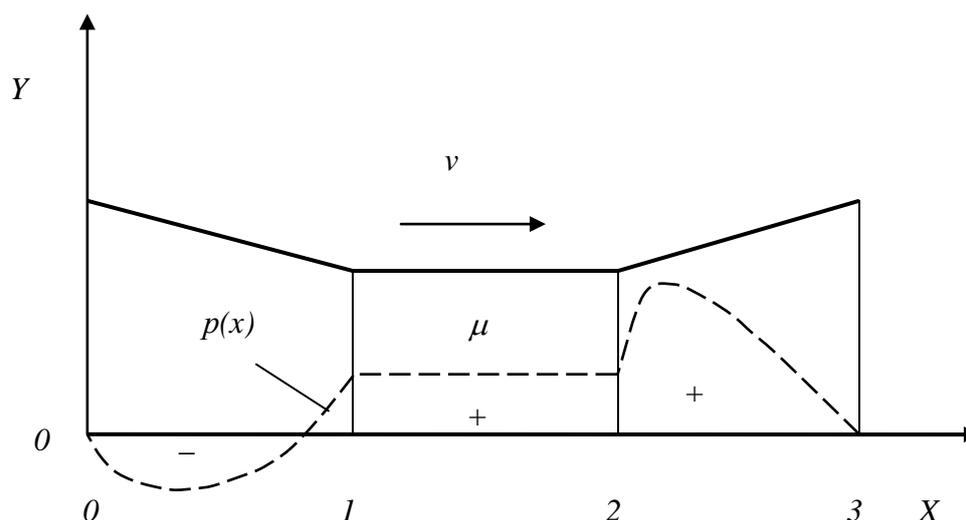


Рис.2.27. Распределение гидродинамического давления по длине фрагмента микрорельефа типа «треугольная канавка с удлинением»

Как видно из рис.2.27, на участке наклонной плоскости 2-3 гидродинамическое давление нелинейно изменяется, возрастая от нуля в точке 3, соответствующей входной кромке зазора, до минимума в точке 2 выходной

кромки, переходя через максимум примерно на  $1/4$  длины наклонной плоскости (считая от точки 2). Заметим, что если бы сопряженный участок горизонтального удлинения  $1-2$  отсутствовал, то в точке 2 выходной кромки функция  $p(x)$  приняла бы строго нулевое значение (ввиду принятых выше нулевых граничных условий по давлению).

Важно отметить, что в пределах всей длины профиля «наклонная плоскость с участком горизонтального удлинения»  $1-3$ , гидродинамическое давление сохраняется положительным: переменным на участке наклонной плоскости  $2-3$  и постоянным на сопряженном горизонтальном участке  $1-2$ . Если бы этот профиль был ограничен длиной  $1-3$  и не имел бы сопряженного участка с отрицательным углом атаки  $0-1$ , гидродинамическое давление на участке  $1-2$  не оставалось бы постоянным: в силу принятых нулевых граничных условий оно бы линейно снижалось от некоторого положительного значения в точке 2 до нуля в точке 1.

В пределах сопряженного с горизонталью участка отрицательного угла атаки профиля  $0-1$  гидродинамическое давление нелинейно изменяется, падая от некоторого положительного значения в точке 1, соответствующей входной кромке зазора, переходя через минимум примерно на  $1/3$  длины участка (считая от точки 0) и достигая в итоге нулевого значения в точке выходной кромки участка.

При смене направления скорости движения  $v$  эпюры участков  $l_1$  и  $l_3$  зеркально меняются местами. Из распределения гидродинамического давления на рис.2.27 можно видеть важную роль участка горизонтального удлинения  $l_2$ : этот участок, поддерживая постоянство положительного гидродинамического давления в пределах своей длины, существенно увеличивает ГНС в условиях реверсивного движения.

#### 2.4. Контрольные вопросы

1. Назовите цель макропрофилирования поверхностей трения поршня и поршневого кольца.
2. Чем макропрофилирование отличается от микропрофилирования?

3. В чем суть профилирования овално-бочкообразных поршней по Б.Я. Гинцбургу?

4. Сформулируйте принцип трибоадаптивности для конструирования энергосберегающих деталей поршневого двигателя.

5. Что такое «тактовая неидентичность» сил внешнего нагружения на деталь ЦПГ?

6. Напишите ключевые соотношения для выбора рациональных длин участков профиля юбки поршня и поршневого кольца.

7. Опишите принцип работы поршня с двухопорной термоадаптивной юбкой и поршня с асимметричной канавкой верхнего поршневого кольца.

8. Максимизация какого гидродинамического параметра положена в основу получения рациональных шаго-высотных показателей профиля и микрорельефа поверхностей трения деталей ЦПГ?

9. Укажите цель применения микрорельефа на трущейся поверхности поршня, цилиндра.

10. В чем гидродинамическая суть эффективности микрорельефа на поверхности смазываемой детали?

### 3. Расчетная оценка механических потерь в сопряжениях ЦПГ и КШМ

#### 3.1. Идентификация режимов трения в сопряжении деталей

Как указывалось выше в главе 2, среди встречающихся режимов трения смазываемых деталей двигателя можно более или менее четко разделить: граничный, смешанный и гидродинамический. Наглядно характер проявления и перехода друг в друга этих режимов иллюстрирует зависимость коэффициента трения  $f$  от параметра нагруженности пары (числа Герси)  $\lambda$  - так называемая диаграмма Штрибека (рис.3.1).

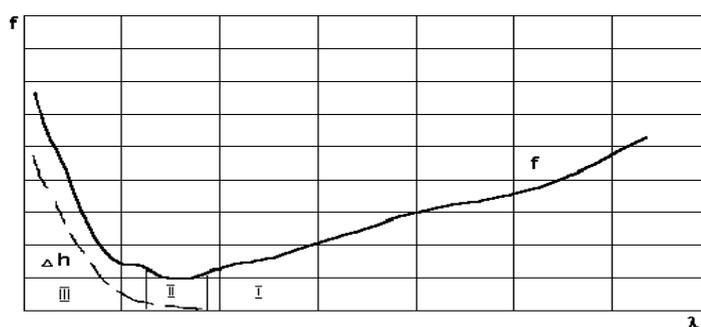


Рис.3.1. Диаграмма Штрибека для смазываемой пары деталей (сплошная линия) и износ деталей (пунктирная линия)

На рис.3.1 можно четко выделить три зоны: I – правая ветвь (гидродинамический режим); II – минимум коэффициента трения (смешанный режим); III – левая ветвь (граничный режим).

В зоне I наблюдается плавное уменьшение коэффициента трения  $f$  по мере снижения параметра  $\lambda$ . Зона II определяется минимумом коэффициента трения, при этом границы зоны достаточно узки, т.к. смешанный режим трения является неустойчивым. Зона III характеризуется резким нарастанием коэффициента трения  $f$  при уменьшении значений  $\lambda$  вплоть до выхода из строя пары. Отметим, что, начиная с зоны II, в зоне III, происходит рост износа деталей  $\Delta h$ .

Применение снятия диаграммы Штрибека для идентификации режимов трения пригодно лишь для специальных образцов пары трения материа-

лов, но не для деталей, трение которых в реальной эксплуатации может отличаться от представленного на рис.3.1. Это обусловлено, главным образом, тем, что условия нагружения, смазки и трения в паре образцов машины трения и в сопряжении реального объекта не идентичны.

В работающем под нагрузкой ДВС идентифицировать режимы трения также достаточно проблематично, т.к. для этого требуется трудно получаемая информация о каком-либо параметре трения: силе или моменте.

Однако возможно определять режим трения по критерию сопоставимости минимальной толщины слоя масла в зазоре деталей с величиной шероховатости поверхностей этих деталей:

1) при гарантированном превышении толщины слоя масла над шероховатостью – режим считается гидродинамическим (детали не контактируют между собой, и трение при прочих равных условиях полностью определяется вязкостью масла);

2) при сопоставимости толщины слоя масла с шероховатостью режим относят к смешанному, имеющему черты одновременно как гидродинамического, так и граничного трения;

3) если минимальная толщина слоя масла заведомо меньше шероховатости – принимают граничный режим трения, величина и характер которого не зависит от вязкости масла, а определяется свойствами граничных пленок, покрывающих поверхности деталей в зоне трения.

В условиях работы двигателя на испытательном стенде признаком превалирования граничного режима служит незначительная зависимость момента трения (механических потерь) от температуры хладагента, но значительная зависимость трения от нагрузки. Обратная картина – существенная зависимость трения от температуры и малая зависимость от нагрузки – указывает на доминирование гидродинамического трения в сопряжениях двигателя.

### 3.2. Выбор зависимостей для расчета сил и моментов трения в сопряжениях ЦПГ и КШМ

Расчет сил трения необходим для оценки важнейших показателей конструктивного совершенства двигателя – давления и мощности механических потерь, механического КПД. В условиях резкого подорожания экспериментальных работ и традиционно высокой трудоемкости их проведения расчетное определение показателей механических потерь приобретает особую актуальность. Однако точное аналитическое описание трения даже в простых механизмах, не говоря уже о таких сложных технических системах как двигатель внутреннего сгорания, представляет весьма трудную задачу ввиду дефицита достоверных представлений о реальных процессах на смазываемых поверхностях. В связи с этим, по мере накопления и обобщения экспериментальных данных в области трения и износа в двигателе следует уточнять расчетные зависимости для оценки сил трения, повышая тем самым достоверность определения механических потерь.

Аналитическое описание процессов трения и смазки в сопряжениях поршневых машин ведет свой отсчет примерно с 20-х годов прошлого века. С тех пор интерес к этой области знаний не ослабевал, и в последние 10-15 лет в связи с успехами в применении численных методов для решения сложных задач гидродинамики смазки появились гораздо большие возможности повышения достоверности расчета параметров трения в поршневых машинах.

В этой связи стоит остановиться несколько подробнее на существующих ныне принципиальных подходах, касающихся выбора зависимостей для расчета сил трения.

### 3.2.1. Сопряжение «поршневое кольцо-цилиндр»

Выбор зависимостей для расчета силы трения поршневого кольца о цилиндр зависит от принятия той или иной гипотезы о превалирующем режиме смазки и трения в этой паре деталей (см. п.1.2 гл.1 данной работы).

Известные современные подходы к описанию трибологии поршневого кольца, основывающиеся на принятии гипотезы о превалировании граничного режима трения, чаще всего используют выражения силы граничного тре-

ния, в условиях которого вполне оправдано принятие общеизвестной зависимости Г. Амонтона в виде:

$$F = P \cdot f, \quad (3.1)$$

где  $P$ - нормальная нагрузка на поршневое кольцо;  $f$ - коэффициент граничного трения кольца о цилиндр.

При использовании выражения (3.1) для расчетов большую сложность представляет определение достоверных значений коэффициента трения, которые в этой связи рациональнее всего назначать аналогично работам [16, 65-67] или исходя из имеющихся экспериментальных данных.

Если брать за основу вторую гипотезу, то силу трения поршневого кольца о цилиндр необходимо определять на основе выражения, являющегося следствием закона Ньютона для тангенциального напряжения в слое жидкости и решения уравнения Рейнольдса [6-8]:

$$F = \iint_A \left( \frac{\mu V}{h} + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} \right) dA, \quad (3.2)$$

где  $A$  - площадь смоченной поверхности;  $\mu$  - динамическая вязкость смазочного материала;  $V$  - скорость скольжения тела;  $h$  - толщина слоя смазки;  $p$  - гидродинамическое давление;  $x$  - координата в направлении скольжения тела.

Важно то, что оценочные расчеты силы трения поршневого кольца о цилиндр, выполненные авторами исходя из гипотезы чисто граничного трения (т.е. по формуле (3.1)) и на основе предположения о единственно гидродинамическом режиме (по зависимости (3.2)) дают для одних и тех же входных данных сильно отличающиеся между собой и не согласующиеся с имеющимися экспериментами результаты. При этом расчет по формулам только граничного трения или только гидродинамического режима трения дает не согласующиеся по сравнению с экспериментом значения [70-73].

Наилучшим компромиссом в свете вышеприведенного противоречия видится использование третьей гипотезы, т.е. некой универсальной зависимости для расчета силы трения кольца о цилиндр, а именно: формулы смешанного трения, учитывающей возможность расчета как по Амонтону (граничное трение), так и по Ньютону-Рейнольдсу (гидродинамическое трение), а также по сочетанию этих формул в зависимости от доли каждого из указанных режимов, аналогично тому, как это сделано в работе [39].

### 3.2.2. Сопряжение «поршень-цилиндр»

Условия смазки и трения поршня (в особенности его несущей части - юбки) резко отличаются от таковых для поршневого кольца: для поршня характерно гораздо лучшее маслообеспечение (включая вполне достаточный для создания надежного масляного клина уровень вязкости), несравненно большая площадь смазываемой поверхности, меньшие удельные нагрузки. Как показывают многочисленные экспериментальные наблюдения авторов, на удачно выполненных конструкциях поршней даже после длительной эксплуатации могут отсутствовать следы натира (контактирования) юбки поршня с цилиндром, что свидетельствует о гидродинамическом разделении сопрягаемых поверхностей этих деталей во время работы поршневой машины. И наоборот, появление натира на юбках поршней, указывающее на нарушение сплошности масляного клина, сигнализирует о наличии недоработок профиля направляющей или конструкции в целом [69].

Анализ работ, касающихся моделирования трибологических процессов в данном сопряжении, в частности [35, 37, 74, 75], показывает, что для расчета силы трения поршня о цилиндр исследователи применяют чаще всего зависимости вида (3.2), справедливые для гидродинамического режима смазки. Хотя в ряде работ (например, в [76]) силу трения поршня находят на основе формулы (3.1), т.е. граничного трения. Из выполненных авторами оценок следует, что, как и в рассмотренном выше случае поршневого кольца, по сравнению с имеющимися экспериментальными данными расчет по фор-

муле (3.1) дает завышенное, а по формуле (3.2) – заниженное значение силы трения поршня о цилиндр.

С учетом вышеприведенного, можно признать, что для «примирения» расхождений в характере режима смазки и трения поршня о цилиндр и сопряжения «поршневое кольцо – цилиндр», логично использовать «третий путь» - общую зависимость, включающую возможность учета доли граничного, смешанного и гидродинамического трения, которая, как указывалось выше, у кольца и поршня при прочих равных условиях существенно разная.

Таким образом, анализ фактов указывает на необходимость и возможность объединения аналитических выражений силы трения кольца и поршня на базе применения универсальной зависимости, учитывающей особенности гидродинамического, смешанного и граничного режимов трения.

### 3.2.3. Сопряжение «вал-опора»

Под это определение подпадают два цилиндрических подшипника коленчатого вала поршневых машин: шатунный и коренной. Надо сразу признать, что никакой принципиальной разницы в конструкции этих подшипников не существует: отличие касается лишь характера внешней нагрузки и (в какой-то мере) способа подвода смазочного материала в зону трения. Это говорит о том, что для описания процесса трения как в шатунном, так и в коренном подшипнике могут быть использованы одни и те же зависимости.

Теория гидродинамической смазки строилась именно на примере цилиндрического подшипника, поэтому для расчета основного параметра (в данном случае – момента) трения может быть принята классическая зависимость вида

$$M = R \int_{-\frac{l}{2}}^{+\frac{l}{2}} dz \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \tau d\varphi . \quad (3.3)$$

Здесь

$\tau = \mu \frac{\omega R}{h} - \frac{\partial p}{\partial \varphi} \cdot \frac{h}{2R}$  - тангенциальное напряжение сдвига в слое жидкости (смазочного материала),

где  $R$ - радиус вала;  $l$  - длина (осевой размер) шейки вала;  $z$  – координата в направлении оси вала;  $\varphi$  - угол в направлении окружности вала;  $1,2$ -признак начала и конца зоны несущего давления в слое жидкости соответственно.

В случае граничного режима выражение для момента трения цилиндрического подшипника может быть взято в виде, аналогичном формуле (3.1) с учетом умножения на радиус вала  $R$ :

$$M=fN\cdot R,$$

где  $N$  – нормальная нагрузка на вал;  $f$  - коэффициент трения в сопряжении вал – опора.

#### 3.2.4. Универсальная формула силы трения

Для синтеза искомой универсальной формулы силы трения, учитывающей все три возможных режима (граничный, гидродинамический и смешанный), целесообразно взять за основу подход, изложенный впервые в работах известных английских трибологов Ф. Боудена и Д. Тейбора [2]. Согласно концепции этих авторов сила трения в общем случае может быть представлена суммой компонент граничного и гидродинамического режимов, вклад каждого из которых определяется коэффициентом, представляющим собой долю площади непосредственного (металлического) контактирования трущихся тел. Тогда в качестве универсального выражения для определения силы трения может быть выбрано следующее:

$$F=\alpha F_b+(1-\alpha) F_h , \tag{3.4}$$

где  $\alpha$  - доля площади непосредственного контактирования трущихся тел;  $F_b$  - сила трения при граничном режиме, определяемая зависимостью (3.1);  $F_h$ - сила трения при гидродинамическом режиме, (согласно 3.2).

Сложность использования подхода Ф. Боудена и Д. Тейбора заключалась ранее в отсутствии четких рекомендаций по определению численного значения коэффициента  $\alpha$ .

В данной работе предлагается следующее правило, основанное на анализе многочисленных экспериментальных данных замеров силы трения

при одновременном сопоставлении последних с минимальной толщиной слоя масла в зазоре трущихся деталей, а именно – увязка значения  $\alpha$  в с идентифицированным режимом трения. Последнее предлагается делать общепринятым в гидродинамике путем сравнения минимальной толщины слоя масла  $h_m$  с критическим значением  $h_{кр}$ , равным среднеквадратичной шероховатости движущейся поверхности и опоры:

$$\left. \begin{aligned} h_m < h_{кр} & - \text{граничный режим } (\alpha=1); \\ h_m = h_{кр} & - \text{смешанный режим } (\alpha=0,5); \\ h_m > h_{кр} & - \text{гидродинамический режим } (\alpha=0). \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

Здесь

$$h_{кр} = (R_{z1}^2 + R_{z2}^2)^{0,5},$$

где  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  – шероховатость поверхности движущегося тела и опоры соответственно.

При реализации данного подхода (т.е. практическом использовании формулы (3.4)) необходимо предварительно определить путем численного решения уравнения Рейнольдса производные от гидродинамического давления по линейной и/или угловой координатам, входящие в выражения (3.2) и (3.3).

### 3.3. Краткое описание расчетных программ

#### 3.3.1. Программа PISTON

##### **Назначение**

Программа PISTON предназначена для расчета основных параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня применительно к поршневому ДВС.

##### **Основные расчетные параметры**

Под ними подразумеваются достаточно трудно определяемые не только расчетом, но и экспериментом величины, сопровождающие движение поршня в цилиндре ДВС:

*1. Параметры динамики.* Это, прежде всего, приложенные к поршню реакции, возникающие как со стороны масляного слоя, так и (при его нарушении) в зонах непосредственного контакта поршня с поверхностью цилиндра. Сюда же относится и опрокидывающий момент, действующий на поршень со стороны указанных сил. На основе решения уравнений равновесия поршня под действием факторов внешней нагрузки и реакций (включая силы и моменты) в программе определяются параметры положения поршня в цилиндре с учетом наличия зазоров в сопряжении «поршень-цилиндр», формы боковой поверхности (профиля) поршня, а также деформации образующей внутренней поверхности (зеркала) цилиндра и юбки поршня. Кроме того, по известным зазорам и времени их выбора программа определяет энергию соударения поршня с цилиндром.

*2. Параметры гидродинамики.* Решение уравнений равновесия было бы невозможным без нахождения реакции со стороны слоя смазочного материала. Эта реакция, называемая еще гидродинамической несущей способностью смазываемой поверхности, определяется как результат интегрирования гидродинамического давления в слое масла, заполняющего зазор между поршнем и цилиндром. Программа позволяет получать и анализировать распределение этого давления по поверхности юбки поршня для любого расчетного положения поршня в течение рабочего цикла.

*3. Параметры трибологии.* После определения положения поршня относительно стенки цилиндра на основании сопоставления минимальной толщины слоя масла в зазоре с шероховатостью поверхностей программа определяет режим трения и в соответствии с ним вычисляет силу трения и износ поверхности поршня в зонах контактирования с цилиндром за определенный (задаваемый во входных данных) период времени. Наличие результатов расчета сил (а также коэффициентов) трения поршня в сборе с кольцами позволяет определять итоговый параметр - мощность механических потерь в ЦПГ.

## **Ограничения**

Программа ориентирована для расчета поршней только 4-х тактных ДВС, имеющих гладкие (без продувочных окон, щелей и т.п.) внутренние поверхности цилиндров.

Расчету подлежат только поршни, не имеющие канавок для поршневых (маслосъемных) колец в зоне юбки.

Расчет ведется для единичной ЦПГ в составе традиционной кинематической схемы КШМ.

Максимальное количество поршневых колец на поршне – 3, минимальное – 1.

### **Математическая модель**

Согласно расчетной схеме (рис.3.2) поршень обладает тремя степенями свободы: перемещениями относительно цилиндра по координатным осям системы  $OXY$  и вращением (опрокидыванием) в плоскости этой системы.

Принятые допущения традиционны для классической динамики твердого тела и гидродинамики подшипников скольжения.

После применения к поршню уравнения плоскопараллельного движения твердого тела, получали систему из трех уравнений с девятью неизвестными. Поскольку такая система неразрешима, то для решения задачи применяли прием разбиения последней на два этапа.

На первом этапе решения пренебрегали движением поршня в пределах зазора с цилиндром и использовали оценочные (на основе закона Амонтона) значения всех сил и моментов трения, после чего получали алгебраически разрешимую систему уравнений движения поршня с тремя неизвестными – реакцией шатуна  $R_p$ , ее моментом  $M_p$  и реакцией цилиндра  $R_c$ :

$$m\ddot{x} = P_g^x + mg \cos 0,5\phi - R_p \cos \beta - F_c^x - F_c^y;$$

$$0 = -mg \sin 0,5\phi - R_p \sin \beta + R_c^y + T^y;$$

$$0 = (F_s^x + F_r^x - P_g^x) y_c - R_p [\sin \beta (x_p - x_c) + \cos \beta (y_p - y_c)] + T^y (x_r - x_c) + M_p + M_c,$$

где  $m$  - масса поршня;  $P_g$  – сила давления газов;  $mg=G$  – силы тяжести поршня;  $\phi$  - угол развала цилиндров;  $\beta$  - угол качания шатуна;  $F_s, F_r$ - силы трения

юбки поршня и колец о цилиндр соответственно;  $T$  - сила трения колец о канавку поршня;  $M_c$  - момент трения в паре «поршневой палец-втулка шатуна»;  $x_p$ ,  $y_p$  - координаты оси поршневого пальца;  $x_c$ ,  $y_c$  - координаты центра масс поршня;  $x_r$  - осевая координата канавки кольца.

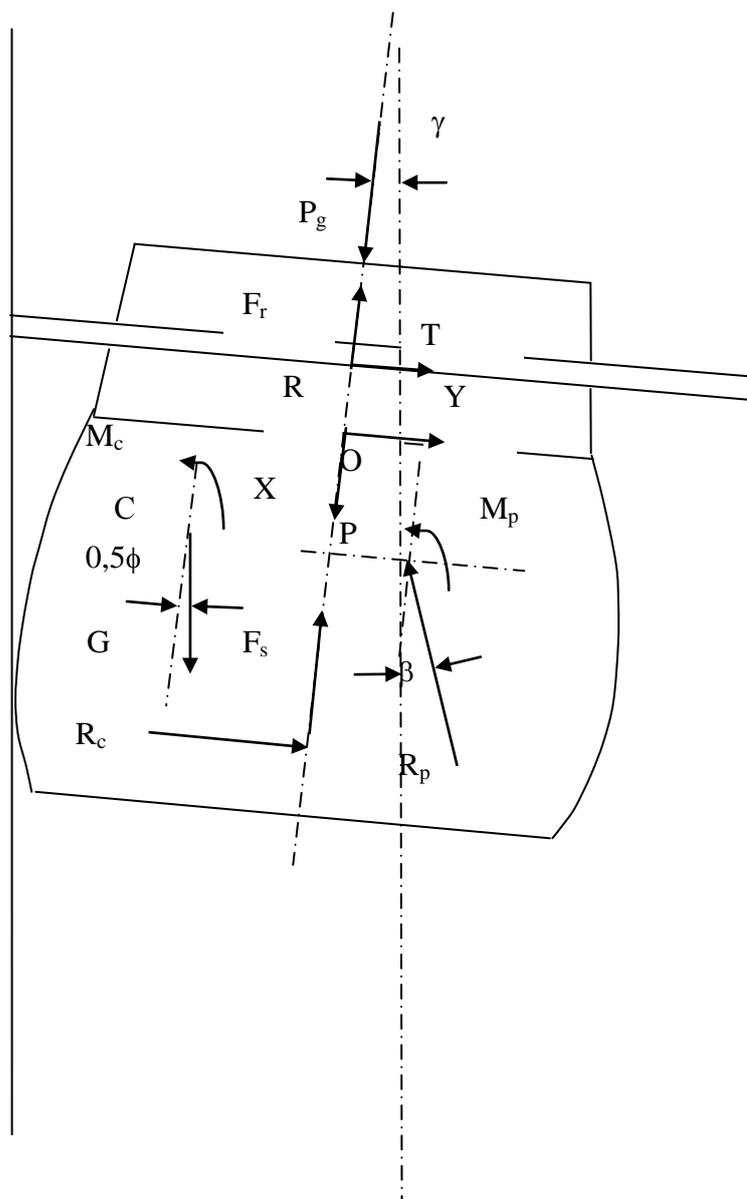


Рис.3.2. Расчетная схема сопряжения ЦПГ в программе PISTON

На втором этапе определяется положение равновесия поршня относительно цилиндра с учетом наличия заполненных смазочным материалом зазоров в сопряжении «юбка поршня-цилиндр». Необходимая для этого гидро-

динамическая несущая способность юбки поршня вычисляется в программе на основе расчета гидродинамического давления путем численного решения уравнения Рейнольдса в двумерной нестационарной постановке:

$$\nabla(h^3 \nabla p) - 6\mu \left( V \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) = 0,$$

где  $h$  - толщина смазочного материала;  $p$  - гидродинамическое давление смазочного материала;  $\mu$  - динамическая вязкость смазочного материала;  $V$  - скорость движения (скольжения) поверхности;  $x$  - координата в направлении скорости движения;  $t$  - время.

Данная задача решается в программе проекционно-сеточным методом Бубнова-Галеркина (метод конечных элементов) на половине развертки поверхности юбки поршня при нулевых граничных условиях по давлению на верхней и нижней границах юбки и условию равенства нулю производной давления на линиях пересечения поверхности юбки с плоскостью качания шатуна. При этом решение системы получаемых алгебраических уравнений выполняется с помощью метода неполной факторизации.

Величина зазора  $h$  (толщина слоя смазочного материала) в сопряжении «юбка поршня-цилиндр», входящая в уравнение Рейнольдса, определяется как сумма нескольких составляющих:

$$h = h(x, \theta, t) = h_h + \delta_s + \delta_c + (\Delta_\gamma + \Delta_y) \cos \theta,$$

где  $h_h$  - профиль юбки поршня в нагретом состоянии;  $\delta_s$ - деформация юбки поршня от действия нормальной нагрузки (боковой силы);  $\delta_c$ - деформация стенки цилиндра от совокупного действия температурных и механических напряжений;  $\Delta_\gamma$ - приращение зазора в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» (толщины слоя смазки) при повороте поршня на малый угол  $\gamma$  относительно оси поршневого пальца;  $\Delta_y$ - смещение координаты центра масс поршня вдоль оси  $Y$  относительно соосного расположения в цилиндре;  $\theta$  - угол в направлении окружности юбки поршня.

Параметры  $h_h$  и  $\delta_c$  выступают как известные входные величины. Остальные параметры вычисляются либо задаются ( $\theta$ ) в ходе процедур выполнения расчета.

В результате определения на каждом шаге расчета по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) положения поршня относительно цилиндра вычисляется и минимальная толщина слоя смазочного материала в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» -  $h_m$ . На основании сопоставления значения  $h_m$  с критическим значением  $h_{кр}$  шероховатости поверхности юбки поршня или зеркала цилиндра (входные величины) с использованием системы (3.5) выполняется идентификация режимов трения в сопряжении.

После идентификации режимов трения выполняется расчет силы трения поршня и его износа.

В первом случае используется универсальная зависимость Боудена-Тейбора (3.4), позволяющая учитывать особенность всех трех названных режимов применением коэффициента  $\alpha$ , представляющего собой долю площади непосредственного (металлического) контактирования трущихся тел.

Знание силы трения поршня позволяет получать при известной величине внешней нагрузки значение коэффициента трения в сопряжении.

Суммированием произведений средней силы трения на среднюю скорость поршня в программе определяется итоговый трибологический показатель - мощность механических в ЦПГ.

При идентификации смешанного и граничного режимов трения, в которых имеет место нарушение сплошности масляного слоя и непосредственное контактирование сопрягаемых поверхностей, в программе производится расчет линейного износа материала поршня  $h_w$  в зоне контакта.

Принятая модель изнашивания (рис.3.3) – усталостное истирание по Арчарду при движении мягкой полусферы (поршень либо поршневое кольцо) по абсолютно твердой плоскости (цилиндр):

$$h_w = \frac{kq_H S}{3HB},$$

где  $k$  - отношение числа приводящих к износу фрикционных связей к полному числу последних (эмпирическая константа для каждой пары материалов);  
 $q_H$  - контактное давление по Герцу;  $S$  - путь трения про контактировании;  $HV$  - твердость изнашиваемого материала по Бринеллю.

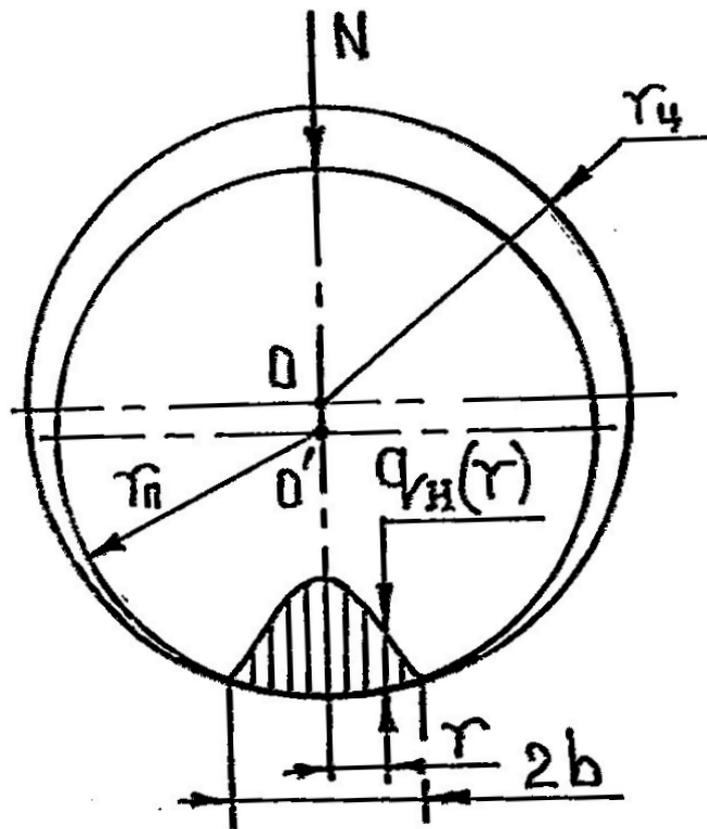


Рис.3.3. Модель контактного взаимодействия и изнашивания поршня и поршневого кольца

Расчет результата изнашивания – линейного износа поверхностей юбки и головы поршня производится для определенной продолжительности работы двигателя, которая является задаваемой входной величиной.

## Язык программирования и алгоритм

Вычислительное ядро программы написано на языке PASCAL. Укрупненная последовательность логических и вычислительных процедур представлена на рис.3.4.



Рис.3.4. Последовательность логических и вычислительных процедур программы PISTON

В форме массива задаются:

1. Индикаторная диаграмма двигателя.
2. Профиль юбки поршня в нагретом состоянии.
3. Профиль образующей внутренней поверхности цилиндра.

В форме независимых величин задаются:

1. Геометрические размеры деталей ЦПГ и КШМ.
2. Физические параметры деталей ЦПГ, их поверхностей и материалов: масса, плотность, шероховатость, коэффициенты трения, вязкость (для моторного масла) и др.
3. Температуры поверхностей поршня и цилиндра в характерных зонах.
4. Параметры режима работы: частота вращения коленчатого вала, продолжительность работы двигателя.

### **Краткая характеристика выходных данных**

По форме выходные данные представлены:

*Графиками величин в функции угла ПКВ:*

1. Реакции и опрокидывающий момент поршня.
2. Зазоры в сопряжении «поршень-цилиндр», угол опрокидывания (наклона) и радиальное смещение относительно оси цилиндра.
3. Составляющие (гидродинамическая и граничная), а также общая сила трения в ЦПГ.
4. Коэффициент трения в сопряжении «поршень-цилиндр».

*Трехмерными графиками (полями):*

1. Распределение гидродинамического давления по развертке юбки поршня.

2. Распределение линейного износа по развертке юбки поршня.

*Круговыми диаграммами:*

1. Износ поверхности головы поршня (вид на поперечное сечение).
2. Износ поверхности юбки поршня (вид на поперечное сечение).
3. Режимы трения в ЦПГ.

*Таблицами:*

1. Все вышеперечисленные графики и диаграммы имеют поддержку в таблично-протокольной форме.
2. Итоговые результаты расчета параметров динамики и трибологии.

### **Отличительные особенности и возможности программы**

1. Совмещение расчета поршня и поршневых колец в составе единой поршневой группы.
2. Использование добротных моделей и классических уравнений в их полной авторской форме и постановке.
3. Надежные, научно обоснованные методы расчета и решения уравнений.
4. Максимальная простота использования программы на этапах формирования входных данных и анализа результатов расчета.
5. Предельно высокая информативность выходных данных для решения задач подобного класса.

### **Апробация программы**

Программа PISTON прошла многоуровневую проверку на основе верификации и сопоставления с имеющимися экспериментальными и опубликованными расчетными данными других авторов. Описание программы и полученные с ее помощью результаты расчета апробированы в публикациях [[26](#), [27](#), [48](#), [77-80](#)]. По выполненным оценкам максимальное расхождение ре-

зультатов расчета по программе PISTON и эксперимента в целом не превышает 6% (см. п.3.4 данной главы).

### 3.3.2. Программа RING

#### **Назначение**

Программа RING предназначена для расчета основных параметров динамики, гидродинамики и трибологии отдельного поршневого кольца в составе комплекта применительно к поршневому ДВС.

#### **Основные расчетные параметры**

1. *Параметры динамики.* Расчету подлежит скорость кольца и сила инерции, приложенная к поршневому кольцу. На основе решения уравнений равновесия кольца в осевом направлении под действием факторов внешней нагрузки и реакций (включая силу трения кольца о цилиндр) в программе находится угол скручивания кольца в канавке, а также осевая перекладка кольца в канавке (идентификация торца и протяженность нахождения на нем кольца).

2. *Параметры гидродинамики.* Аналогично программе PISTON программа RING позволяет получать и анализировать распределение гидродинамического давления вдоль РПК и находить значение минимальной толщины масляного слоя в сопряжении «кольцо – цилиндр» в функции угла поворота коленчатого вала в течение рабочего цикла ДВС.

3. *Параметры трибологии.* Программа RING определяет режимы трения и, в соответствии с ними, вычисляет силу трения в зависимости от угла поворота коленчатого вала, а также оценивает износ РПК за определенный (задаваемый во входных данных) период времени. После чего программа рассчитывает для поршневого кольца условное среднее давление механических потерь.

4. *Особые параметры.* Знание массива значений толщины масляного слоя, оставляемого после прохода кольца на стенке цилиндра, позволило

включить в программу RING оценочный расчет расхода масла на угар применительно к единичному кольцу.

### Ограничения

Программа ориентирована для расчета колец только 4-х тактных ДВС, имеющих гладкие (без продувочных окон, щелей и т.п.) внутренние поверхности цилиндров.

Расчет ведется для единичной ЦПГ в составе традиционной кинематической схемы КШМ.

### Математическая модель

Согласно расчетной схеме, представленной на рис.3.5, поршневое кольцо представлено в плоскости качания шатуна двумя упруго связанными сечениями, обладающими тремя степенями свободы: перемещениями вдоль осей  $OX$  и  $OY$ , а также скручиванием в плоскости  $XOY$ .

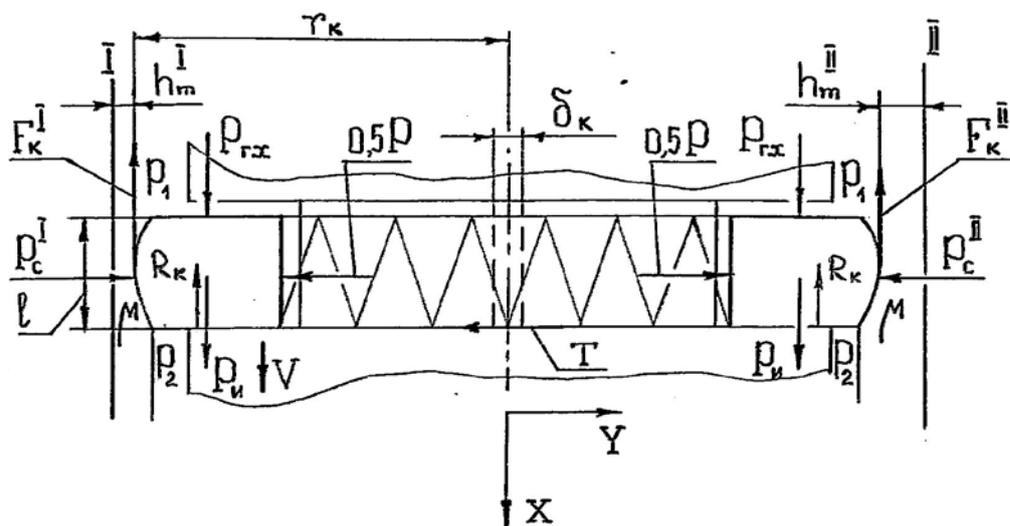


Рис.3.5. Расчетная схема трибосистемы «поршневое кольцо-цилиндр»

Связь кольца с канавкой поршня осуществляется через силу трения  $T$  и реакцию  $R_k$ , со смазочным материалом и, следовательно, стенкой цилиндра – через гидродинамические реакции  $P^I$ ,  $P^{II}$  и силы трения  $F_k^I$ ,  $F_k^{II}$ . Влияние окружения трибосистемы проявляется через силу давления газов  $P_g$ , прило-

женную к свободным торцовым поверхностям кольца, а также посредством воздействия внешних температурных полей на вязкость моторного масла.

В радиальном направлении на кольцо действуют: разжимающая сила  $P$ , равная сумме внутренних сил упругости кольца и давления газов за кольцом (на рис.3.5 не показаны); реакции слоя масла  $P^I, P^{II}$ ; сила трения кольца о канавку  $T$ . Разжимающая сила  $P$  полагалась известной, а сила  $T$  вычислялась по формуле:

$$T = f_{\text{кп}} \cdot R_{\text{к}}$$

где  $f_{\text{кп}}$  – коэффициент трения в сопряжении «поршневое кольцо-канавка» поршня.

Согласно принятой схеме упруго связанных сечений в модели рассматриваются два случая равновесия кольца относительно стенок цилиндра: 1) зазор в замке кольца не выбран ( $\delta_{\text{к}} > 0$ ); зазор в замке кольца выбран ( $\delta_{\text{к}} = 0$ ).

В первом случае справедлива система уравнений равновесия кольца:

$$\left. \begin{aligned} P^I + P^{II} &= P; \\ P^I - P^{II} &= T, \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

в результате решения которой определяются неизвестные параметры  $h_m^I$  и  $h_m^{II}$ , являющиеся аргументами функций  $P^I$  и  $P^{II}$  соответственно.

Для нахождения гидродинамических реакций  $P^I$  и  $P^{II}$  используется уравнение Рейнольдса в квазистационарной постановке с традиционными допущениями классической гидродинамики вязкой несжимаемой жидкости.

В отличие от поршня, граничными условиями по давлению на кольце были выбраны ненулевые значения:

$$\left. \begin{aligned} p(x) \Big|_{x=0} &= p_1 & p(x) \Big|_{x=0} &= p_2 \\ p(x) \Big|_{x=l} &= p_2 & p(x) \Big|_{x=l} &= p_1 \end{aligned} \right\} V < 0, \quad (3.7)$$

где  $x$  – координата вдоль оси кольца;  $l$  – осевая длина кольца.

После двукратного интегрирования уравнения Рейнольдса гидродинамическое давление в слое масла описывается как

$$p(x) = 6\mu V \int_0^x \frac{dx}{h^2} + c_1 \int_0^x \frac{dx}{h^3} + c_2, \quad (3.8)$$

С учетом граничных условий (3.7) выражение (3.8) приводится к виду

$$p(x) = 6\mu V \int_0^x \frac{dx}{h^2} + \int_0^x \frac{dx}{h^3} \left( \frac{p_2 - p_1 - 6\mu V \int_0^l \frac{dx}{h^2}}{\int_0^l \frac{dx}{h^3}} \right) \pm p_1, \quad (3.9)$$

где знак «+» перед последним слагаемым соответствует ситуации  $V > 0$ , знак «-» - ситуации  $V < 0$ .

Профиль РПК  $h=h(x)$  задавали массивом ординат профилограмм, взятых с постоянным шагом по длине профиля. Раскрытие интегралов, входящих в (3.9), осуществляли численным методом.

По найденным значениям  $h_m^I$  и  $h_m^{II}$  оценивали текущую величину рабочего зазора в замке кольца

$$\delta_\kappa = \Delta_\kappa - (h_m^I + h_m^{II}), \quad (3.10)$$

где  $\Delta_\kappa$  - рабочий зазор в замке кольца.

Если полученное на основе (3.10) значение  $\delta_\kappa > 0$ , решение считалось достигнутым; в противном случае ( $\delta_\kappa \leq 0$ ) полагали  $\delta_\kappa = 0$  (зазор в замке кольца выбран). При выбранном зазоре в замке кольца решали только одно, а именно - второе уравнение системы (3.6), определяя оба параметра  $h_m^I$  и  $h_m^{II}$  для кольца как абсолютно твердого тела.

Как следует из рис.3.5, в осевом направлении к кольцу приложены: сила давления газов  $P_{ГХ}$ , сила трения  $F_\kappa$ , реакция канавки  $R_\kappa$  и сила инерции

$P_{и}$ . Для равновесия кольца в указанном направлении справедливо следующее выражение:

$$P_{гх} + F_{к} + R_{к} + P_{и} = 0. \quad (3.11)$$

Учитывая малую величину торцового зазора в сопряжении «поршневое кольцо-канавка поршня» для быстроходных ДВС (0,08...0,1мм), временем выбора зазора при осевой перекладке кольца пренебрегали, а знак определяемой из выражения (3.11) реакции  $R_{к}$  использовали для идентификации положения кольца относительно торцов канавки поршня.

Тогда условие касания кольца о верхний (расположенный ближе к днищу поршня) торец канавки описывалось неравенством:

$$R_{к} > 0,$$

а условием касания кольца о нижний торец было:

$$R_{к} < 0.$$

Расчет сил  $P_{гх}$  производили на основе задаваемых значений давлений газов над кольцом  $p_1$  и под кольцом  $p_2$ , силы инерции  $P_{и}$  – по известным зависимостям динамики ДВС.

Исходя из значений  $h_{м}$  и  $h_{кр}$  аналогично системе (3.5) идентифицировали режим трения в сопряжении «поршневое кольцо-цилиндр». После чего силу трения в зависимости от режима, находили по универсальной зависимости (3.4).

Мгновенные значения силы трения кольца о цилиндр  $F_{к}$  использовались для расчета условного среднего давления механических потерь (для единичного поршневого кольца):

$$p_m = \frac{1}{4V_h} \sum F_{к} s,$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра;  $s$  – путь трения кольца на расчетном шаге.

Для оценки износа РПК применялась расчетная модель, аналогичная представленной выше в описании программы PISTON.

Дополнительно в программе RING определялся угол скручивания кольца  $\gamma$  под действием внешнего крутящего момента  $M$  на основе формулы, полученной в работе [81]:

$$\gamma = \frac{r_k^2 M}{EI_y},$$

где  $r_k$  – радиус кольца;  $E$  – модуль упругости материала кольца;  $I_y$  – осевой момент инерции поперечного сечения кольца.

Массив значений минимальных толщин слоя масла, оставляемого кольцом на стенке цилиндра, использовали для оценки расхода масла на угар в зависимости от скорости испарения масла данной плотности

$$G_m = k\rho \sum \frac{h_m^I + h_m^{II}}{2} \left( D - \frac{h_m^I + h_m^{II}}{2} \right) s,$$

где  $k$  – коэффициент скорости испарения масла (экспериментальное значение);  $\rho$  – плотность масла;  $D$  – диаметр цилиндра.

### **Язык программирования и алгоритм**

Вычислительное ядро программы написано на языке FORTRAN. Укрупненная последовательность логических и вычислительных процедур представлена на рис.3.6.

### **Краткая характеристика входных данных**

Входные данные программы представлены в форме массивов и независимых величин.

В форме массива задаются:

1. Индикаторная диаграмма двигателя.
2. Профиль РПК в холодном состоянии.

В форме независимых величин задаются:

1. Геометрические размеры деталей ЦПГ и КШМ.
2. Геометрические размеры поперечного сечения кольца.
3. Физические параметры деталей ЦПГ, их поверхностей и материалов: масса, плотность, шероховатость, коэффициенты трения, вязкость (для моторного масла) и др.
4. Температуры поверхностей поршня и цилиндра в характерных зонах.
5. Параметры режима работы: частота вращения коленчатого вала, продолжительность работы двигателя.

### **Краткая характеристика выходных данных**

По форме выходные данные представлены в трех таблицах:

В табл.1 приведены в зависимости от угла ПКВ:

- осевая скорость кольца;
- сила инерции кольца;
- боковая сила поршня;
- сила трения кольца о канавку поршня;
- угол скручивания кольца в канавке;
- признак нахождения кольца на верхнем или нижнем торце канавки;
- минимальные толщины слоя масла в зазоре «кольцо-цилиндр» на нагруженной и ненагруженной сторонах стенки цилиндра;
- сила трения кольца о цилиндр.

В табл.2 приведены в зависимости от угла ПКВ результаты расчета распределения гидродинамического давления вдоль осевой высоты кольца с нагруженной и ненагруженной стороны стенки цилиндра.

В табл.3 помещены расчетные значения осредненных за каждый такт и в целом за рабочий цикл величин:

- условного среднего давления механических потерь;
- толщины слоя смазочного материала;
- протяженности зон различных режимов трения;
- протяженности нахождения кольца на том или ином торце канавки;
- линейного износа РПК за определенный период работы;
- расхода масла на угар.

### **Отличительные особенности и возможности программы**

1. Расчет гидродинамического давления, минимальной толщины слоя масла и силы трения кольца отдельно для нагруженной и ненагруженной стенок цилиндра.
2. Оценка угла скручивания кольца в канавке.
3. Расчет износа РПК.
4. Определение расхода масла на угар.

### **Апробация программы**

Программа RING, так же как и программа PISTON, прошла многоуровневую проверку и апробацию [82-87] на основе верификации и сопоставления с имеющимися экспериментальными и опубликованными расчетными данными других авторов. Максимальное расхождение результатов расчета по программе RING и эксперимента в целом на уровне 6% (см. п.3.4 данной главы).

Укрупненный алгоритм программы RING представлен на рис.3.6.

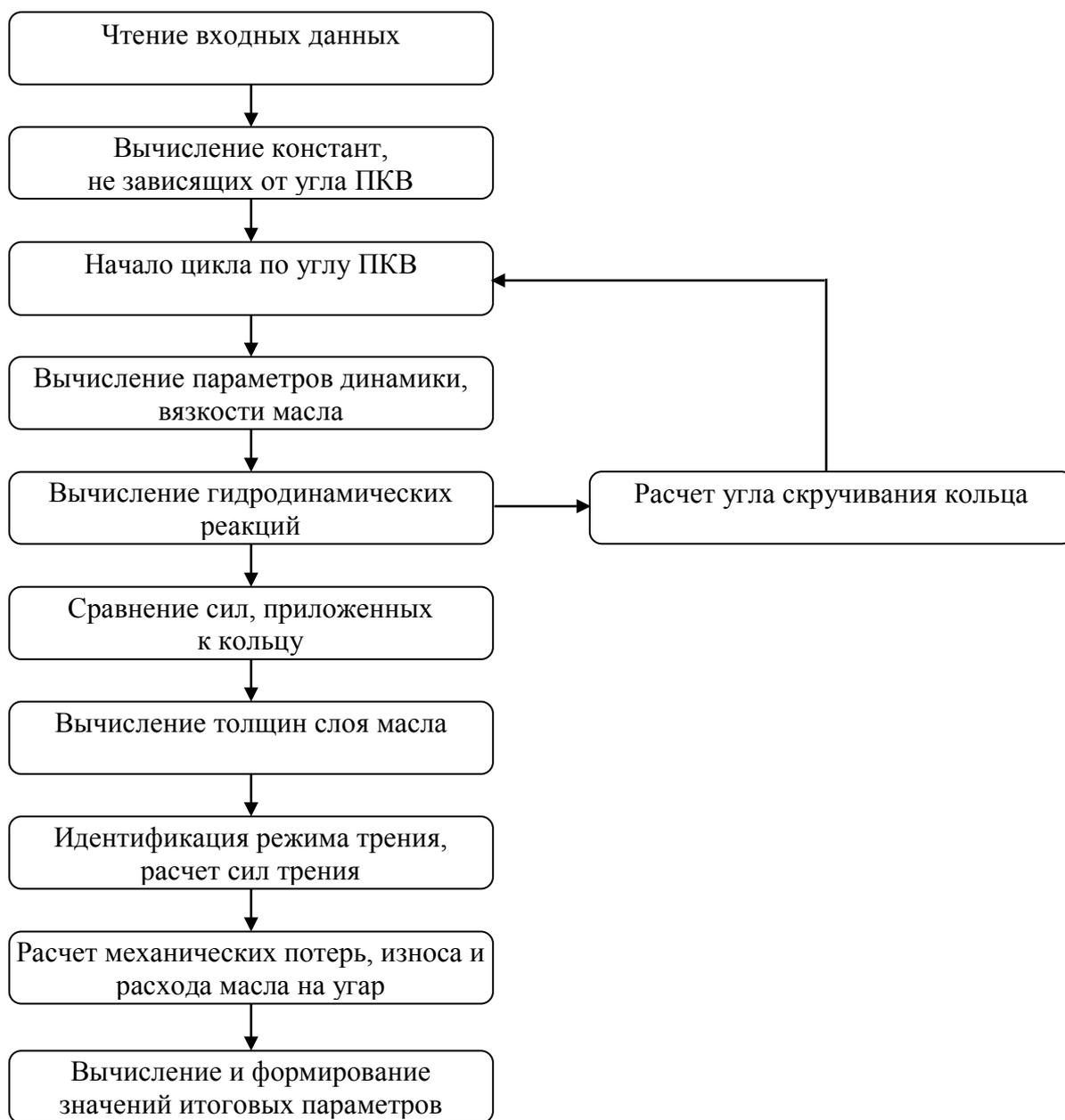


Рис.3.6. Последовательность логических и вычислительных процедур программы RING

### 3.3.3. Программа BEARING

#### **Назначение**

Программа BEARING предназначена для расчета основных параметров динамики, гидродинамики и трибологии в основных подшипниках (шатунных, коренных и упорных) поршневого двигателя с традиционной КШМ.

#### **Основные расчетные параметры**

1. *Параметры динамики.* Расчету подлежат все основные силы и моменты, приложенные к вращающимся деталям подшипников.

2. *Параметры гидродинамики.* Аналогично программе PISTON программа RING позволяет получать распределение гидродинамического давления вдоль зазора «вал-опора» подшипника и на этой основе оценивать гидродинамическую несущую способность, а также (как результат равновесия вала в подшипнике) находить значение минимальной толщины масляного слоя в сопряжении «кольцо – цилиндр» в функции угла поворота коленчатого вала в течение рабочего цикла ДВС.

3. *Параметры трибологии.* Программа RING определяет режимы трения и, в соответствии с ними, вычисляет момент трения в зависимости от угла поворота коленчатого вала, а также оценивает износ поверхности опоры подшипника за определенный (задаваемый во входных данных) период времени. Как итог, программа рассчитывает мощность механических потерь в каждом из вышеназванных подшипников.

#### **Ограничения**

Программа ориентирована для расчета подшипников только 4-х тактных ДВС с рядным расположением цилиндров.

#### **Математическая модель**

Так как программа BEARING выполнена в виде комплекса или пакета, состоящего из пяти относительно независимых расчетных программ : 1. Forces (силы), 2. ConPin (верхний шатунный подшипник), 3. ConCrank (нижний шатунный подшипник), 4. Shaft (коренной подшипник), 5. Thrust (упорный подшипник), каждой программе соответствует своя расчетная модель.

Программа Forces рассчитывает в функции угла поворота коленчатого вала все внешние нагрузки, действующие на шатунные и коренные подшипники КШМ: расчетная модель представлена на рис.3.7.

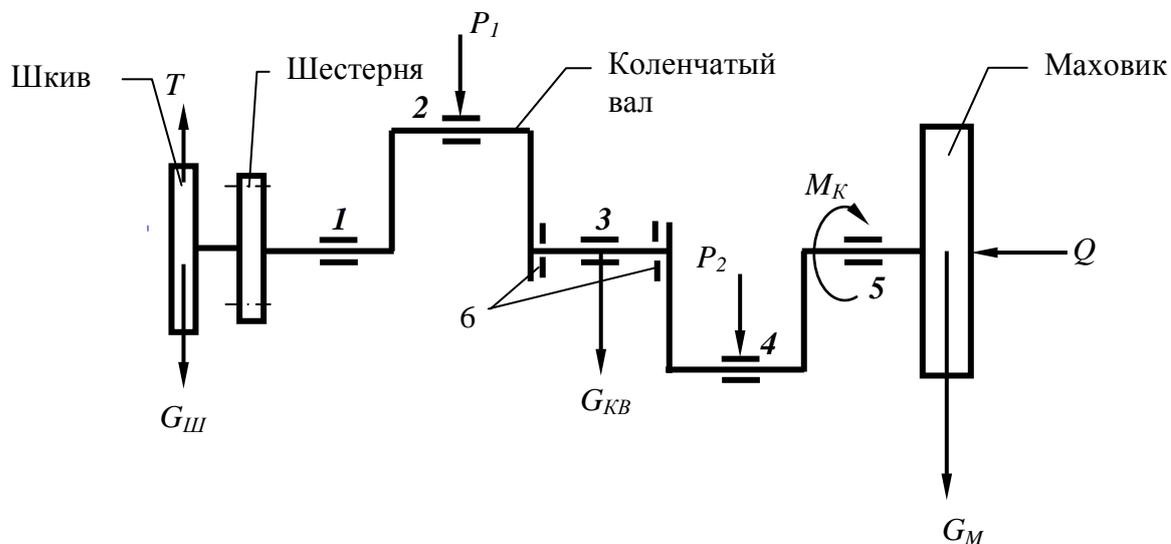


Рис.3.7. Расчетная схема внешних нагрузок на подшипники КШМ:  
 1, 3, 5 – коренные подшипники; 2, 4 – шатунные подшипники;  
 6 – упорный подшипник;  $G_{ш}$ ,  $G_{шв}$ ,  $G_{м}$  – силы тяжести шкива, коленчатого вала и маховика соответственно;  $T$  – сила натяжения ремня;  $M_{к}$  – крутящий момент;  $P_1$ ,  $P_2$  – силы от шатуна;  $Q$  – осевая сила

Построение математической модели было выполнено для двухцилиндрового рядного тракторного дизеля с воздушным охлаждением 2Ч 10,5/12 (Д-120 – ОАО «Владимирский тракторный завод»). Выбор был обусловлен типичностью и распространенностью схемы КШМ, а также имеющимся резервом снижения механических потерь этого двигателя.

При решении задачи динамики для каждого из подшипников были разработаны дополнительные расчетные схемы (рис.3.8-рис.3.11), для каждой из которых составлялись соответствующие системы алгебраических уравнений динамики твердого тела для определения внешней нагрузки в характерных сечениях подшипников КШМ. В отличие от классических исследований подобной проблемы, в данной работе искомые реакции прикладывались к поверхностям шеек конечных размеров, а не к материальным точкам.

Кроме того, учитывался перекося осей шеек коленчатого вала и опоры, вызванный действием сил от смежных цилиндров и моментов, обусловленных весом маховика и силой натяжения приводного ремня вентилятора. Анализ общей расчетной схемы (рис.3.7) показал, что в данном случае необходимо принимать во внимание всю цепочку подшипниковых узлов, преобразующих исходную газовую силу в итоговый силовой фактор – крутящий момент на маховике коленчатого вала. После составления на основе разработанных расчетных схем для каждого подшипникового узла и преобразования уравнений динамики твердого тела, объединения и сокращения общих неизвестных в цепочке сопряжений, удалось получить аналитическое решение задачи.

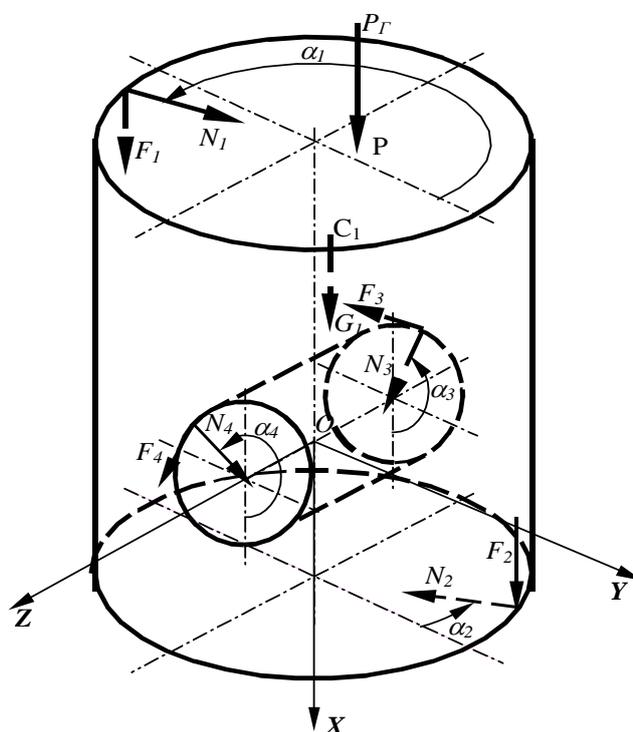


Рис.3.8. Расчетная схема верхнего шатунного подшипника

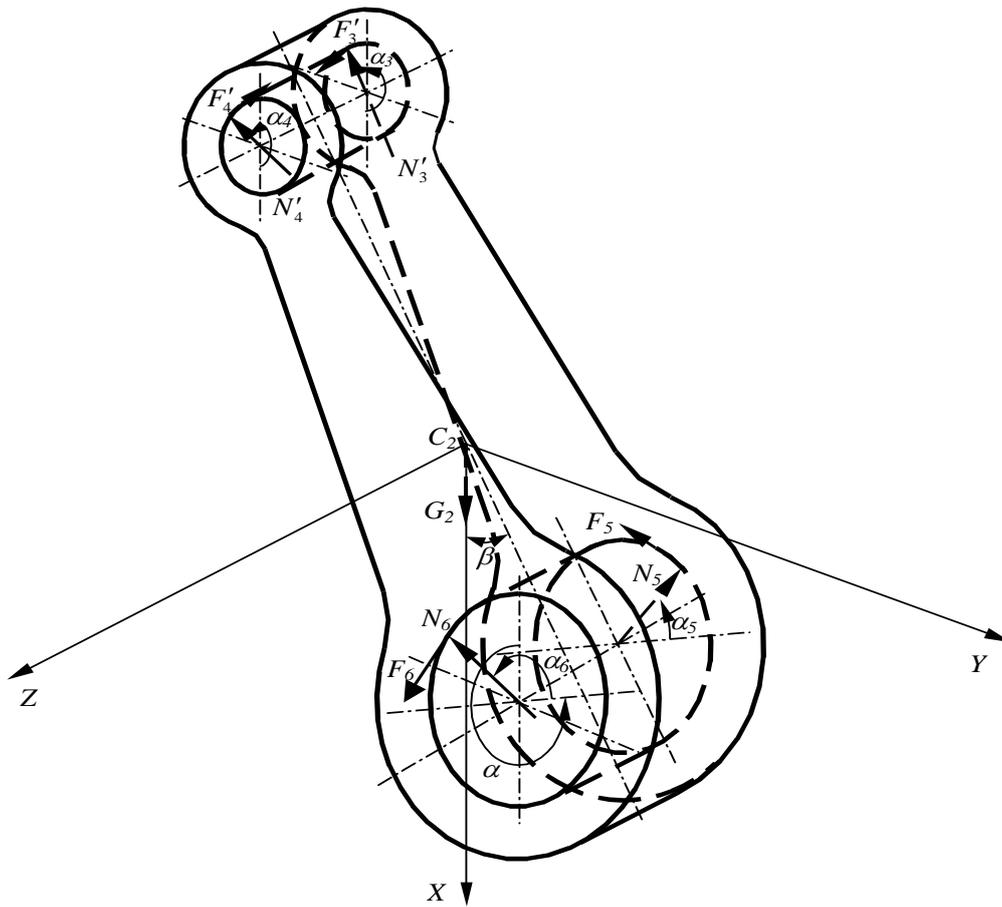


Рис.3.9. Расчетная схема нижнего шатунного подшипника

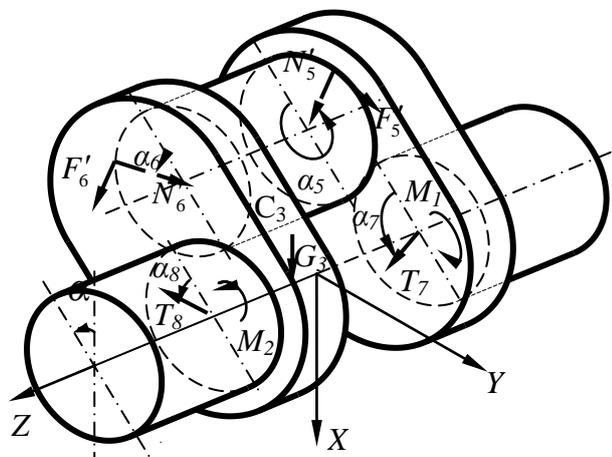


Рис.3.10. Расчетная схема шатунного подшипника коленчатого вала

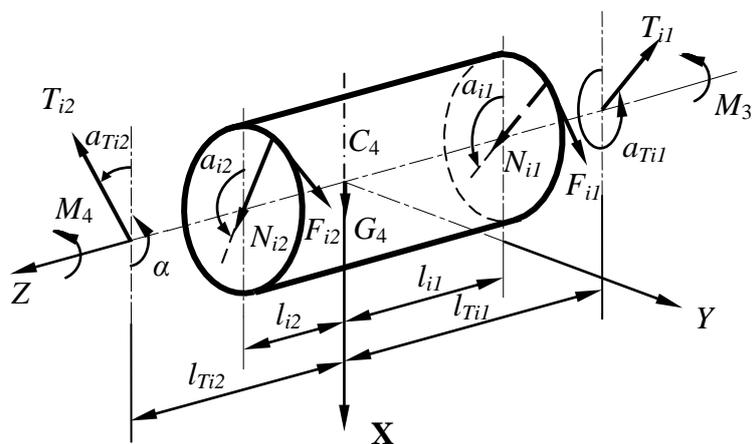


Рис.3.11. Расчетная схема коренного подшипника коленчатого вала

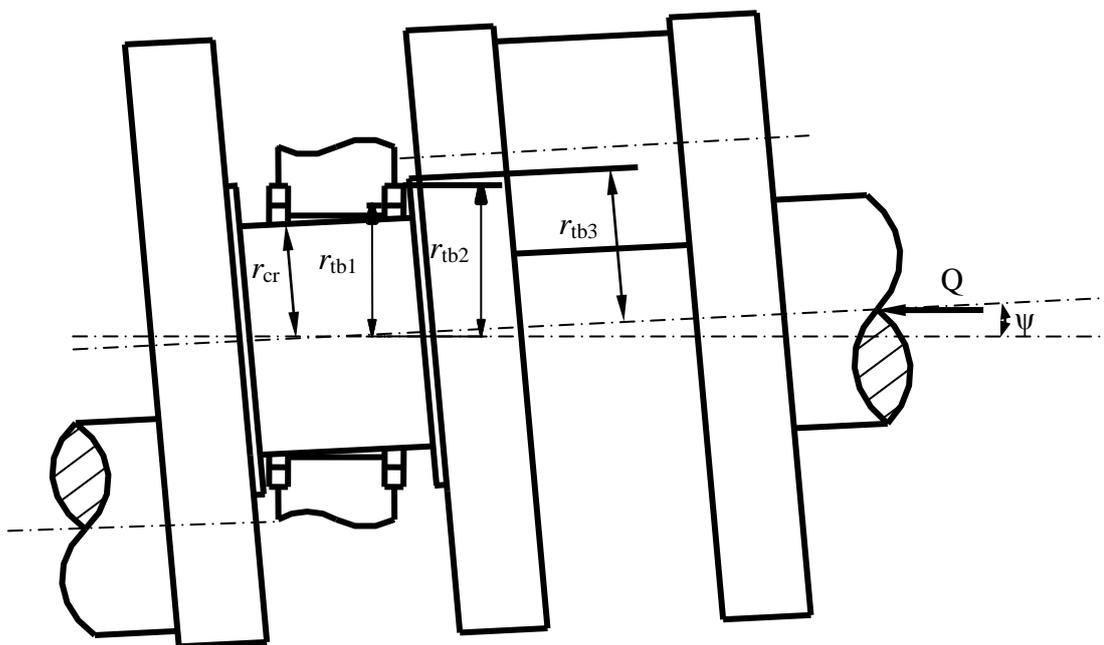


Рис.3.12. Расчетная схема упорного подшипника коленчатого вала

В итоге получаем общую (замкнутую) систему уравнений динамики твердого тела, в которой число уравнений равно числу неизвестных:

$$\left\{ \begin{array}{l} ns_1 = 0; \\ ns_2 = 0; \\ nc_1 = (-2l_1 a + y_p p_\Gamma + y_1 m_1 (g - \ddot{x}_1)) / (l_1 + l_2); \\ nc_2 = (-2l_1 a - y_p p_\Gamma - y_1 m_1 (g - \ddot{x}_1)) / (l_1 + l_2); \\ ns_3 = a; \\ nc_3 = \frac{1}{2} (-\ddot{x}_1 m_1 + p_\Gamma + m_1 g); \\ ns_5 = a + \frac{1}{2} m_2 \ddot{y}_2; \\ nc_5 = \frac{1}{2} [p_\Gamma + m_1 (g - \ddot{x}_1) + m_2 (g - \ddot{x}_2)]. \end{array} \right.$$

Здесь

$$a = \frac{1}{2} \left[ \frac{L_2}{L} m_2 (\ddot{y}_2 - \frac{y_2 \ddot{\beta}}{L \cos \beta}) + \operatorname{tg} \beta (p_\Gamma + m_1 (g - \ddot{x}_1) + \frac{L_2}{L} m_2 (g - \ddot{x}_2)) \right].$$

После определения параметров  $ns_i$  и  $nc_i$  находим модули искомых сил

$$N_i = \sqrt{ns_i^2 + nc_i^2} \text{ и их соответствующие углы приложения}$$

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{ns_i}{nc_i} \quad (i = 1, 2, 3, 4),$$

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{ns_i}{nc_i} - \alpha \quad (i = 5, 6).$$

Таким образом, задача решена аналитически. Задача динамики для других элементов цепочки (других подшипников) решалась аналогично.

Для решения второй задачи (нахождения положения шейки вала в отверстии опоры, т.е. минимальной толщины слоя масла), была составлена следующая система уравнений сил и моментов:

$$\left. \begin{array}{l} \vec{P} + \vec{N} = 0; \\ \vec{M}_P + \vec{M}_N = 0, \end{array} \right\}$$

где  $\vec{P}$  и  $\vec{M}_p$  - главный вектор и главный момент гидродинамических реакций (результат численного решения уравнения Рейнольдса);  $\vec{N}$  и  $\vec{M}_N$  - главный вектор и главный момент сил внешней нагрузки (результат решения уравнений динамики).

Численное решение уравнения Рейнольдса, взятого в полной (двумерной, нестационарной) форме, получено проекционно-сеточным методом Бубнова-Галеркина аналогично подходу, использованному в программе PISTON.

Идентификация режимов трения в подшипниках принципиально не отличалась от описанной выше процедуры применительно к программе PISTON.

После определения минимальной толщины слоя масла и режима трения расчет силы трения в подшипнике производили также по универсальной формуле (3.4). Знание силы трения позволяло легко определить момент и мощность трения в подшипнике:

$$M_m = Fr;$$

$$N_m = M_m \omega,$$

где  $r$  - характерный радиус вала (радиус приложения силы трения);  $\omega$  - угловая скорость вращения вала.

Износ определяли для неподвижной опоры согласно расчетной модели Дж. Арчарда, представленной в описании программы PISTON.

### **Язык программирования и алгоритм**

Вычислительное ядро программы написано на языке PASCAL. Укрупненная последовательность логических и вычислительных процедур представлена на рис.3.13.

### **Краткая характеристика входных данных**

Входные данные программы представлены в форме массивов и независимых величин.

В форме массива задаются:

1. Индикаторная диаграмма двигателя.

В форме независимых величин задаются:

1. Геометрические размеры деталей ЦПГ и КШМ.
2. Физические параметры деталей подшипников и деталей коленчатого вала, их поверхностей и материалов: масса, плотность, шероховатость, коэффициенты трения, вязкость (для моторного масла) и др.
3. Осевое усилие от корзины сцепления.
4. Температуры поверхностей подшипников в характерных зонах.
5. Параметры режима работы: частота вращения коленчатого вала, продолжительность работы двигателя.

### **Краткая характеристика выходных данных**

Выходные данные программы Forces (внешние силы и их координаты) одновременно являются входными для программ ConPin, ConCrank и Shaft и представлены шестью файлами:

1. Кинематические показатели (перемещения, скорости, ускорения).
2. Силы и координаты их точек приложения в сопряжении "поршень-цилиндр".
3. То же для верхнего и нижнего шатунных подшипников.
4. То же для первого коренного подшипника. То же второго (центрального) коренного подшипника.
5. То же для третьего коренного подшипника.

Выходные данные в каждой из программ ConPin, ConCrank и Shaft сгруппированы в пять файлов:

- моменты трения (гидродинамический, смешанный, граничный и общий);
- минимальная толщина слоя смазочного материала и ее угловая координата;

-массив гидродинамического давления (двумерный) в зазоре подшипника на заданном угле ПКВ;

-износ поверхностей вала и опоры;

-итоговые трибологические показатели: мощность трения, доля различных режимов трения, максимальный износ и др.

Программа Shaft имеет незначительные структурные отличия в выходных файлах 2...6 по сравнению с программами ConPin, ConCrank. Эти отличия вызваны наличием перекоса оси вала в коренных подшипниках по сравнению с шатунными подшипниками:

1. Эксцентриситеты на левом и правом торцах.
2. Массив гидродинамического давления (двумерный) в зазоре подшипника "на левом торце" на заданном угле ПКВ.
3. Износ поверхностей вала и опоры для левого и правого торца.
4. Максимальные значения износов поверхностей вала и опоры для левого и правого торца.

Массив гидродинамического давления (двумерный) в зазоре подшипника "на правом торце" на заданном угле ПКВ.

Программа Thrust предназначена для расчета гидродинамики и трибологии в упорном подшипнике. Ввиду того, что упорный подшипник имеет отличную от цилиндрических подшипников геометрию и кинематику, уравнение Рейнольдса в программе Thrust принимается и решается в иной, нежели в программах ConPin, ConCrank и Shaft, форме. Соответственно имеется отличие и в используемых подпрограммах программы Thrust.

Входные данные в виде массивов эксцентриситетов, необходимые для расчета формы зазора в сопряжении "пята-подпятник" и, соответственно, решения задачи гидродинамики, импортируются из результатов расчета центрального коренного подшипника (выходной файл 2 программы Shaft).

Примечание: внешняя постоянная по величине нагрузка на упорный подшипник рассчитывается отдельно и задается в виде входной величины программы Thrust.

Выходные данные как результаты расчета программы Thrust сгруппированы аналогично выходным данным программ ConPin и ConCrank.

Примечание: 1. Выходной файл 1 в данном пакете имеет значение проверочного и непосредственно не участвует в работе других программ пакета. 2. Выходные файлы 3...6 являются входными данными для других расчетных программ пакета (рис.3.13).

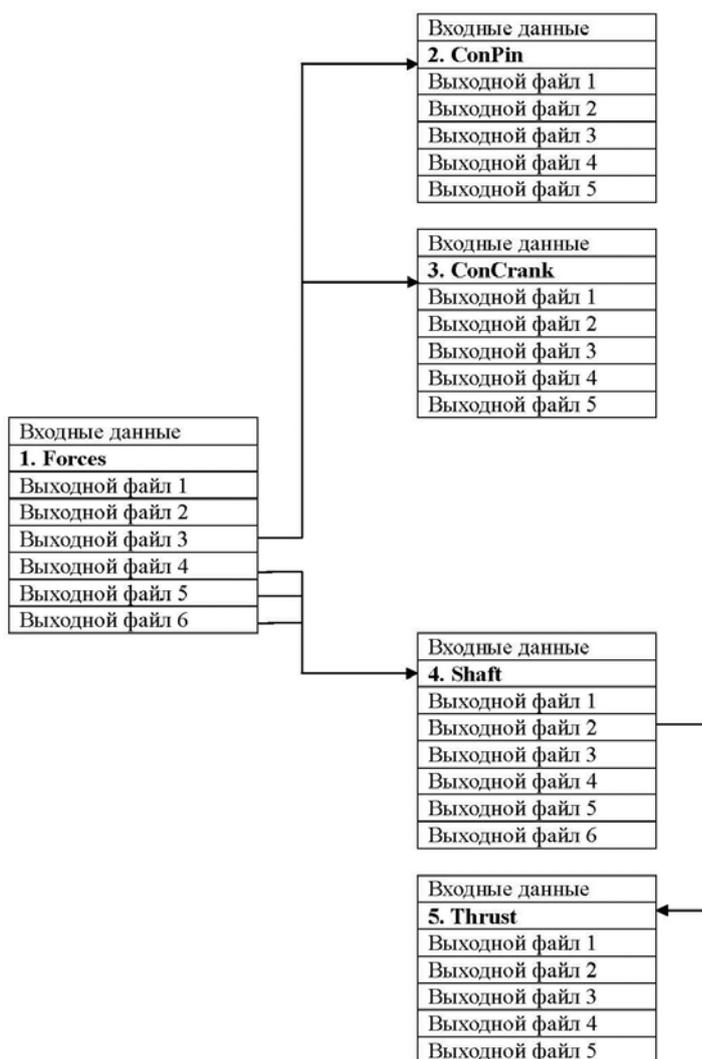


Рис.3.13. Структурная схема пакета расчетных программ BEARING

## **Отличительные особенности и возможности программы**

1. Расчет всех подшипников коленчатого вала, включая упорный.
2. Оценка угла скручивания кольца в канавке.
3. Расчет износа РПК.
4. Определение расхода масла на угар.

## **Апробация программы**

Программа BEARING апробирована в работах [[13](#), [31](#), [88-91](#)]. Максимальное расхождение результатов расчета по программе BEARING и эксперимента в целом не превышает 3-5% (см. п.3.4 данной главы).

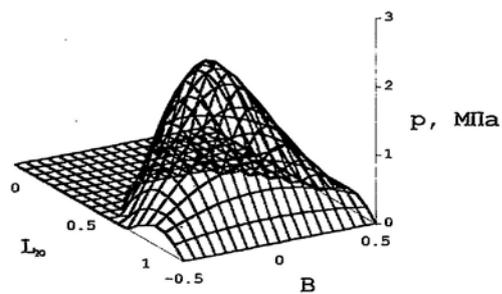
### **3.4. Идентификация расчетных программ**

Оценка достоверности разработанных моделей выполнялась путем качественного и количественного сопоставления основных целевых функций с данными известных экспериментов и заводской практики или опубликованными результатами расчетов по математическим моделям других авторов.

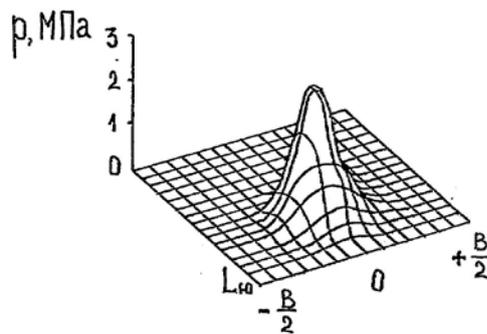
Несмотря на большой объем опубликованной информации в области трибологии и математического моделирования трибологии поршневых машин, выполнение оценки достоверности моделей осложнено отсутствием совпадений условий проведения экспериментов, размерностей объектов, значений входных данных, режимов работы и т.п.

В этом случае задачу оценки достоверности моделей решали на основе сопоставления характера изменения целевых функций, т.к. последний достаточно устойчив к незначительным отклонениям начальных условий.

Сопоставление графического вида функций распределения гидродинамического давления масла по поверхности юбки поршня (рис.3.14) свидетельствует об идентичности результатов, полученных в случае применения расчетной модели программы PISTON и модели известной работы [[92](#)]. Достаточно хорошая качественно-количественная сходимость результатов сравниваемых моделей объясняется близостью конструкций поршней и входных параметров двигателей.

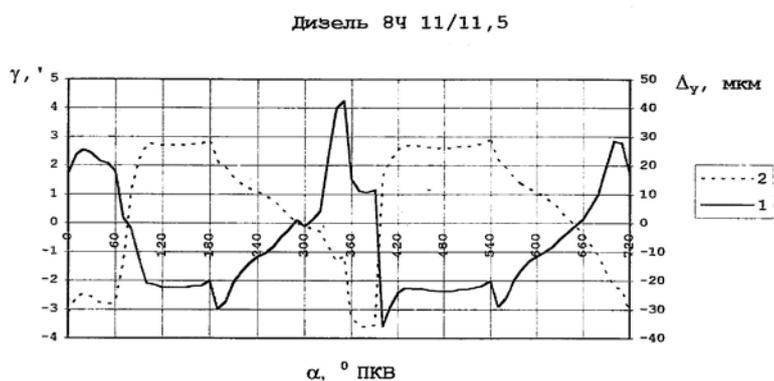


а



б

Рис.3.14. Распределение гидродинамического давления масла по поверхности юбки поршня: а – расчет по модели программы PISTON; б – расчет по модели работы [92]



а

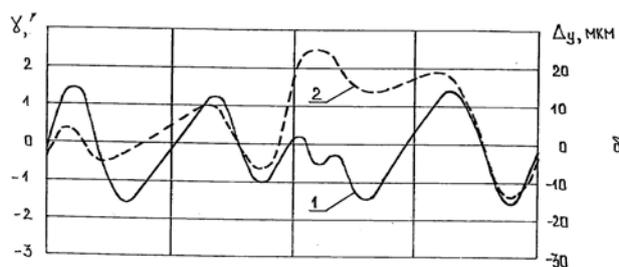


Рис.3.15. Параметры перекладки поршня в цилиндре: а – расчет по программе PISTON; б – на основе работ [93, 94]

Сравнение графиков на рис.3.15 показывает, что расчеты так называемой перекладки и угла опрокидывания поршня по модели программы PISTON дают результаты, которые не противоречат данным других аналитических исследований этой проблемы [93, 94]. Имеющиеся отличия объясняются разницей конструкций и условий работы объектов сравнения: автомобильного дизеля и карбюраторного двигателя легкового автомобиля.

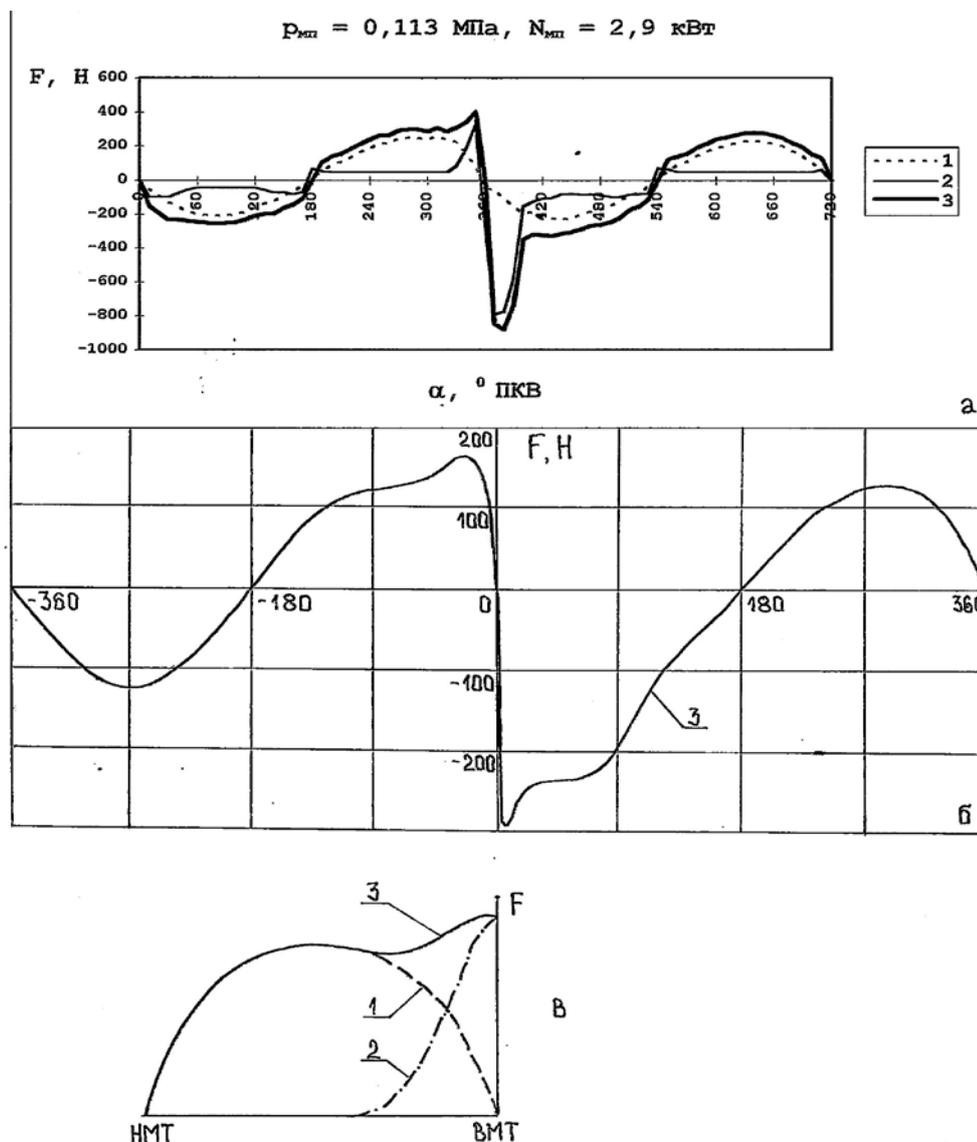


Рис.3.16. Изменение сил трения в ЦПГ по программе PISTON (а); по результатам работы [71] (б); по результатам работы [72] (в): 1 – сила гидродинамического трения; 2 – сила граничного трения; 3 – полная сила трения

Представленные на рис.3.16 результаты расчетного и экспериментального определения силы трения в ЦПГ указывают на соответствие разработанной модели реальному процессу трения поршня с кольцами, экспериментально описанному в работе [71]. Характер изменения расчетной силы трения на тактах «сжатие» и «расширение» подтверждает гипотезу работы [72] об аддитивности функции полной силы трения: полная сила трения есть результат суммирования силы граничного и гидродинамического трения. Полученные расчетом на основании обработки массива полной силы трения поршня с кольцами количественные показатели механических потерь в ЦПГ соответствуют данным заводской практики испытаний, согласно которым трение в ЦПГ, например, дизеля 8Ч 11/11,5 оценивается следующими величинами:  $p_m=0,12$ МПа;  $N_m=3$ кВт (ср. данные на рис.3.16). Таким образом, ошибка расчета механических потерь не превышает 6%.

Касательно программы RING можно констатировать, что характер расчетного распределения гидродинамического давления по осевой высоте компрессионного кольца подобен приведенному в исследовании [16] (рис.3.17). Имеющиеся несущественные отличия могут быть объяснены различной формой РПК и некоторым несовпадением входных данных в сравниваемых случаях.

Полученное расчетом по программе RING изменение минимальной толщины слоя масла в зазоре «поршневое кольцо-цилиндр» удовлетворительно согласуется с экспериментальными результатами измерений этого параметра, представленными в работе [95] (рис.3.18).

Для корректного сравнения результатов расчета параметров перекладки и скручивания поршневого кольца в опубликованной литературе не нашлось данных по близкому объекту сравнения, поэтому результаты, приведенные на рис.3.19, были проанализированы с точки зрения технической достоверности.

Как видно из рис.3.19, в начале такта «впуск» кольцо прижато к верхнему торцу канавки поршня, но после перехода угла ПКВ  $\alpha$  через значение

80° кольцо переключается на нижний торец канавки, находясь в состоянии скручивания на максимальный (на данном такте) отрицательный угол  $\gamma$ . Затем угол скручивания быстро убывает и по достижении  $\alpha=140^\circ$  ПКВ кольцо полностью прижимается к нижнему торцу канавки поршня.

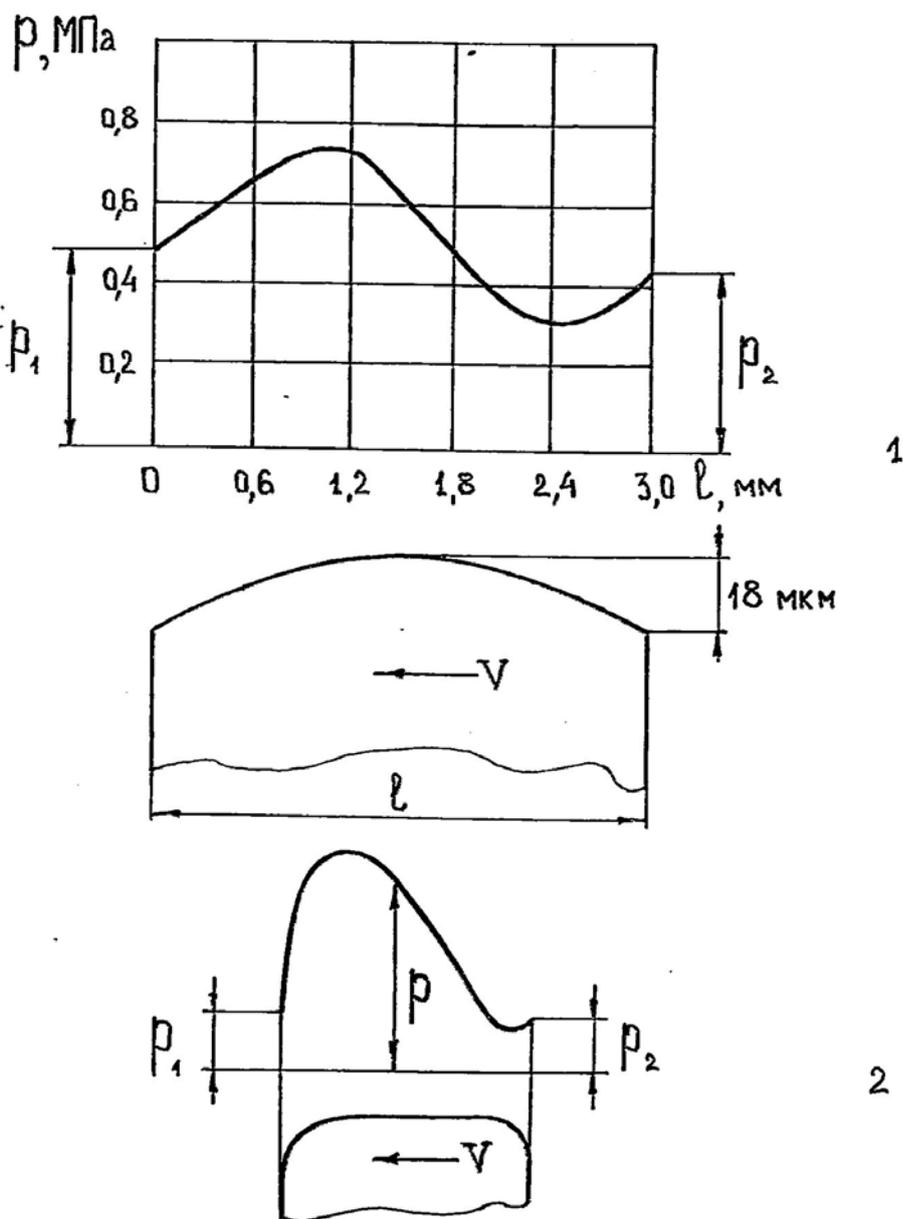


Рис.3.17. Распределение гидродинамического давления масла по осевой высоте компрессионного кольца: 1 – расчет по программе RING; 2 – расчет по модели работы [16]

Дизель 4Ч 10,5/12

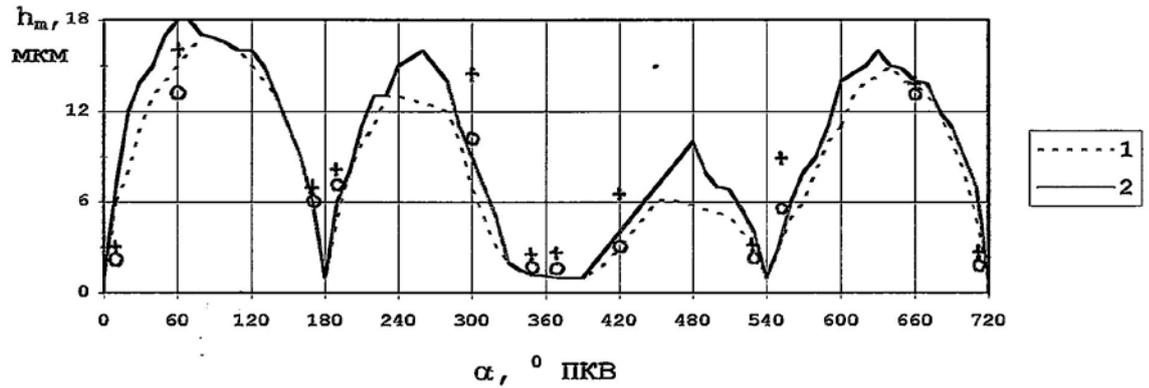


Рис.3.18. Сопоставление расчетных (1), (2) и экспериментальных (°), (+) [95] значений минимальной толщины слоя масла между первым компрессионным кольцом и нагруженной (1,+), а также ненагруженной (2,°) стенкой цилиндра



Рис.3.19. Результаты расчета осевой перекладки и скручивания первого компрессионного кольца в канавке поршня дизеля 4Ч10,5/12

Анализ показывает, что такое поведение кольца вполне согласуется с характером действующих на него сил. Так, перекидка кольца с верхнего торца канавки на нижний в районе  $\alpha=80\dots90^\circ$  ПКВ обусловлена сменой знака силы инерции (влияние на перекидку кольца силы давления газов в течение рассматриваемого такта пренебрежительно мало). Скручивание поперечного сечения кольца в указанном направлении объясняется действием момента от силы трения в сопряжении «кольцо-цилиндр».

Нахождение кольца на нижнем торце канавки поршня в течение тактов «сжатие» и «расширение» вызвано характерным для первого компрессионного кольца превалирующим влиянием силы давления газов над силами инерции и трения в указанный период рабочего цикла.

Характер кинематики кольца в течение такта «выпуск» противоположен рассмотренному выше для такта «впуск», что логично и объясняется симметричностью изменения силы инерции кольца и сменой знака силы трения.

Из приведенного анализа следует, что модель расчетной программы RING достоверно отражает основные процессы динамики и гидродинамики поршневого кольца.

Говоря об идентификации расчетной модели программы BEARING следует указать, что классическая динамика КШМ поршневого ДВС, в отличие от примененной в модели, построена на приближенных формулах перемещения (а, стало быть, скорости и ускорения основных деталей КШМ). Такой подход также не учитывает реальных размеров поршневого пальца и шеек коленчатого вала: они заменены материальными точками. В то же время расчеты кинематики и динамики по классической методике обладают приемлемой для решения большинства задач прочности точностью, их результаты неоднократно подтверждались в ходе акселерометрирования и тензометрирования деталей КШМ. Поэтому первой проверяемой предпосылкой при идентификации модели было получение количественного и качественного совпадения результатов расчета внешних сил по классической приближенной и

уточненной динамике. Из рис.3.20, где представлены результаты расчета внешней нагрузки на поршневой палец дизеля 2Ч 10,5/12 (номинальный режим работы), видно практически полное количественное и качественное совпадение кривых 1 и 2, первая из которых получена по классическому расчету, вторая - по разработанной модели. Максимальное абсолютное расхождение в значениях обнаружено на 100, 260, 460 и 620°ПКВ и составило 155Н или 7,6 %. По другим суммарным нагрузкам, действующим на шатунную и коренную шейку, получена подобная вышеуказанной сходимости результатов расчета значения сил по классической и реальной динамике.

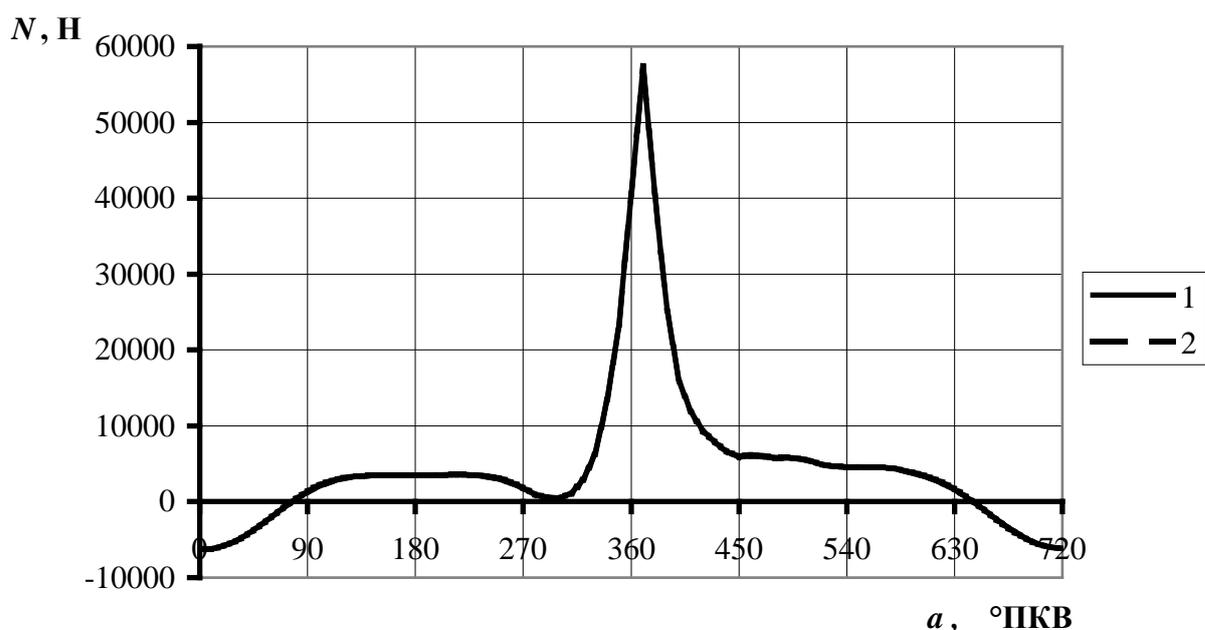


Рис.3.20. Расчетная сила, действующая на поршневой палец дизеля 2Ч10,5/12 (номинальный режим работы): 1 - расчет по формулам классической динамики; 2 - расчет по модели программы BEARING

При сопоставлении полученных с помощью программы BEARING результатов расчета гидродинамического давления с экспериментальными данными прежде всего оценивалась "правильность" (с позиций гидродинамической теории смазки) формы получаемой расчетом двумерной эпюры (поверхности) давления, т.к. измерить двумерное распределение давления масла в зазоре подшипника экспериментальным способом не удастся. Затем сопоставляли максимальное расчетное значение гидродинамического давления с

имеющимися экспериментальными данными и оценивали в первом приближении как расчетное значение давления соотносится с максимальным значением удельной внешней нагрузки (максимальной силы, отнесенной к площади проекции опоры). Анализ эпюр гидродинамического давления на рис. 3.21 – рис.3.23 показывает, что полученная расчетом форма распределения гидродинамического давления полностью согласуется с аналогичными результатами расчета давления масла в зазоре цилиндрического подшипника по классической теории гидродинамической смазки [6-8, 30 и др.]. При этом наличие перекоса оси коренной шейки центрального коренного подшипника адекватным образом повлияло на форму эпюры гидродинамического давления, вызвав появление асимметрии формы относительно центрального поперечного сечения подшипника (рис.3.23).

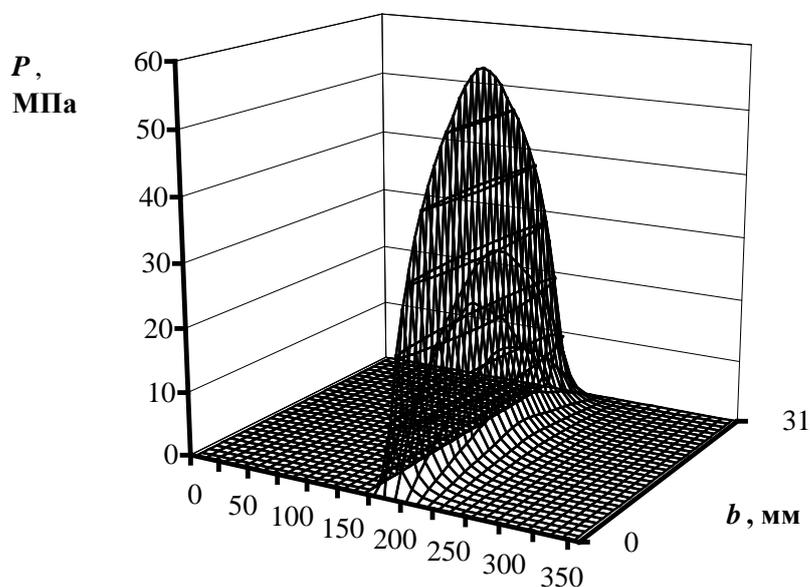


Рис.3.21. Расчетное распределение гидродинамического давления масла по развернутой поверхности втулки верхнего шатунного подшипника дизеля 2Ч 10,5/12 (номинальный режим работы,  $\alpha=370^\circ\text{ПКВ}$ )

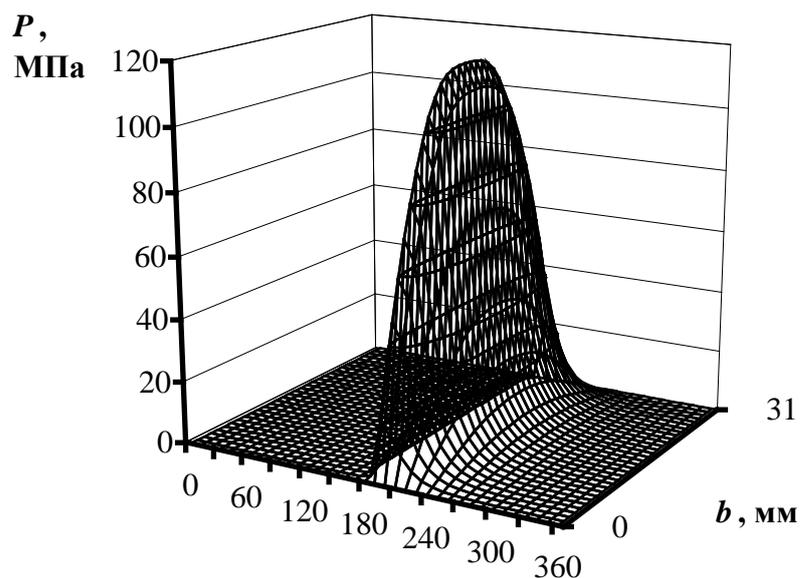


Рис.3.22. Расчетное распределение гидродинамического давления масла по развернутой поверхности вкладыша нижнего шатунного подшипника дизеля 2Ч 10,5/12 (номинальный режим работы,  $\alpha=370^\circ\text{ПКВ}$ )

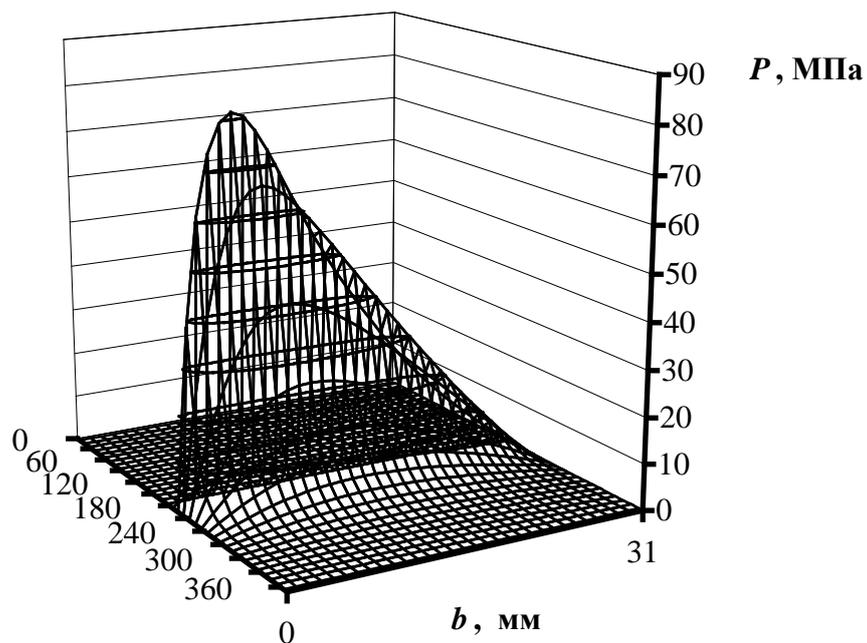


Рис.3.23. Расчетное распределение гидродинамического давления масла по развернутой поверхности вкладыша центрального коренного подшипника дизеля 2Ч 10,5/12 (номинальный режим работы,  $\alpha=370^\circ\text{ПКВ}$ )

Как показывает прикидочная оценка, уровень полученного расчетом максимального гидродинамического давления в подшипниках соответствует действующей на подшипники внешней нагрузке. Так, для верхнего шатунного подшипника имеем максимальное гидродинамическое давление  $p^{\max}=57,8$  МПа (рис.3.21), которое должно уравнивать максимальную внешнюю удельную нагрузку на поршневой палец  $q^{\max}=58,2$  МПа, полученную как отношение действующей на палец максимальной силы  $N^{\max}=0,057$  МН (рис.3.20) к площади смоченной поверхности втулки шатуна  $A=0,00098$  м<sup>2</sup>).

Полученное расчетом значение гидродинамического давления в центральном коренном подшипнике (рис.3.23) в целом согласуется с результатами экспериментального определения этого показателя для дизеля 2Ч 10,5/12, представленного в работе [96]. Имеющееся расхождение максимальных значений давления обусловлено различием вязкости моторного масла, а также тем, что расположение датчика давления масла в эксперименте [96], скорее всего, не совпадало с точкой реально существующего максимума давления.

То же самое можно сказать относительно сравнения величины и характера изменения по углу ПКВ минимальной толщины слоя смазочного материала в зазоре центрального коренного подшипника данного дизеля (рис.3.24).

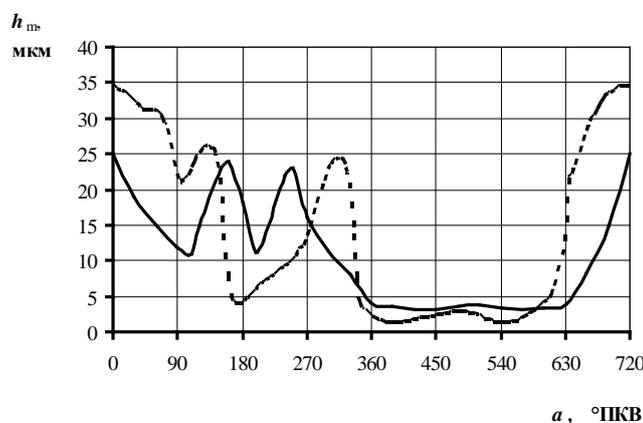


Рис.3.24. Сравнение расчетного и экспериментального определения минимальной толщины слоя смазочного материала в зазоре центрального коренного подшипника дизеля 2Ч 10,5/12 (номинальный режим работы): 1 -эксперимент [96]; 2 -расчет по программе BEARING

Суммирование полученных расчетным путем по модели программы BEARING мощностей механических потерь на преодоление трения во всех подшипниках КШМ (включая упорный) для номинального режима работы дизеля 2Ч 10,5/12 дало:  $N_m^{КШМ} = 1,597 \text{ кВт}$  (см. табл.7 данной главы). По результатам имеющихся экспериментальных данных завода-изготовителя, полученных на основе применения типового метода прокрутки, общая мощность механических потерь дизеля 2Ч 10,5/12 для указанных условий изменяется от 7 до 8кВт. Так как метод прокрутки из-за неизбежного снижения теплового состояния двигателя при переходе от режима сгорания к режиму прокручивания (момент замера) и, стало быть, повышения вязкости моторного масла, дает, как правило, завышенный результат, целесообразно в качестве контрольного принять меньшее из указанных значение мощности механических потерь, т.е. 7кВт. Тогда, с учетом известного распределения механических потерь по узлам ДВС (см. табл.1 в гл. 1), мощность, приходящаяся на КШМ в дизеле 2Ч 10,5/12, составит 24% от общей 7кВт или  $N_m^{КШМ} = 1,680 \text{ кВт}$ .

Основанная на этих данных предварительная оценка сопоставимости расчета и эксперимента дает величину расхождения:  $(1,680 - 1,597) \cdot 100\% / 1,680 = 4,9\%$ . Данное значение невязки с учетом известной точности метода прокрутки, на котором базировалось получение контрольного экспериментального значения мощности механических потерь, может быть признано вполне удовлетворительным.

Более точная проверка может быть выполнена на основе сопоставления расчета суммарных механических потерь в коренных и упорном подшипниках с результатами специально выполненного в работе [13] эксперимента по измерению затрат мощности на привод коленчатого вала в условиях его прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения двигателя, где для корректности сравнения входные данные перед выполнением расчета были изменены в строгом соответствии с условиями эксперимента:

-давление газов в цилиндре равно нулю;

-массы, совершающие возвратно-поступательное движение, равны нулю;

-давление и температура (вязкость) моторного масла, а также радиальные зазоры в подшипниках такие же, как в эксперименте;

-внешняя нагрузка на подшипники задается центробежной силой, создаваемой имитаторами верхней головки шатуна, размещенными на шатунных шейках коленчатого вала.

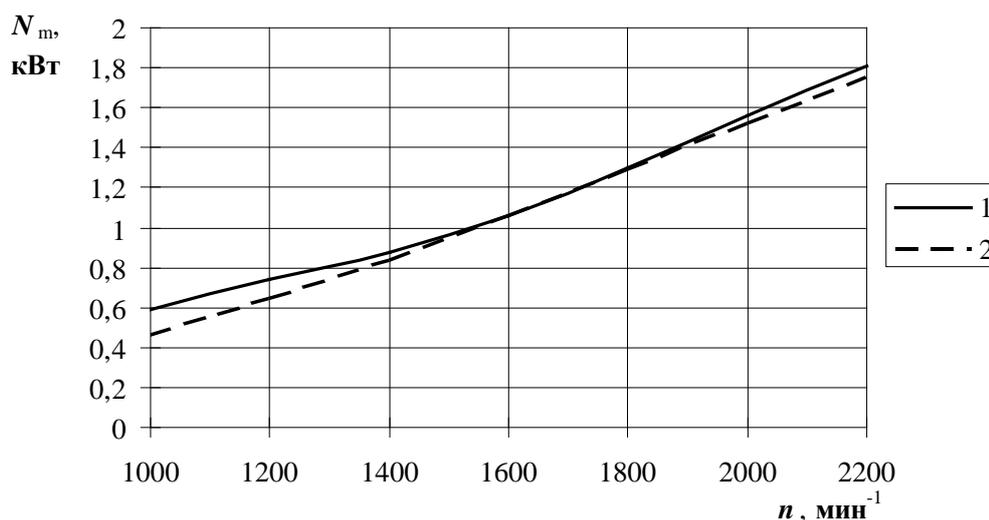


Рис.3.25. Сравнение расчетного и экспериментального определения затрат мощности на привод коленчатого вала дизеля 2Ч 10,5/12 в режиме прокрутки без поршней, цилиндров и шатунов: 1 - эксперимент; 2 – расчет

Как следует из рис.3.25, где представлены результаты сравнения расчета и эксперимента, кривая расчетной мощности механических потерь имеет сходный характер с экспериментальной кривой. При этом в зоне номинального скоростного режима (1800...2200мин<sup>-1</sup>) максимальное расхождение между расчетом и экспериментом не превышает 0,059кВт или 3%.

Таким образом, комплексная идентификация модели подтвердила ее адекватность реальным процессам динамики, гидродинамики и трибологии в поршневом ДВС и доказала пригодность разработанной на основе этой модели программы расчета BEARING для оценки и исследования механических потерь.

Таблица 7

Доля различных режимов трения и мощность механических потерь в подшипниках КШМ для номинального режима работы дизеля 2Ч 10,5/12

Подшипник	Режим трения, % от времени рабочего цикла			Мощность механических потерь $N_m$	
	Гидро.	Смеш.	Гранич.	кВт	% от $N_m^{КШМ}$
Верхние шатунные	61,8	0	38,2	$0,251 \times 2 = 0,502$	31,4
Нижние шатунные	100	0	0	$0,197 \times 2 = 0,394$	24,7
1-й коренной	99,4	0,7	0	0,203	12,7
2-й коренной	97,9	2,1	0	0,235	14,8
3-й коренной	98,6	1,4	0	0,213	13,3
Коренные	98,6	1,4	0	0,651	40,8
Упорный	100	0	0	0,050	3,1
КШМ	90,0	0,4	9,6	1,597	100

### 3.5. Анализ влияния ряда основных показателей конструкции и режима работы на механические потери двигателя

#### 3.5.1. Расчетная оценка влияния ряда факторов конструкции и режима работы поршня на механические потери дизеля 2Ч 10,5/12

Выбор в качестве объекта исследования поршня дизеля 2Ч 10,5/12 был обусловлен тем, что эта деталь данного двигателя по результатам многочисленных экспериментальных наблюдений на заводе-изготовителе действительно работает в режиме гидродинамического трения. Однако из-за особенностей конструкции (большая длина, масса, бочкообразный профиль направляющей поршня, деформированный цилиндр и др.) и режима работы (высокая теплонапряженность и средняя скорость) поршень этого дизеля отличается достаточно высоким уровнем механических потерь. Так, по данным завода механический КПД дизеля на номинальном режиме работы (эффективная мощность 22,1кВт, частота вращения коленчатого вала  $2000\text{мин}^{-1}$ ) не превышает значений 0,73...0,76, что указывает на имеющиеся резервы конструкционно-технологического совершенствования данной модели ДВС.

В ходе расчетов среди влияющих на трение факторов конструкции исследовались профиль направляющей поршня (в нагретом состоянии) и масса поршневого комплекта. В расчетах участвовали три профиля: 1 – серийный бочкообразный (со смещением точки максимальной выпуклости на 7мм выше оси поршневого пальца); 2 – опытный бочкообразный (имеющий смещение точки максимальной выпуклости на 12мм ниже оси поршневого пальца); 3- опытный двухопорный (включающий две точки максимальной выпуклости, расположенные соответственно на 7мм выше и ниже оси поршневого пальца). Масса поршня, частота вращения коленчатого вала, вязкость смазочного материала (кинематическая при температуре  $100^{\circ}\text{C}$ ) варьировались в расчетах как значения числового ряда, где минимальное значение было равно 0,5, а максимальное – 1,5 номинального (серийного). Таким образом, номинальное значение фактора или аргумента в относительном виде соответствовало единице и располагалось в центре указанного числового ряда.

Целевой функцией при трибологических расчетах поршня выступала мощность механических потерь – удельная работа, затрачиваемая на преодоление трения поршня при его движении в цилиндре.

Предварительные расчеты, выполненные для серийной комплектации и номинального режима работы двигателя, показали, что, как и ожидалось, подавляющую долю в течение времени рабочего цикла дизеля составляет гидродинамическое (48,6%), а вслед за ним смешанное трение поршня (44,4%); граничное же трение не превышает 7% (рис.3.26).

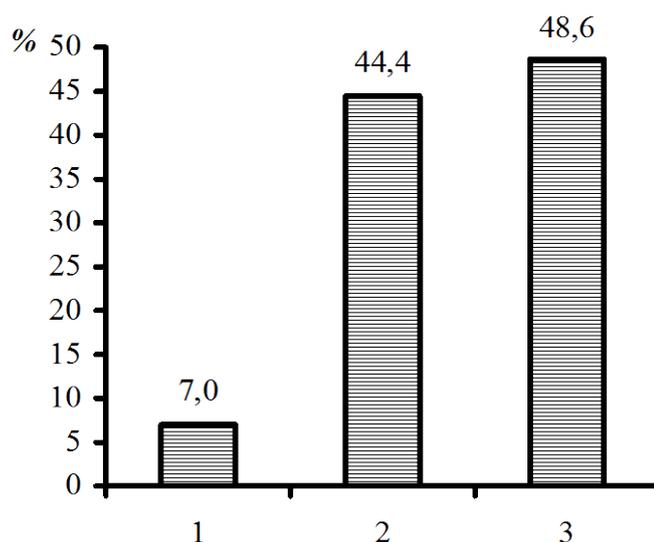


Рис.3.26. Доли различного вида трения поршня в течение рабочего цикла дизеля 2Ч 10,5/12: 1 - граничное; 2 - смешанное; 3 – гидродинамическое трение

Это означало, что с учетом гидродинамической теории смазки механические потери на трение поршня эффективнее всего будут реагировать на изменение профиля смазываемой поверхности, нормальной нагрузки, скоростного режима, толщины (зазора) и вязкости смазочного материала.

Как видно из рис.3.27, переход от серийного к опытному бочкообразному, а затем к двухпорному профилю направляющей вызвал последовательное снижение мощности механических потерь, при этом последняя ока-

залась менее всего чувствительна к изменению массы опытного поршня с двухпорным профилем.

Сравнение графиков на рис.3.27 показывает, что только за счет рационального профилирования направляющей поршня можно добиться снижения механических потерь в среднем на 15%. Из ранее выполненного в работах [66, 67] анализа следовало, что такое поведение опытных поршней объясняется лучшей приспособляемостью их профилей к условиям движения на слое смазочного материала в деформированном цилиндре двигателя.

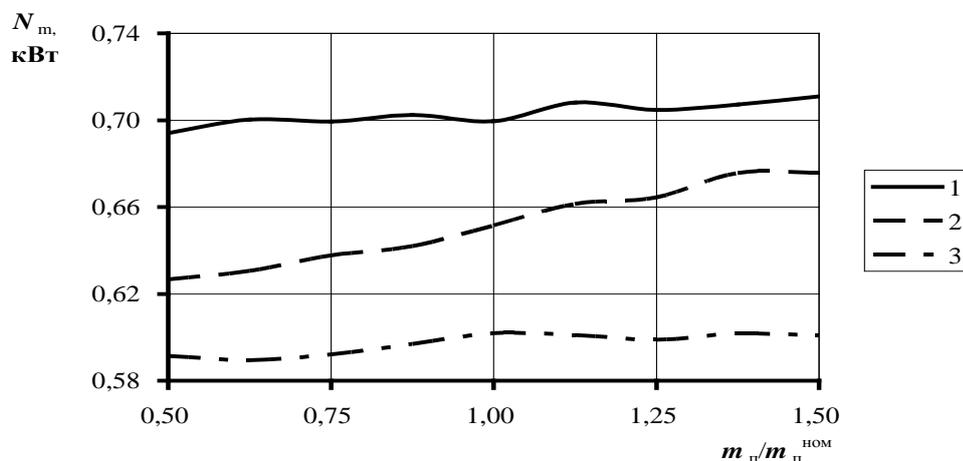


Рис.3.27. Влияние массы и профиля поршня на мощность механических потерь в ЦПГ дизеля 2Ч 10,5/12: 1 – серийный бочкообразный; 2 – опытный бочкообразный; 3 – опытный двухпорный профиль

При увеличении скоростного режима (средней скорости поршня) все три профиля направляющей поршня вызвали нелинейное возрастание мощности механических потерь, и вновь при прочих равных условиях опытные профили по сравнению с серийным обеспечили подавление затрат мощности на трение, особенно по мере увеличения скорости (рис.3.28).

С учетом вышеприведенных результатов дальнейшие расчеты выполнялись только для двухпорного профиля как наиболее перспективного в плане снижения механических потерь двигателя.

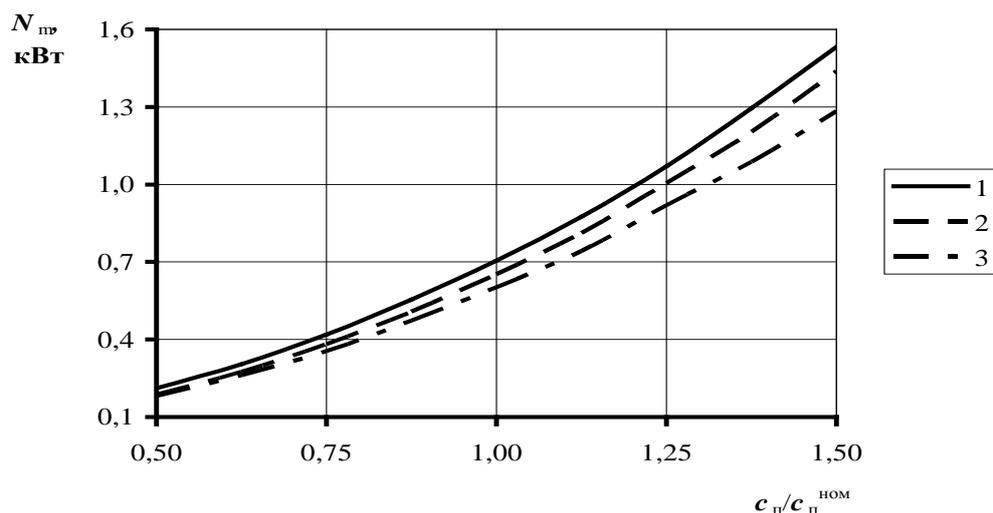


Рис.3.28. Влияние средней скорости и профиля поршня (1, 2 и 3) на мощность механических потерь в ЦПГ дизеля 2Ч 10,5/12

Из рис.3.29 видно, что увеличение кинематической вязкости моторного масла приводит к практически линейному росту мощности механических потерь. При этом коэффициент пропорциональности составляет около 0,75, т.е. при увеличении вязкости, например, на 20% мощность механических потерь возрастет в среднем на 15%.

Несколько иной характер имеет взаимосвязь механических потерь с монтажным зазором сопряжения «поршень-цилиндр» (рис.3.30). При увеличении зазора мощность механических потерь нелинейно падает: более интенсивно в области малых значений зазора, менее – в диапазоне увеличенных и больших зазоров. Из анализа графика на рис.3.30 следует, что увеличение зазора на 25% и более от номинального неэффективно, так как снижение механических потерь в этом случае будет сопровождаться, как показали дополнительные расчеты, ростом ударных нагрузок (шум, вибрация, износ и т.п.), вызванных увеличенным зазором. Поэтому следует признать рациональным использование среднего, а не малого или увеличенного диапазона значений зазора сопряжения «поршень-цилиндр».

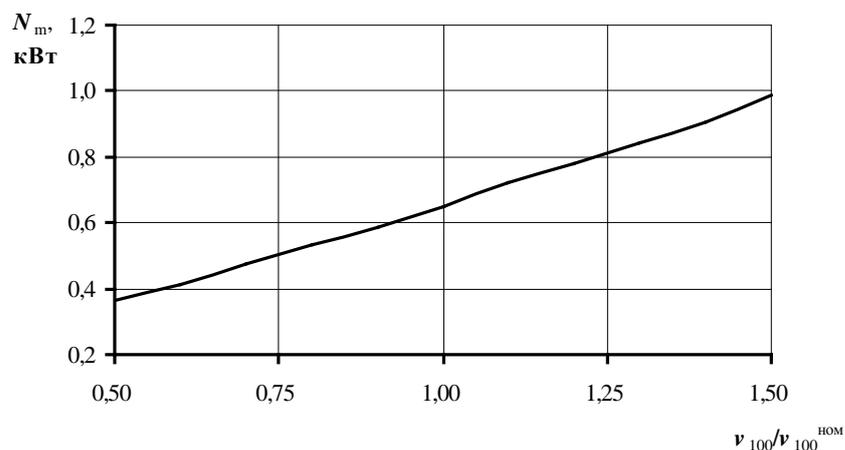


Рис.3.29. Влияние вязкости смазочного материала (кинематической при 100°C) на мощность механических потерь двухопорного поршня дизеля 2Ч 10,5/12

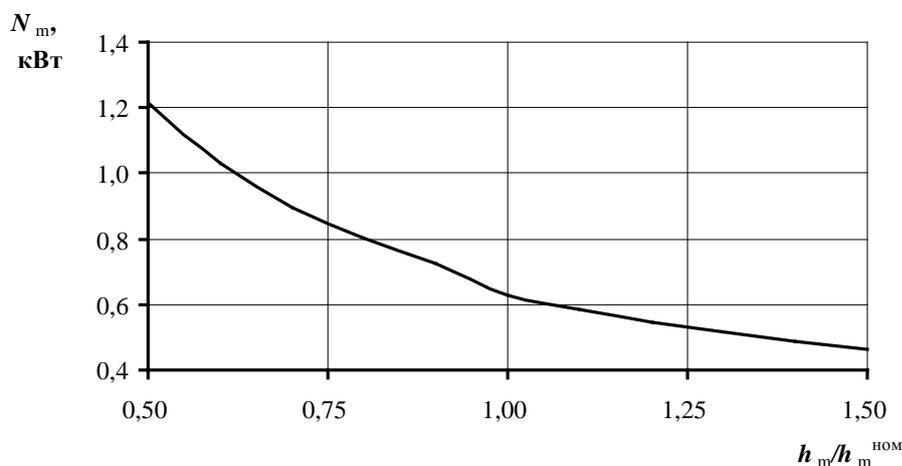


Рис.3.30. Влияние толщины слоя смазочного материала (зазора) и профиля поршня на мощность механических потерь двухопорного поршня дизеля 2Ч 10,5/12

Полученные расчетом с помощью программы PISTON средние за рабочий цикл значения коэффициента трения поршня автомобильного дизеля 8Ч 11/11,5 составили для условий номинального режима работы ( $N_e=136$ кВт;  $n_e=3600$ мин<sup>-1</sup>): серийный бочкообразный поршень  $f=0,053$ ; опытный двухопорный поршень  $f=0,047$ .

### 3.5.2. Влияние факторов конструкции поршневых колец на механические потери в ЦПГ ДВС

При формировании входных данных к расчету поршневых колец на основе технической документации заводов-изготовителей тщательно учитывались конструкционные особенности и конкретные условия нагружения объектов исследования.

Графики на рис.3.31 подтверждают наличие зон с различным режимом трения поршневого кольца быстроходного дизеля 4Ч 10,5/12 (Д-144 ВТЗ). Наиболее опасной с точки зрения износа первого компрессионного кольца, цилиндра и канавки поршня является зона трения, характеризуемая критично малой толщиной слоя смазки на границе тактов «сжатие»-«расширение» (менее 2мкм), где сила трения кольца о цилиндр характеризуется скачкообразным нарастанием до максимальных за цикл значений. Протяженность этой зоны трения составляет около 100°ПКВ или 14% циклового пути трения кольца.

Диаграмма осевых переключений кольца в канавке поршня указывает на то, что подавляющую часть времени рабочего цикла (550°ПКВ или 72%) первое компрессионное кольцо дизеля 4Ч 10,5/12 опирается на нижний торец канавки, причем, как показал расчет, именно на этот период приходится действие максимальной силы трения кольца о канавку поршня, вызывающей интенсивный износ последней.

Зона смешанного трения незначительна по протяженности (около 10°ПКВ или 1%), но она совпадает с началом такта «расширение», где существуют жесткие условия работы кольца, обусловленные пиковыми значениями сил давления газов в цилиндре и высокими температурами.

Одновременное увеличение скорости поршня (кольца) и снижение давления газов при удалении кольца от ВМТ, а также повышение вязкости масляного слоя приводят к улучшению условий смазки и трения кольца. Этот процесс характеризуется ростом минимальной толщины слоя масла и пологостью кривой силы трения: зона смешанного трения переходит в зону гид-

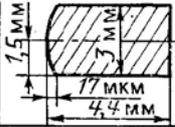
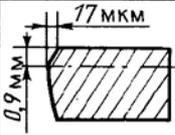
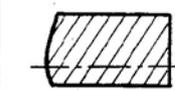
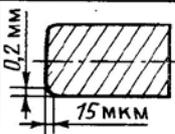
родинамического (жидкостного) трения, которая охватывает около  $610^\circ$ ПКВ или 85%, распространяясь на такты газообмена. Исключение составляют только малые окрестности «мертвых» точек механизма, где режим гидродинамического трения нарушается ввиду остановки кольца. Однако из-за близости к нулю силы трения в этих зонах последние не оказывают решающего влияния на трение и износ сопряжения «поршневое кольцо-цилиндр».

На базе программы RING был проведен численный эксперимент по оценке влияния формы РПК на режим трения, механические потери (условное давление трения) и расход масла на угар.

Исследовались четыре профиля: симметричный бочкообразный (№1), асимметричный бочкообразный со смещением точки перегиба к верхнему торцу (№2), то же, но со смещением к нижнему торцу (№3) и прямоугольный с закругленными кромками (№4).

Результаты расчета, приведенные в табл.8, указывают на следующее. Превалирующим режимом трения исследуемых объектов является гидродинамический, доля которого составляет от 84 до 86% общего пути трения кольца за рабочий цикл. Протяженность зоны смешанного трения убывает, а механические потери и расход масла на угар возрастают по мере смещения точки перегиба профиля от нижнего торца к верхнему. Лучшими маслосъемными свойствами, но наибольшими механическими потерями обладает кольцо с профилем №4. Худшими маслосъемными свойствами при умеренных потерях на трение характеризуется кольцо с профилем №2. Наименьший расход масла на угар при максимальном трении дает кольцо с профилем №4. Одинаково умеренные расход масла на угар и механические потери присущи кольцу с профилем №3. Таким образом, данный профиль РПК (№3) лучше всего отвечает критерию энергосбережения.

Влияние профиля РПК на параметры энергосбережения в ЦПГ  
дизеля 4Ч 10,5/12

Номер профиля кольца	Эскиз кольца	$\theta, ^\circ$ п.к.в. (%)			$p_{мп},$ кПа	$G_m,$ г/ч
		$\theta_c$	$\theta_{см}$	$\theta_{ж}$		
1		100 (14)	10 (1)	610 (85)	8,15	10,63
2		100 (14)	0 (0)	620 (86)	8,33	14,28
3		90 (13)	20 (2)	610 (85)	7,48	7,66
4		100 (14)	20 (2)	600 (84)	10,43	4,52

Для конструкции ЦПГ и номинального режима работы автомобильного дизеля 8Ч 11/11,5 (ЗИЛ-645) с помощью программы RING были получены следующие результаты, характеризующие режим трения (табл.9).

Таблица 9  
Средние за рабочий цикл триботехнические показатели поршневых  
колец дизеля 8Ч 11/11,5

Наименование кольца	Протяженность режима трения, %			Мощность механических потерь, кВт	Доля механи- ческих по- терь, %
	Гидро.	Смеш.	Гран.		
1-е компрессионное бочкообразное	32	15	53	0,760	50
2-е компрессионное коническое	56	10	34	0,456	30
3-е маслоъемное коробчатое	0	3	97	0,304	20

Средние за рабочий цикл значения коэффициента трения для указанных в табл.9 поршневых колец применительно к номинальному режиму работы дизеля 8Ч 11/11,5 составили: 1-е компрессионное кольцо  $f=0,077$ ; 2-е компрессионное кольцо  $f=0,134$ ; 3-е (маслоъемное) кольцо  $f=0,447$ .

С учетом того, что расчетная мощность механических потерь собственно поршня для дизеля 8Ч 11/11,5 составляет  $N_m^{II} = 1,372$  кВт; а для комплекта поршневых колец согласно табл.9  $N_m^{III} = 1,520$  кВт, соотношение между механическими потерями поршня и комплекта поршневых колец выразится как 47% к 53%. То есть, доля трения комплекта поршневых колец в рассмотренном случае на 6% превышает долю трения поршня в общих механических потерях ЦПГ.

### 3.5.3. Результаты исследования механических потерь в подшипниках КШМ дизеля 4Ч 10,5/12

Из результатов расчета, приведенных в табл.10, видно, что для всех подшипников КШМ в условиях номинального режима работы дизеля 2Ч 10,5/12 преобладающим является гидродинамический режим трения (от 61,8 до 100% от времени рабочего цикла). При этом наиболее жесткие условия смазки и трения обнаружены у верхнего шатунного подшипника: до 38,2% граничного режима трения; наиболее благоприятные - у нижнего шатунного и упорного подшипников: 100% гидродинамического режима трения. У коренных подшипников, несмотря на кажущуюся сходность характера внешнего нагружения, условия смазки и трения (пусть незначительно, но) отличаются: более жесткие - у центрального коренного подшипника: меньше доля гидродинамического трения, больше доля смешанного по сравнению с первым и третьим коренными подшипниками.

Характер условий смазки и трения обуславливает уровень механических потерь: наибольшие потери (0,251кВт) в верхнем шатунном подшипнике, затем (в порядке снижения значений) следует центральный коренной (0,235кВт), за ним примерно в равной степени первый и третий коренные (0,203 и 0,213кВт соответственно), далее – верхний шатунный подшипник (0,197кВт) и наименьший уровень потерь на трение дает упорный подшипник (0,050кВт). Достаточно низкое значение механических потерь в упорном подшипнике по сравнению с другими подшипниками КШМ объясняется тем,

что осевая нагрузка на упорный подшипник при этих условиях расчета была представлена только реакцией косозубой шестерни привода масляного насоса, равной на номинальном режиме работы дизеля 2Ч 10,5/12 всего 20Н.

Как следует из табл.10, затраты мощности на преодоление трения в отдельных подшипниках КШМ распределены достаточно неравномерно, что наглядно показывает рис.3.31. Так, меньшая часть (0,050кВт или 3,1% от  $N_m^{КШМ}=1,597кВт$ ) приходится на упорный подшипник; большую часть (0,651 кВт или 40,8%) формируют коренные подшипники; промежуточное положение по затратам мощности занимают шатунные подшипники (0,502кВт или 31,4% - верхние и 0,394кВт или 24,7% - нижние). Обращает на себя внимание впервые обнаруженный в практике исследования механических потерь факт превалирования затрат мощности в сопряжении "палец-втулка шатуна" (31,4%) по сравнению с сопряжением "шатунная шейка-вкладыш" (24,7%).

Таблица 10

Доля различных режимов трения и мощность механических потерь в подшипниках КШМ для номинального режима работы дизеля 2Ч 10,5/12

Подшипник	Режим трения, % от времени рабочего цикла			Мощность механических потерь $N_m$	
	Гидро.	Смеш.	Гранич.	кВт	% от $N_m^{КШМ}$
Верхние шатунные	61,8	0	38,2	$0,251 \times 2 = 0,502$	31,4
Нижние шатунные	100	0	0	$0,197 \times 2 = 0,394$	24,7
1-й коренной	99,4	0,7	0	0,203	12,7
2-й коренной	97,9	2,1	0	0,235	14,8
3-й коренной	98,6	1,4	0	0,213	13,3
Коренные	98,6	1,4	0	0,651	40,8
Упорный	100	0	0	0,050	3,1
КШМ	90,0	0,4	9,6	1,597	100

Это, как можно видеть из табл.10, объясняется более жесткими условиями работы пальца, включающими наличие не только гидродинамического (61,8%), но и граничного режима трения (38,2%), в отличие от полностью гидродинамического режима (100%) в работе шатунной шейки.

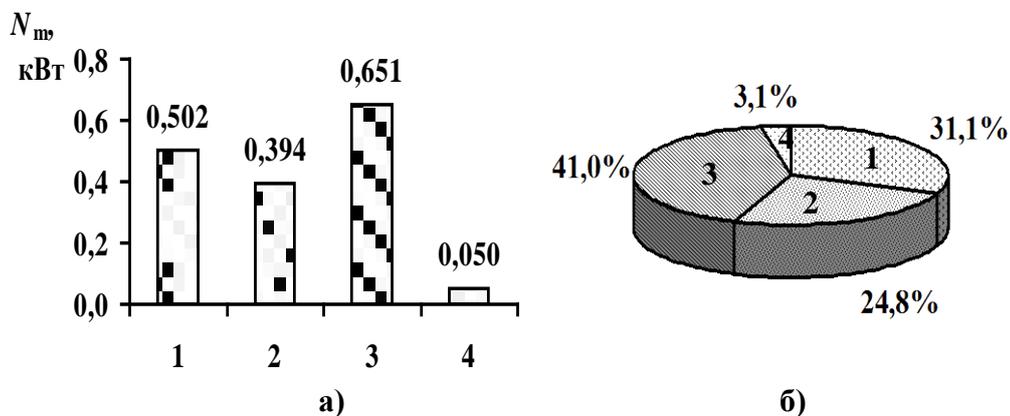


Рис.3.31. Абсолютное (а) и относительное (б) распределение механических потерь по различным подшипникам кривошипно-шатунного механизма дизеля 2Ч 10,5/12: 1- верхние шатунные (два); 2 - нижние шатунные (два); 3 - коренные (три); 4 – упорный

В целом для КШМ характерным является то, что подавляющую долю времени рабочего цикла (90%) составляет гидродинамический режим трения, на долю граничного режима приходится около 10% и менее 1% - на смешанный режим. С учетом того, что по результатам расчета на номинальном режиме работы дизеля 2Ч 10,5/12 наибольшая доля механических потерь в КШМ пришлась на верхний шатунный и коренные подшипники (из них самая большая - на центральный), и, соответственно, у этих подшипников обнаружено нарушение гидродинамического режима трения, было целесообразно исследовать более подробно в первую очередь верхний шатунный и центральный коренной подшипники.

В задачу исследования входило наблюдение изменения мощности механических потерь от ряда основных параметров конструкции с целью определения зон минимума механических потерь и оптимизации на этой основе указанных параметров. Ставилась также задача выяснения возможности пе-

ревода существующего частично гидродинамического режима трения этих подшипников (в рамках номинального режима работы) в полностью гидродинамический только за счет конструктивных изменений.

Для удобства анализа, значения параметров конструкции, аналогично вышеприведенному исследованию поршня, представлялись на графиках в безразмерном виде (по отношению к серийному или номинальному значению параметра, которое принималось единицей).

Для объяснения поведения зависимостей были дополнительно оценены доли различных режимов трения, характерных для указанных подшипников: гидродинамического и граничного для верхнего шатунного и гидродинамического и смешанного для центрального коренного (табл. 11).

Таблица 11

Доли характерных режимов трения (в % от времени рабочего цикла) верхнего шатунного и центрального коренного подшипников при изменении ряда основных показателей конструкции и режима работы дизеля 2Ч 10,5/12

Изменяемый показатель	Верхний шатунный подшипник		Центральный коренной подшипник	
	Гидро.	Гранич.	Гидро.	Смеш.
$t_M / t_M^{\text{НОМ}} = 0,8$	73,6	26,4	100,0	0,0
0,9	68,8	31,2	100,0	0,0
1,0	61,8	38,2	97,9	2,1
1,1	60,4	39,6	95,8	4,2
1,2	57,6	44,4	93,1	6,9
$n/n^{\text{НОМ}} = 0,5$	65,3	34,7	86,1	13,9
0,6	64,6	35,4	88,9	11,1
0,7	64,1	35,9	90,3	9,7
0,8	63,9	36,1	93,1	6,9
0,9	63,2	36,8	95,8	4,2
1,0	61,8	38,2	97,9	2,1
1,1	60,4	39,6	100,0	0,0
1,2	54,9	45,1	100,0	0,0

$\Delta/\Delta_{\Gamma}^{\text{НОМ}}=0,4$	86,8	13,2	100,0	0,0
0,6	77,1	22,9	100,0	0,0
0,8	69,4	30,6	100,0	0,0
1,0	61,8	38,2	97,9	2,1
1,2	42,4	57,6	95,8	4,2
1,4	22,9	77,1	93,1	6,9
1,6	11,1	88,9	90,3	9,7

Характер изменения механических потерь в верхнем шатунном и центральном коренном подшипниках в зависимости от температуры масла, частоты вращения и горячего зазора (рис.3.32 – рис.3.34) показал, что существующие (номинальные) значения этих параметров для коренных подшипников в основном оптимальны: минимум мощности механических потерь лежит в зоне от 0,7 до 1,15 относительных значений; в то же время для верхнего шатунного подшипника существует возможность снижения горячего зазора до 0,6 в относительных единицах или 15мкм – в абсолютных. Достижаемо е при этом снижение механических потерь в КШМ составляет 10% (с 1,597 до 1,433кВт). Указанное снижение обеспечивается за счет расширения зоны гидродинамического трения с 61,8 до 77,1%, при одновременном сужении зоны граничного трения с 38,2 до 22,9% (табл.11).

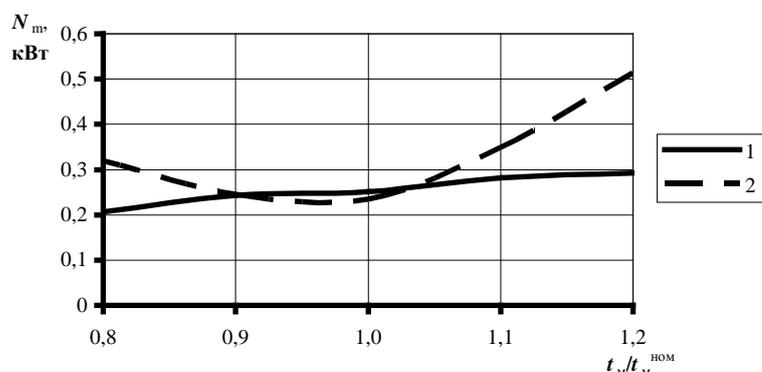


Рис.3.32. Влияние температуры масла на механические потери в верхнем шатунном (1) и центральном коренном (2) подшипниках двигателя 2Ч 10,5/12

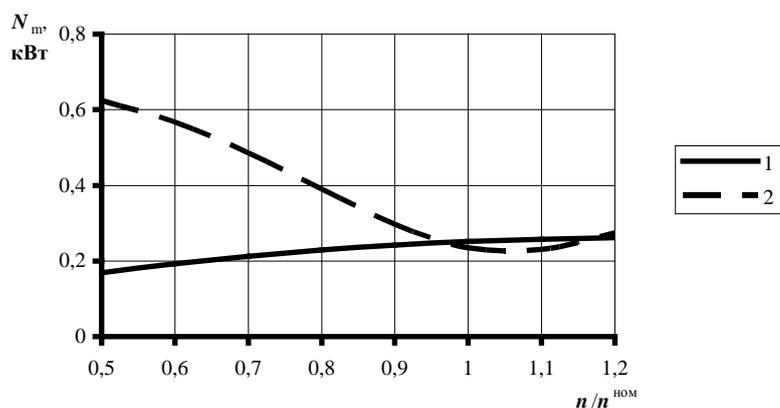


Рис.3.33. Влияние частоты вращения коленчатого вала на механические потери в верхнем шатунном (1) и центральном коренном (2) подшипниках двигателя 2Ч 10,5/12

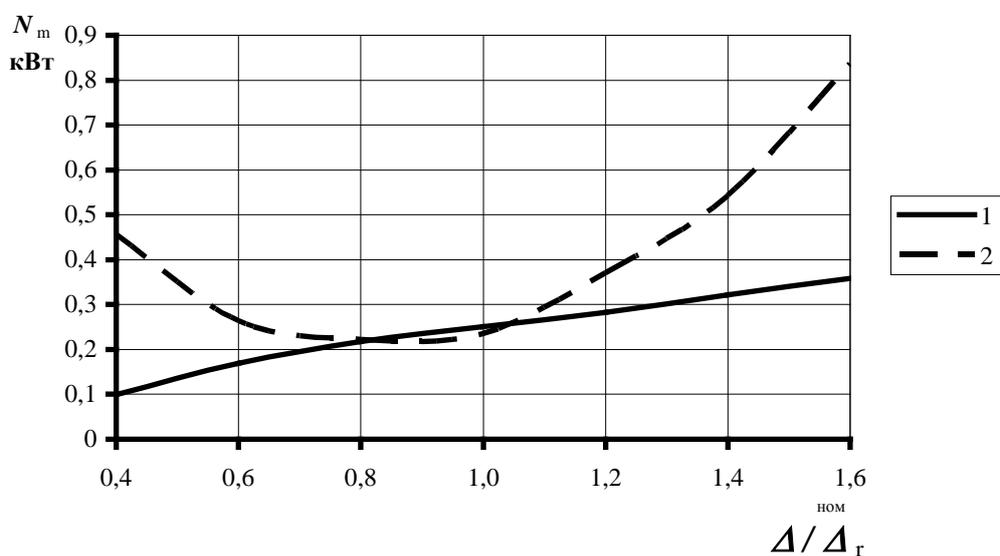


Рис.3.34. Влияние величины горячего радиального зазора в сопряжении "шейка-вкладыш" на механические потери в верхнем шатунном (1) и центральном коренном (2) подшипниках двигателя 2Ч 10,5/12

В целом ряде моделей дизелей размерного ряда 10,5/12 производства ОАО "Владимирский тракторный завод" имеются конструкции шатунных и коренных вкладышей, содержащих маслораспределительную канавку. Канавка располагается по центру вкладыша и распространяется либо на поло-

вину, либо на полную окружность. С точки зрения маслообеспечения подшипника канавка на вкладыше играет, по всей видимости, положительную роль, однако, влияние канавки на условия смазки и трения а, стало быть, на механические потери в цилиндрическом подшипнике исследовано недостаточно.

Расчеты были выполнены для нижнего шатунного и центрального коренного подшипников с канавкой на вкладышах (ширина канавки 4,5 мм; охват - полная окружность) применительно к скоростной характеристике работы дизеля 2Ч 10,5/12.

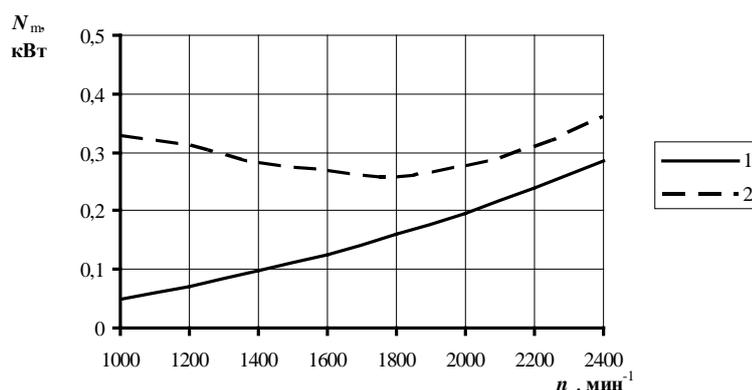


Рис.3.35. Характеристика механических потерь для нижнего шатунного подшипника дизеля 2Ч 10,5/12: 1 - вкладыши без канавки; 2 – вкладыши с канавкой

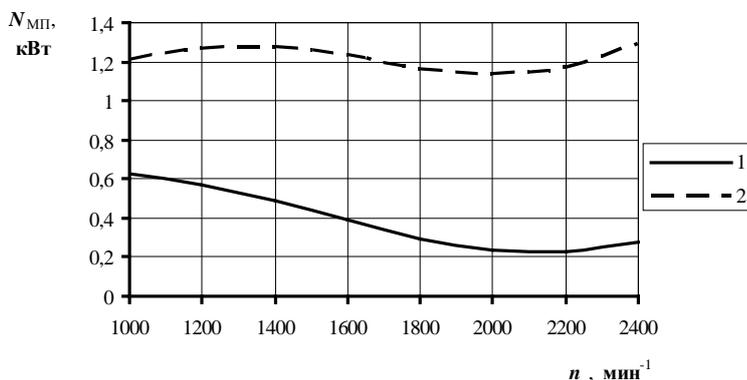


Рис.3.36. Характеристика механических потерь для центрального коренного подшипника дизеля 2Ч 10,5/12: 1 - вкладыши без канавки; 2 - вкладыши с канавкой

Как следует из рис.3.35 и рис.3.36, наличие канавки на вкладышах существенным образом повлияло как на величину, так и на характер измене-

ния механических потерь в указанных подшипниках. При этом в большей степени канавка изменила условия смазки в нижнем шатунном подшипнике переводя режим его трения из чисто гидродинамического (см. табл.10) в частично гидродинамический (на номинальном скоростном режиме 99,3% гидродинамический; 0,7% граничный). Ухудшение условий смазки не замедлило отразиться и на возрастании механических потерь: с 0,197 до 0,278кВт или на 41,1%. В случае коренного подшипника наличие канавки хотя и не изменило общую картину условий смазки, но привело к перераспределению долей различных режимов трения в сторону значительного снижения гидродинамического (на номинальном скоростном режиме его доля уменьшилась с 97,2 до 75,7% или на 22,1%) и к соответствующему росту механических потерь: с 0,235 до 1,137кВт, т.е. в 3,8 раза.

Из рис.3.37 следовало, что канавка привела не только к разделению эпюры на два участка, но и существенно изменила уровень максимального давления по сравнению с "гладкими" вкладышами, ухудшая в целом условия смазки в сопряжении "вал-опора". Исследование показало, что с точки зрения минимизации механических потерь выполнение маслораспределительной канавки на вкладышах подшипников КШМ (в особенности коренного подшипника) является нецелесообразным.

Как указывалось выше, на упорный подшипник в различных ситуациях эксплуатации действует различное значение осевой нагрузки  $Q$ . Так, на номинальном режиме работы  $Q = Q_1$ , где  $Q_1$  – осевая реакция на коленчатый вал от косозубой шестерни привода масляного насоса. Согласно выполненному расчету  $Q_1 = 20\text{Н}$ . В режиме отключения сцепления осевая нагрузка определяется разницей силы упругости пружин сцепления  $Q_2$  и реакции  $Q_1$  (направлены навстречу друг другу). Принимая силу упругости  $Q_2=800\text{Н}$ , получаем осевую нагрузку при отключении сцепления  $Q = Q_2 - Q_1 = 780\text{Н}$ . Осевое усилие в случае торможения определится как разница силы инерции  $Q_3$  и реакции  $Q_1$ . Оценивая силу инерции коленчатого вала в сборе с маховиком

массой 64кг при торможении со скорости 24км/ч до полной остановки как  $Q_3=141\text{Н}$ , получаем  $Q = Q_3 - Q_1 = 121\text{Н}$ .

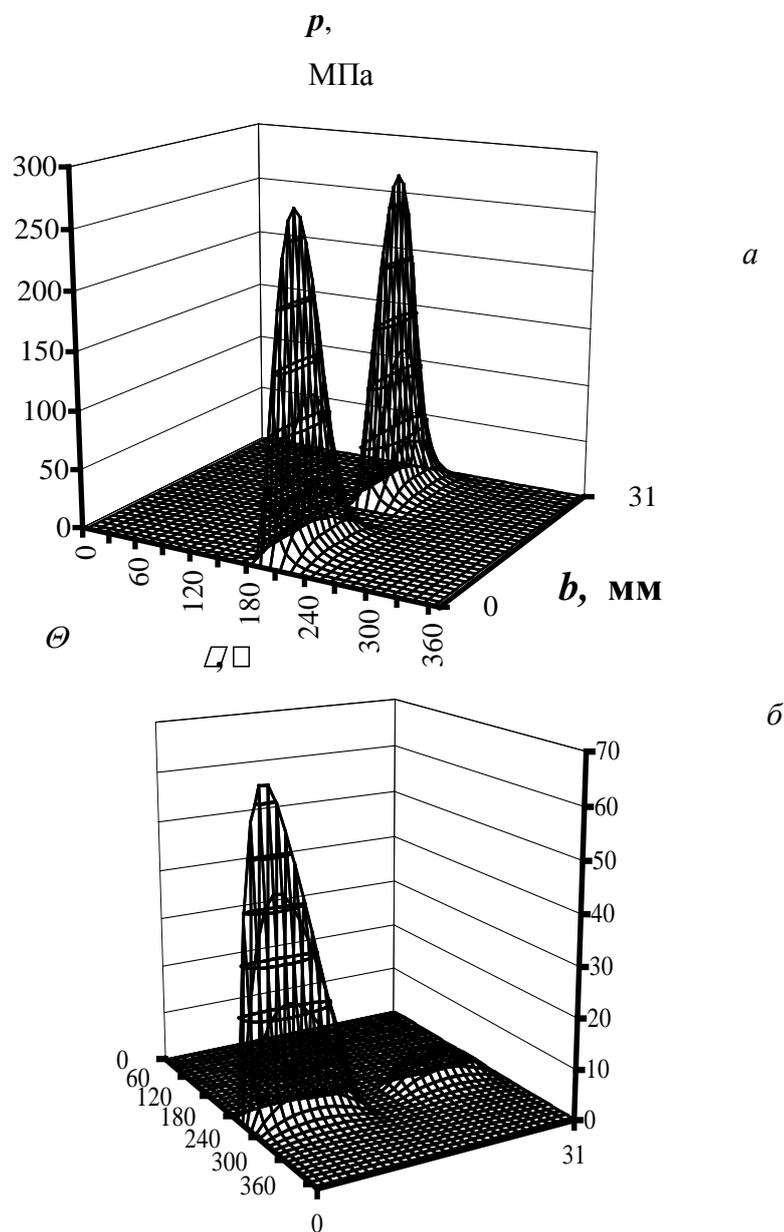


Рис.3.37. Расчетное гидродинамическое давление масла в зазоре шатунного (а) и коренного (б) вкладышей, имеющих центральную маслораспределительную канавку (номинальный режим работы дизеля 2Ч 10,5/1;  $\alpha=370^\circ\text{ПКВ}$ )

Из рис.3.38, где представлена диаграмма механических потерь в упорном подшипнике, видно, что на переходных (отключение сцепления) и

неустановившихся (разгон-торможение) режимах механические потери в упорном подшипнике существенно выше, чем на установившемся номинальном режиме. Так, при отключении сцепления мощность механических потерь возрастает на 0,061кВт или в 2,2 раза; при торможении агрегата на дороге – на 0,025кВт или в 1,5 раза. Следует, однако, отметить, что даже в случае отключения сцепления максимальный уровень потерь мощности на трение в упорном подшипнике (0,111кВт) остается незначительным, составляя лишь около 7% от общих механических потерь в КШМ.

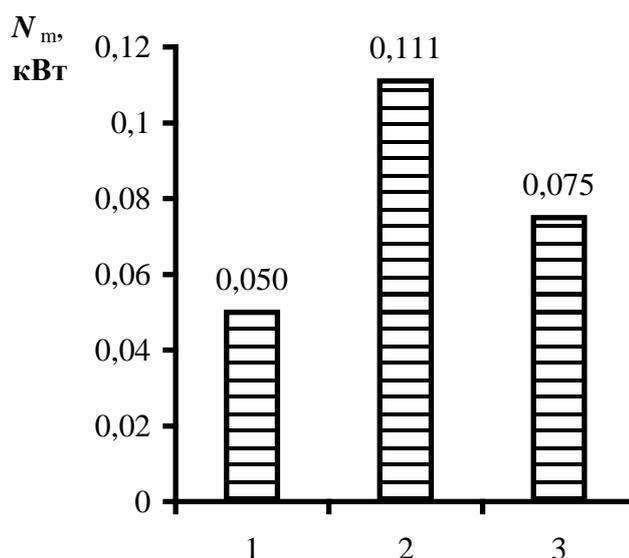


Рис.3.38. Механические потери в упорном подшипнике дизеля 2Ч 10,5/12 при различной внешней нагрузке: 1 –  $Q_1 = 20Н$ ; 2 –  $(Q_2 - Q_3) = 780Н$ ; 3 –  $(Q_3 - Q_1) = 121Н$

Тракторный дизель, как известно, работает во время эксплуатации в достаточно широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Кроме номинального, к важнейшим режимам эксплуатации относятся следующие: режим пуска, максимального крутящего момента и холостого хода. Между собой эти режимы существенно отличаются по механической и тепловой нагруженности деталей и, следовательно, по условиям смазки и трения основных механизмов. Поэтому представляет научный и практический интерес ис-

следование влияния режима работы двигателя на механические потери в его механизмах.

Важности и широте этой задачи отвечает проведение полномасштабного анализа, выполнение которого, однако, выходит за рамки тематики данной работы. Учитывая это обстоятельство, здесь была осуществлена лишь предварительная оценка влияния режимов работы на механические потери, сделанная не для всех, а только для наиболее энергоемких подшипников КШМ – коренных.

В ходе расчетов максимально учитывались изменения численных значений входных данных, отвечающие условиям работы дизеля на каждом из названных режимов. Основные изменения коснулись следующих входных величин: массива значений давления газа в цилиндре (индикаторная диаграмма); частоты вращения коленчатого вала; температуры масла; горячего зазора в подшипниках.

Результаты расчета показали существенный разброс значений общих механических потерь в коренных подшипниках на указанных режимах эксплуатации (рис.3.39).

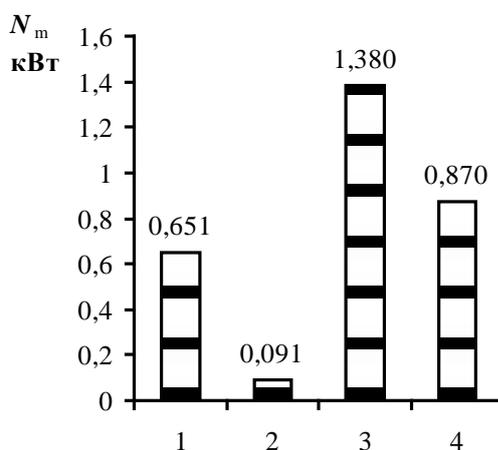


Рис.3.39. Механические потери в коренных подшипниках КШМ при различных режимах работы дизеля 2Ч10,5/12: 1 – номинальный режим; 2 – режим пуска; 3 – режим максимального крутящего момента; 4 – режим холостого хода

Наибольший уровень потерь на трение (1,380кВт) обнаружен на режиме максимального крутящего момента; наименьший (0,091кВт) – на ре-

[Оглавление](#)

жиме пуска. Обращает на себя внимание то, что механические потери на режиме холостого хода превысили таковые для номинального режима (0,87кВт против 0,651кВт).

Как показал анализ режимов смазки, основную роль в формировании представленного на рис.3.39 характера распределения механических потерь по режимам работы сыграли в большей степени скорость вращения коленчатого вала и температура масла, в меньшей степени – нагрузка (индикаторная диаграмма) и зазор в подшипниках. Так, резкое (более чем в два раза) увеличение потерь на трение в коренных подшипниках при переходе с номинального режима на режим максимального крутящего момента объясняется тем, что последний из названных режимов характеризуется меньшей частотой вращения ( $1400\text{мин}^{-1}$ ) и, одновременно, более высокой температурой масла ( $110^{\circ}\text{C}$ ) по сравнению с "номиналом" ( $2000\text{мин}^{-1}$  и  $90^{\circ}\text{C}$  соответственно). Для коренных подшипников одновременное снижение частоты вращения и повышение температуры масла приводит к резкому увеличению механических потерь, обусловленному перераспределением долей гидродинамического и смешанного трения в сторону уменьшения первого и увеличения второго (см. табл.11, рис. 3.32, рис.3.33). Значимое (на 33,6%) превышение механических потерь в коренных подшипниках на режиме холостого хода (0,87кВт) по сравнению с номинальным режимом (0,651кВт) имеет, в целом, те же причины: снижение гидродинамической и увеличение смешанной составляющей трения, вызванное падением скоростного (с 2000 до  $800\text{мин}^{-1}$ ) и температурного (с  $90$  до  $70^{\circ}\text{C}$ ) режимов работы подшипников.

### 3.6. Контрольные вопросы

1. В чем суть идентификации режимов трения по диаграмме Штрибека?
2. Напишите и прокомментируйте выражение для универсальной силы трения в сопряжениях ЦПГ и КШМ.
3. Поясните идентификацию режимов трения по критерию минимальной толщины слоя масла в сопряжении деталей.

4. Назначение, основные уравнения расчетной модели, входные и выходные данные программы PISTON.
5. То же для программы RING.
6. То же для программы BEARING.
7. На чем основывалась идентификация расчетных программ PISTON, RING и BEARING?
8. Каково процентное соотношение между механическими потерями на трение поршня и комплекта поршневых колец?
9. Оцените качественно влияние профиля РПК на механические потери и расход масла на угар.
10. Назовите наиболее и наименее энергозатратный (по критерию механических потерь) подшипник КШМ.

#### 4. Энергосберегающие моторные масла и трибологические составы

##### 4.1. Сущность антифрикционного действия энергосберегающих моторных масел, их ассортимент и классификация

Энергосбережение за счет смазочного материала, т.е. моторного масла, предполагает, что использование данного масла обеспечит меньшие потери на трение смазываемых этим маслом деталей и, как следствие уменьшения этих потерь, снижение расхода топлива на величину, превышающую погрешность измерения [[42, 96-98](#)].

Как указывается в работах [[40-45, 97, 98](#)], все большее распространение в двигателестроении получают масла с пологой вязкостно-температурной характеристикой, достигаемой сочетанием минеральной маловязкой основы с присадками-загустителями. Среди этой группы масел повышенной энергосберегающей эффективностью отличаются смазочные материалы, состоящие из загущенных минеральных или синтетических масел и маслорастворимых модификаторов трения, проявляющих антифрикционное действие в условиях предельных для обычного масла температур или нагрузок, т.е. при граничном режиме трения.

Анализ этих и ряда других работ [[99-101](#)] показывает следующее:

-современные энергосберегающие моторные масла и/или смазочные материалы на основе моторных масел и антифрикционных присадок очень различны по составу и механизму проявления служебных свойств, в большинстве случаев обладают последствием, что требует учета и, стало быть, особого подхода при выборе метода их испытаний;

-энергосберегающий эффект моторных масел лежит обычно в пределах 5...7% (по экономии топлива) и часто может быть не обнаружен, например, из-за высокой измерительной погрешности метода, особенно при испытаниях на полноразмерном ДВС;

-роль антифрикционных присадок в моторном масле в ряде случаев достаточно высока (до 12% снижения расхода топлива), но снижение меха-

нических потерь ограничено зонами высоких и предельных температур моторного масла.

«Формула» энергосберегающего моторного масла может быть представлена так: маловязкое моторное масло + модификатор трения. В качестве маловязкого моторного масла принято использование так называемого «зимнего» минерального моторного масла или синтетического моторного масла «летнего» класса вязкости на уровне SAE30. Модификатором трения могут служить различные эффективные антифрикционные присадки к моторному маслу, например, на основе дисульфида молибдена, проявляющие свое действие в граничном режиме трения.

В зависимости от типа применяемого модификатора трения, энергосберегающее моторное масло может иметь черный, янтарный или даже белый цвет (рис.4.1).



Рис.4.1. Вид свежего энергосберегающего моторного масла в стеклянном сосуде

Как следует из сопоставления диаграмм Штрибека (рис.4.2), снижение гидродинамического трения энергосберегающим маслом обеспечивает его малая вязкость (правая ветвь диаграммы), а подавление граничного трения – модификатор трения (левая ветвь диаграммы).

Энергосберегающие масла представлены в ассортименте практически всех известных производителей моторных масел. Мало того, наличие в ассортименте такого типа масел является неотъемлемым признаком так называемого бренда – всемирно известного производителя.

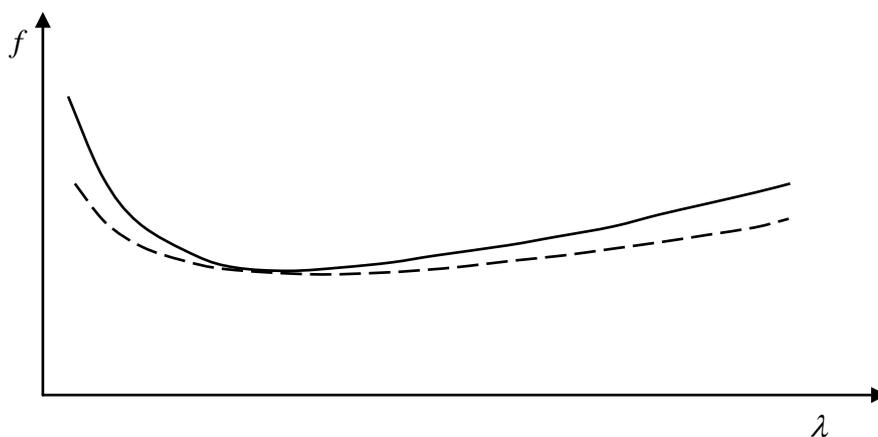


Рис.4.2. Диаграммы Штрибека для различных моторных масел: обычного (сплошная линия) и энергосберегающего (пунктирная линия)

Присутствуют энергосберегающие масла, как правило, в сегменте синтетических и полусинтетических продуктов. Минеральное моторное энергосберегающее масло встречается крайне редко. Основные вязкостные классы для энергосберегающих моторных масел это 0W-30, 5W-30, 10W-30, 5W-40; группы эксплуатации - API SL/CF и выше.

За рубежом энергосберегающие свойства моторных масел оценивают экономией топлива, определяемой при моторных стендовых испытаниях по методам Sequence VI или VI A для масел классов SH и SJ соответственно (стандарты ASTM RR D02 1204 и ASTM RR D02 1364). Испытания проводятся в течение 64ч на бензиновом двигателе General Motors (V-образный, шестицилиндровый, рабочий объем 3,8л). При получении определенной экономии топлива по сравнению с работой двигателя на эталонном моторном масле исследуемому маслу присваивается категория энергосберегающего – EC (Energy Conserving) – рис.4.3.

До августа 1997г. использовалась методика Sequence VI для сертификации масел категории API SH на уровни (степени) энергосбережения: API SH/EC - 1,5% экономии топлива и API SH/ECII - 2,7% экономии топлива по сравнению с эталонным маслом SAE 20W-30.

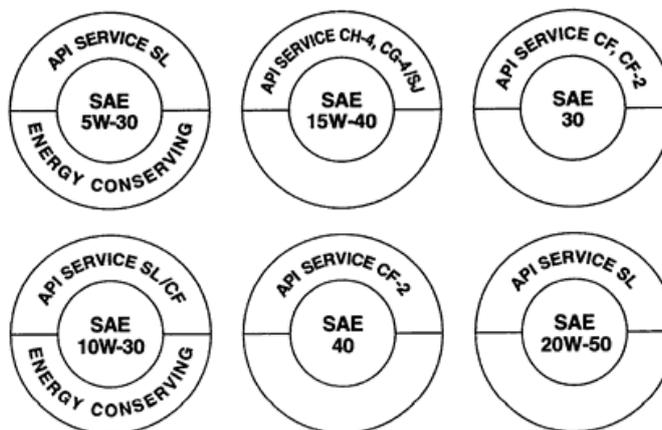


Рис.4.3. Сравнение маркировки энергосберегающих и обычных моторных масел

С 1 августа 1997г. экономия топлива определяется по новой методике Sequence VI A, согласно которой маслу может быть присвоена только одна степень энергосбережения - ЕС.

По классификации ILSAC (International Lubricant Standardization and Approval Committee – объединенный американо-японский комитет по стандартизации и допуску смазочных материалов для производителей автомобилей) при испытаниях на стандартизованном моторном стенде SEQ IIIЕ, масла группы GF-1, должны экономить не менее 1,5% бензина (ЕС I), а масла группы GF-2 не менее 2,3% (ЕС II) по сравнению с работой двигателя на эталонном масле класса вязкости SAE 15W-40. Масла категории ILSAC GF-3, GF-4 и GF-5 по определению должны быть энергосберегающими.

В рамках классификации ACEA (Association des Constructeurs Europeens d'Automobiles – ассоциация европейских производителей автомобилей) энергосберегающие масла маркируются как A1 (для бензиновых двигателей) и B1 (для дизелей).

Как отмечается в работе [102], ошибка при оценке энергосбережения только по контролю расхода топлива в общем случае может быть соизмерима со средними значениями достигаемой экономии топлива, которая в случае проверки моторных масел и антифрикционных присадок составляет, как правило, от 2 до 3%. Кроме того, высокие длительность, сложность, труднодо-

тупность и, главное, стоимость (для отечественных разработчиков моторных масел) испытаний по методам Sequence VI и VI A не позволяют признать их единственно возможным и оптимальным на сегодня вариантом квалификационной оценки энергосберегающих свойств моторных масел и антифрикционных присадок.

#### 4.2. Трибологические составы, представленные в России

Производителями трибологических составов, предназначенных для введения в готовые товарные формы моторных масел и автомобильных жидкостей, могут являться как известные фирмы-изготовители этих самых масел и жидкостей (Liqui Moly, Mannol и др.), так и, что встречается гораздо чаще, фирмы, специализирующиеся только на выпуске этих самых составов. Ниже в табл.1 Приложения приведены основные производители рассматриваемых присадок и краткие сведения об их продукции.

Надежный прогноз того, как будет в дальнейшем развиваться производство и применение трибологических составов, сделать весьма затруднительно. Можно лишь указать и попытаться прокомментировать на перспективу тенденции развития этих процессов за последние 15-20 лет.

Так, если в середине восьмидесятых годов количество различных трибологических составов, доступных к приобретению в сети автомагазинов, едва ли достигало десятка наименований, то в настоящее время, как это можно видеть из табл.1 Приложения, оно приближается к 40. Кроме того, только в последние 7-10 лет к ранее известным модификаторам трения добавились два новых класса трибологических составов – кондиционеры металла и реметаллизанты. Таким образом, за прошедшие годы четко прослеживается тенденция роста числа и вида данной продукции автохимии.

Прогноз темпов развития производства трибологических составов таков, что известные на сегодня торговые марки практически полностью «впитали» в себя все открытые и изученные к настоящему времени механизмы благоприятствующего воздействия на граничное трение (см. гл.1 данной работы), поэтому ожидать появления новых вряд ли придется.

Другим сдерживающим фактором будет, скорее всего, выступать падение спроса на этот вид продукции, вызванное расширением ассортимента действительно качественных моторных и трансмиссионных масел (в том числе и отечественных), появлением на российском авторынке и популярностью энергосберегающих моторных масел и масел, изначально (на стадии производства) содержащих те или иные трибологические составы. Нельзя также не учитывать и тот факт, что количество эксплуатируемых старых автомобилей, для которых применение трибологических составов наиболее оправданно и эффективно, неуклонно снижается.

Наиболее вероятной можно принять ситуацию, при которой на авторынке «выживут» и останутся только немногие, проверенные практикой (а, стало быть, базирующиеся на прочной научной основе), трибологические составы, которые при максимально высоком эффекте, будут обладать минимумом вредного воздействия на двигатель, автомобиль и окружающую среду.

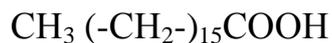
К таким веществам можно с полным основанием отнести металлические мыла.

#### 4.3. Металлические мыла как перспективная основа эффективных трибологических составов

С учетом приведенных в гл.1 результатов анализа технико-технологических решений, направленных на снижение интенсивности изнашивания деталей ЦПГ, перспективным видится повышение твердости не столько самой поверхности детали, сколько граничных пленок, ее покрывающих.

В работах, посвященных исследованию граничного трения [[1-5,12](#) и др.], показано, что среди большого числа веществ, применяемых для формирования защитных граничных пленок на смазываемых деталях, наилучшим сочетанием трибологической эффективности и безопасности (как для узла трения, так и для окружающей среды) обладают соли насыщенных кислот или так называемые металлические мыла. Как следует из результатов многочисленных исследований в области физики граничного трения, по совокуп-

ности низкого коэффициента трения и высочайшей осевой упругости граничной пленки лидирует стеариновая кислота:



и металлические мыла на ее основе – стеараты.

Граничные пленки стеаратов на поверхностях трения металлов являются химически адсорбированными, поэтому, в отличие от физически адсорбированных пленок большинства известных модификаторов трения, обладают высокой температурой плавления. По сравнению с другим типом также очень эффективных в трибологическом смысле граничных пленок - химически формируемых на основе хлора, серы или фосфора – металлические мыла коррозионно- и экологически совершенно не опасны: они часто используются в пищевых и косметических технологиях. Металлические мыла относятся к группе ПАВ и часто входят в состав функционального пакета присадок к моторным маслам, что указывает на их физико-химическую совместимость с последними.

Физически выдающиеся свойства металлических мыл вообще и стеаратов, в частности, объясняется следующим:

-снижение трения обуславливается как блокированием адгезионной составляющей граничного трения за счет плотной упаковки (экранирования) поверхностей слоем вертикально ориентированных молекул граничного слоя (являющихся диполями карбоксильных групп  $\text{COOH}$ ), наибольшей среди высших кислот длины молекулы ( $24 \cdot 10^{-6}$  м), существования плоскости легкого сдвига (плоскости спайности) по концевым метильным группам  $\text{CH}_3$ ;

-снижение изнашивания вызвано как высочайшей, соизмеримой по величине с алмазом, осевой молекулярной упругостью метиленовых групп  $\text{CH}_2$  (около  $0,4 \cdot 10^6$  МПа), так и упомянутой выше длиной молекулы (нормальное сопротивление сжатию-растяжению пропорционально кубу числа взаимодействующих групп, составляющих длину молекулярной цепи).

Среди металлов, наиболее пригодных для включения в состав металлического мыла, следует особо обратить внимание на Zn по следующим причинам:

-цинк относится к химически активным металлам, поэтому способен самостоятельно вступать в реакцию с насыщенными кислотами (главным образом, именно стеариновой кислотой);

-цинк обладает ярко выраженными антикоррозионными свойствами: его соединения блокируют этот характерный для ДВС вид изнашивания.

Основные физико-химические свойства (на примере стеарата цинка  $C_{17}H_{35}COOZn$ ):

-внешний вид: белый порошок;

-свободных жирных кислот:  $< 1\%$ ;

-зольность:  $13,7 \pm 0,5\%$ ;

-содержание влаги:  $< 0,5\%$ ;

-температура плавления:  $120 - 122^\circ C$ ;

-размер частиц:  $99\% < 71\mu m$ ;

-термостабильность: высокая.

Способность снижать трение и изнашивание металлов в присутствии как металлических мыл, так и собственно жирных насыщенных кислот хорошо известна и достаточно глубоко изучена физикой граничного трения.

Объяснение эффекта снижения трения и изнашивания у разных исследователей, использовавших свои модели и методы, естественно, различно. Однако, в основных положениях все авторы, в общем, едины, а в их гипотезах отсутствуют непримиримые противоречия. Эти основные положения сводятся к следующему:

1. На молекулярном уровне жирные кислоты (металлические мыла) в отличие от минеральных и синтетических масел являются ярко выраженными полярными веществами. Поэтому они обладают высокой адгезией к металлам и, главное, создают на поверхности металла строго ориентированные или упорядоченные структуры (молекулярный «частокол» или молекуляр-

ный «ворс»), состоящие из карбоксильных групп (COOH) - диполей, метиленовых звеньев (CH<sub>2</sub>) и метильных окончаний (CH<sub>3</sub>) –см. рис.4.4.

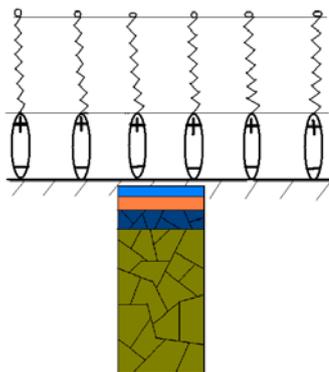


Рис.4.4. Схема упорядоченной структуры граничного слоя металлического мыла на поверхности металла

2. Упорядоченные структуры граничных слоев обладают анизотропией механических свойств, выражающейся в малом сдвиговом сопротивлении (незначительном трении) в касательном к поверхности металла направлении и высокой («алмазоподобной») упругостью по нормали к поверхности (значительная износостойкость).

3. С одной стороны, физический механизм легкого сдвига связан с незначительной энергией, которую приходится затрачивать на преодоление слабых (дисперсионных или лондоновских) сил, действующих между концевыми метильными группами (CH<sub>3</sub>-CH<sub>3</sub>). С другой стороны, напряжение сдвига по толщине слоя не является постоянным: оно убывает по мере удаления от твердой поверхности. Поэтому при тождественных свойствах двух трущихся поверхностей плоскостью наиболее легкого сдвига является метильная плоскость, как равноудаленная от обеих твердых поверхностей. Эта плоскость аналогично терминологии кристаллографии получила название плоскости спайности.

Дополнительно уменьшение трения при наличии металлических мыл в зоне контакта объясняют также увеличением площади, экранированной граничным слоем от прямого взаимодействия твердых тел. Для сравнения: коэффициент трения металлического мыла (стеарат кальция) составляет

0,022; одного из лучших модификаторов трения (дисульфид молибдена) – 0,032.

4. Наиболее вероятное объяснение высокой сопротивляемости изнашиванию при использовании металлических мыл состоит в том, что при сжатии граничного слоя малой толщины (50...100 молекулярных рядов или 100...200нм) включается механизм «атомной упругости» вертикальной цепи молекул с его ковалентной природой сил, что и обуславливает способность слоя развивать сверхвысокое сопротивление сжатию: модуль упругости имеет значительную величину порядка 30...60МПа. Указанная цифра соизмерима с уровнем действующих удельных нагрузок в основных парах трения ДВС.

5. Следует учитывать, что разрушение структурированного граничного слоя или дезориентация может вызываться повышением температуры сверх определенного предела, называемого температурой дезориентации -  $T_d$ . Установлено, что для химически неактивных металлов (Pt, Au) температура дезориентации  $T_d$  меньше температуры плавления самого металла  $T_m$ . Наоборот, для химически активных металлов (Zn, Cd)  $T_d > T_m$ . Это говорит о том, что молекулы металлического мыла достаточно прочно связываются с кристаллической решеткой металла, а граничный слой сохраняет свои свойства при рабочих температурах узлов трения ДВС.

6. Металлическое мыло может быть сформировано на поверхности трения металлов двумя путями: 1) в результате топохимической реакции металла поверхности с жирной насыщенной кислотой; 2) непосредственным введением металлического мыла в смазочный материал. Для осуществления первого способа необходимо присутствие щелочной среды, что трудно осуществить для условий смазки ДВС, где доминируют окислительные процессы. Вторым путем более приемлем, т.к. предполагает введение металлического мыла в систему смазки ДВС в виде трибологического состава.

Кстати, плохая растворимость металлических мыл в нефтепродуктах или в органических соединениях, входящих в состав моторных масел, пред-

ставляет собой большую проблему, настоятельно требующую своего решения: пока же металлические мыла входят в трибологические составы в виде склонного к осадкообразованию компонента коллоидного раствора. Это сдерживает их распространение, хотя бы по причине неприятного внешнего вида двухфазного вещества в прозрачной емкости и необходимости механического взбалтывания раствора перед применением.

#### 4.4. Контрольные вопросы

1. Какое моторное масло может быть отнесено к классу энергосберегающего?
2. Какой компонент (или какое свойство) определяет способность энергосберегающего моторного снижать трение?
3. Обозначьте классификацию энергосберегающего моторного масла по API, ILSAC и ACEA.
4. Сколько процентов снижения расхода топлива обеспечивает энергосберегающее моторное масло?
5. «Формула» энергосберегающего моторного масла.
6. Перечислите основные группы трибологических составов, представленных на авторынке России.
7. Дайте определение металлического мыла.
8. На чем основан физико-химический механизм антифрикционно-противоизносного действия металлических мыл?
9. Какой металл наиболее эффективен в снижении изнашивания при нахождении в составе металлического мыла?
10. Назовите основные проблемы применения металлических мыл в качестве компонента трибологического состава для моторного масла.

## 5. Методы измерений малых изменений механических потерь

Как указывалось выше в гл.1 данной работы, типовые или стандартизованные методы измерений абсолютных значений механических потерь в большинстве случаев позволяют отследить только достаточно большие изменения механических потерь: в относительном выражении превышающие 5...7%. Это относится к методам выбега, индицирования, отключения цилиндров и прокрутки. Метод оценки часового расхода топлива является более чувствительным, но он применим только к режиму холостого хода. Для сравнительной оценки изменений механических потерь по принципу «было стало» пригодные все из названных методов, но только при условии, что относительная разница сравниваемых значений механических потерь превосходит указанные выше 5..7%. В то же время, как следует из глав 2-4 данной работы, для таких конструктивно-технологических решений как макро- и микропрофилирование, применение покрытий, трибологических составов, энергосберегающих моторных масел снижение механических потерь, обычно, не превышает 3...10%, т.е. практически не подлежит измерению известными типовыми методами. Такая ситуация потребовала разработки специальных, более чувствительных, чем известные, методов измерения малых изменений механических потерь в поршневых ДВС.

### 5.1. Поршневой трибометр

В этом, не имеющем аналогов (пат. РФ №1712808 [[103-105](#)]), оборудовании, реализована модернизация известного способа упругой подвески цилиндра [[9, 71, 106-108](#)], выразившаяся в итоге в новый принцип измерения локальной силы трения.

Рассмотрим принцип измерения локальной силы трения, положенный в основу метода измерительных полос (далее – метод полос).

Если конструктивно выделить по длине цилиндра элемент, упруго связанный в осевом направлении с неподвижной опорой, то получим принципиальную схему метода полос, представленную на рис.5.1.

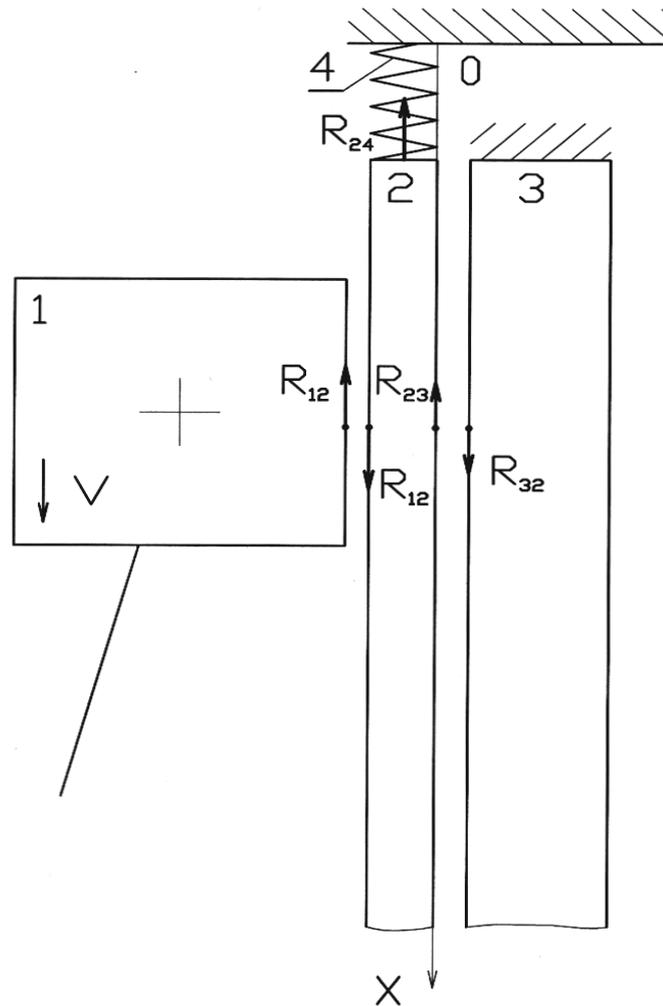


Рис.5.1. Принципиальная схема метода полос для измерения локальных сил трения в ЦПГ поршневых машин: 1 – поршень; 2 – полоса; 3 – цилиндр; 4 – упругая связь

Из этой схемы следует:

$$R_{12} \equiv R_{21};$$

$$R_{23} \equiv R_{32};$$

$$R_{24} = -kx,$$

где  $R_{12}$  – сила трения, приложенная к телу 1;  $R_{21}$  – реакция тела 2 на силу  $R_{12}$ ;  $R_{23}$  – сила трения, приложенная к телу 2;  $R_{32}$  – реакция тела 3 на силу  $R_{23}$ ;  $R_{24}$  – сила упругой связи, действующая на тело 2;  $k$  – жесткость упругой связи.

Рассматривая равновесие тела 2 под действием сил в направлении оси  $OX$ , получим:

$$R_{21} - R_{23} - R_{24} = 0,$$

откуда (без учета сил инерции, действующих на тело 2 при его движении) найдем зависимость для искомой силы трения:

$$R_{21} \equiv R_{12} = R_{24} + R_{23}. \quad (5.1)$$

Из выражения (5.1) можно заключить, что для определения силы трения тела 1 (поршня с кольцами) относительно тела 2 (полосы) достаточно измерять значения силы упругости  $R_{24}$  и силы трения в сопряжении полоса-паз цилиндра  $R_{23}$ .

Первое легко осуществляется путем регистрации осевых перемещений полосы  $x$  с последующим умножением на коэффициент  $k$ .

Второе – непосредственное измерение силы  $R_{23}$  – существенно усложнило бы реализацию метода, поэтому следует максимально снижать эту составляющую за счет конструкторско-технологических решений: специального профилирования и предельно точного соблюдения заданной геометрии сечения полоса-паз при изготовлении; снижения шероховатости; нанесения антифрикционных покрытий; гидростатического разделения поверхностей подачей масла под давлением в зазор полоса-паз и т.п. Другой путь – компенсация влияния силы  $R_{23}$  без измерения ее величины – состоит в определении характеристик упругой связи (коэффициента  $k$ ) с учетом действия на полосу силы  $R_{23}$ . Это достигается в процессе статической калибровки измерительного узла за счет создания нормального давления на полосу. Опытным путем было установлено, что сила трения носит характер статической силы, максимум которой достигается во время реверса хода поршня при остановке полосы. В период движения полосы, ввиду того, что скорость поршня намного больше скорости полосы, сила трения  $R_{23}$  в условиях гидростатического режима пренебрежительно мала по сравнению с силой  $R_{24}$ .

Условием перемещения полосы под действием силы трения поршневой группы является выражение

$$R_{21} \geq R_{24} + R_{23},$$

из которого следует, что при малых значениях силы трения в сопряжении полоса-паз  $R_{23}$  слишком высокая сила упругости  $R_{24}$  может существенно снизить уровень регистрируемых перемещений полосы или вообще устранить перемещение. Поэтому для осуществления регистрации силы трения  $R_{21}$  сила упругости  $R_{24}$  должна лежать в пределах

$$R_{21}^{\max} > R_{24} > R_{23}^{\max}.$$

Вероятность появления инерционных искажений при измерениях силы трения  $R_{21}$  согласно методу полос сводится к минимуму благодаря особенности метода – незначительной массе полосы (от 40 до 60г) и наличию вязкого сопротивления смазки в паре полоса-паз. Первая особенность обуславливает малость силы инерции по сравнению с силой трения  $R_{21}$ , вторая – как показали опыты – вызывает быстрое затухание свободных колебаний полосы, т.е. устраняет опасность резонанса.

На основе принципа измерения локальной силы трения при участии автора в МГТУ им. Н.Э. Баумана был разработан поршневой трибометр для оценки антифрикционных свойств смазочных материалов, общий вид которого показан на рис.5.2.



Рис.5.2. Общий вид поршневого трибометра согласно [103]

Трибометр прошел тщательную научную, методическую и метрологическую апробацию российского и международного уровня, защищен тремя патентами РФ. Измерительный комплекс на базе поршневого трибометра отмечен Серебряной медалью ВДНХ.

В целях преемственности с типоразмерным рядом существующего типового оборудования для химмотологических исследований в конструкции поршневого трибометра были использованы картер и КШМ от известной установки ПЗВ, используемой для оценки моющих свойств моторных масел согласно ГОСТ 5726-53. Показанный на рис.5.3 поршневой трибометр представляет собой малогабаритную поршневую машину размерностью D/S (диаметр и ход поршня)=52x52 мм, которая приводится от управляемого тиристорным преобразователем электромотора и работает по циклу двухтактного компрессора. Благодаря оригинальному измерительному узлу в ЦПГ и соответствующему программному обеспечению, данная установка в составе регистрирующе-вычислительного комплекса на базе современного персонального компьютера позволяет экспериментально определять в режиме реального времени с погрешностью не более 2% следующие параметры:

- частоту вращения коленчатого вала;
- температуру масла в картере и на стенке цилиндра;
- давление сжатия в цилиндре;
- мгновенную и среднюю силу трения в сопряжении поршень-цилиндр;
- мгновенный и средний коэффициент трения в указанном сопряжении;
- мощность, затрачиваемую на преодоление трения в ЦПГ.

Три первых из числа названных параметров служат для контроля режима испытаний, три последних – являются итоговыми трибологическими показателями объекта испытаний, в качестве которого могут быть любое моторное масло и/или присадка.

Для проведения испытаний на трибометре достаточно залить 200мл испытуемого смазочного материала в масляный картер установки, затем вывести ее на требуемый скоростной режим (частота вращения может изменяться от 300 до 2500мин<sup>-1</sup>) и снять путем нажатия клавиши «Ввод» на клавиатуре компьютера показания, результаты обработки которых мгновенно появляются на дисплее.

Мгновенная сила и коэффициент трения, а также оригинальный сигнал пьезодатчиков силы трения в виде графиков, развернутых по углу поворота коленчатого вала, выводятся на дисплей обрабатывающего компьютера. Твердые копии отображения экрана используются для последующего анализа результатов и как протоколы испытаний (рис.5.3).

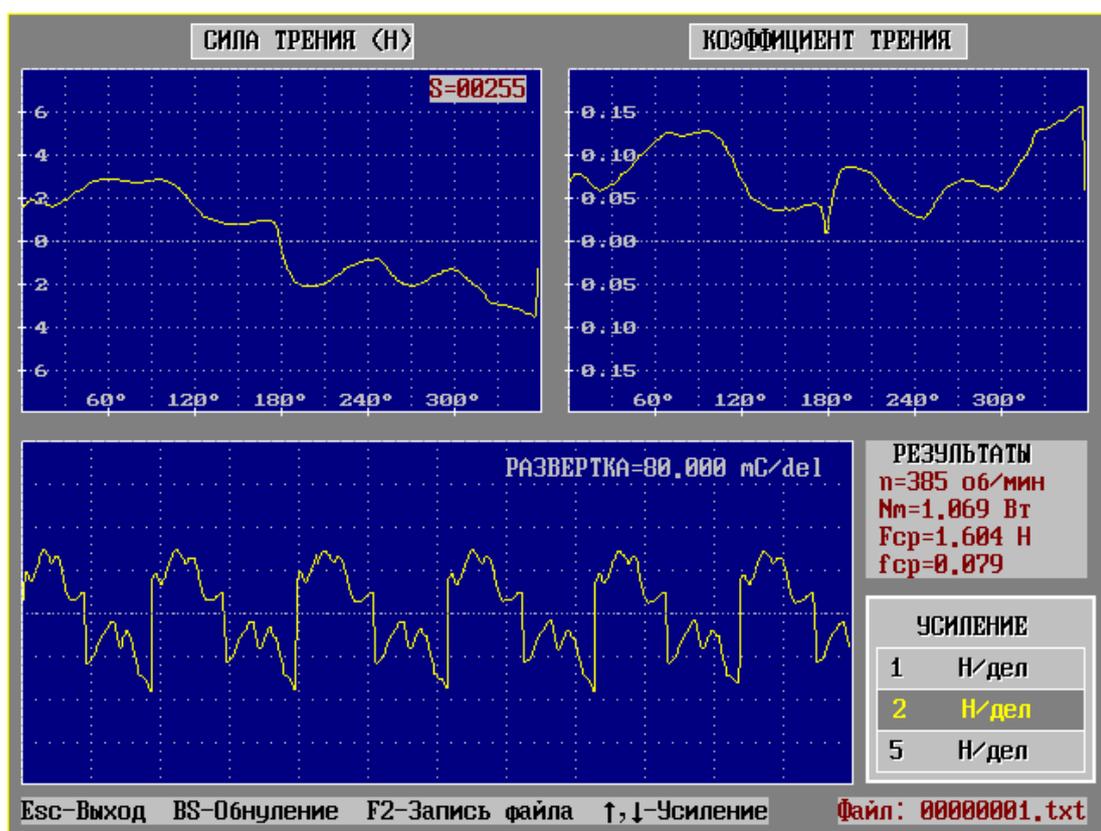


Рис.5.3. Копия отображения экрана компьютера поршневого трибометра, содержащая информацию об измеренных параметрах трения

Согласно схеме на рис.5.4 сущность измерения сил трения в сопряжении поршень-цилиндр поршневого трибометра сводится к следующему.

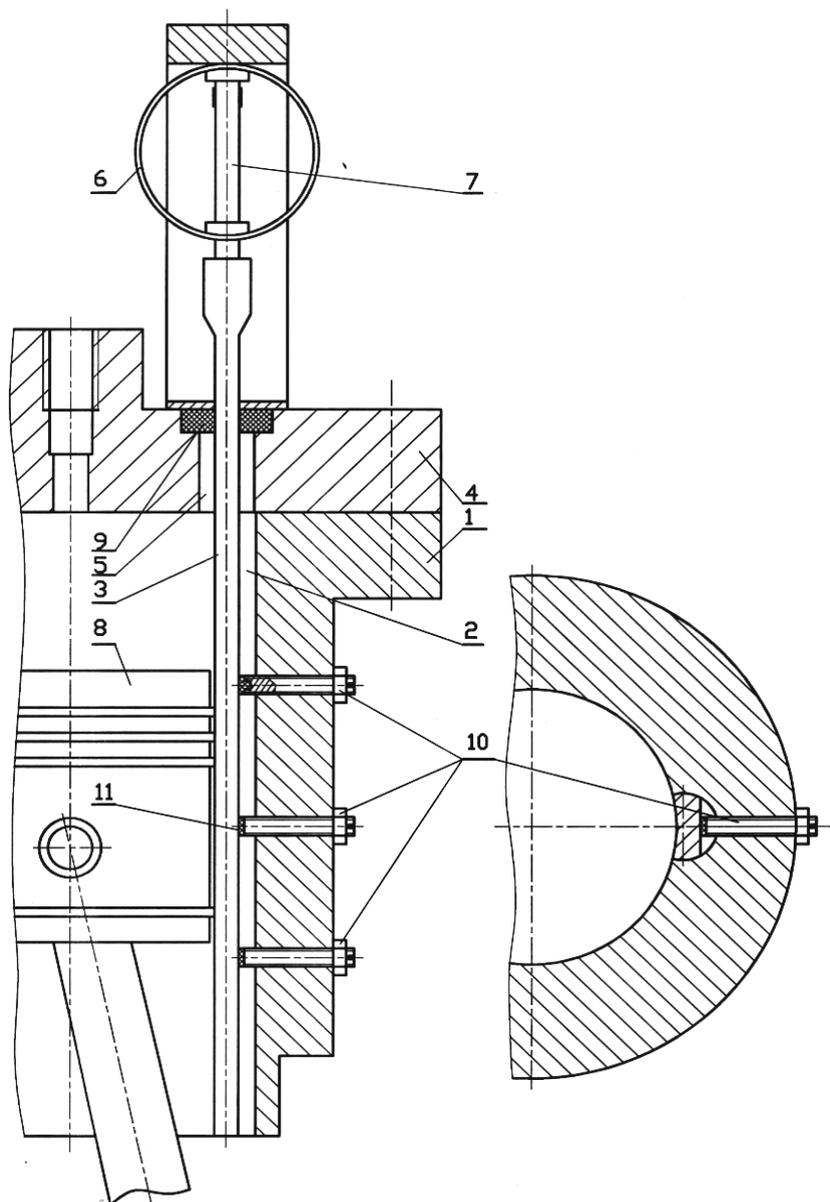


Рис.5.4. Измерительный узел поршневого трибометра [103]

В цилиндре 1 имеются продольные пазы 2, содержащие полосы 3 круглого сечения, обработанные заподлицо с зеркалом цилиндра. Концы полос 3, обращенные к головке цилиндра 4, пропущены через отверстия 5 и жестко связаны с упругими кольцами 6. Эти кольца сжимают пьезоэлектрические первичные преобразователи 7, служащие для выработки сигнала, пропорционального искомой силе трения на полосе 3 при движении поршня 8.

Уплотнение зазора полоса 3 - отверстие головки 4 осуществлено с помощью втулок 9, выполненных из термостойкого антифрикционного эластомера. Снижение сил трения в сопряжении полоса 3 - паз 2 и одновременно регулировка выступания полос над зеркалом цилиндра 1 (компенсация износа) осуществляется винтами 10, имеющими антифрикционные накладки 11.

Устройство снабжено автономной системой подачи смазочного материала к парам трения поршень-цилиндр, полоса-паз. Во время испытаний осуществляется электроподогрев стенок цилиндра и смазочного материала в картере, контроль температуры масла и давления сжатия воздуха в цилиндре.

Взаимозаменяемость полос позволила снизить вероятность эффекта последствия исследуемых присадок, уменьшив тем самым методическую погрешность измерений.

Отсутствие торцовых поверхностей полос в зазоре цилиндр-головка устранило причину искажения сигнала действием газовой силы, а удаление преобразователей силы из зоны трения повысило надежность и точность измерений. Благодаря этому погрешность экспериментального определения локальных сил трения с помощью поршневого трибометра не превысила  $\pm 5\%$ .

Ниже даны сравнительные результаты измерений локальных сил трения с помощью поршневого трибометра, из которых следует, что трибометр позволяет различать разницу силы трения моторных масел соседних групп вязкости (рис.5.5).

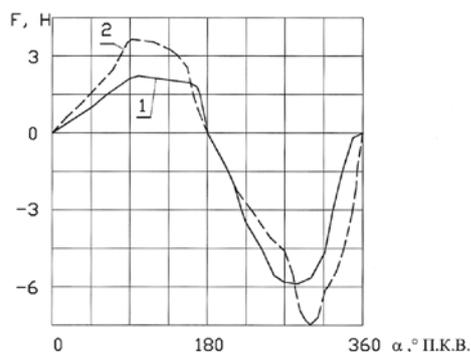


Рис.5.5. Влияние вязкости моторного масла на локальную силу трения в цилиндре поршневого трибометра: 1 – моторное масло М-8Г<sub>2</sub> (кинематическая вязкость – 8сСт при 100°С); 2 – моторное масло М-10Г<sub>2</sub> (кинематическая вязкость – 10сСт при 100°С)

При наличии массива экспериментальных значений сил трения указанные условное давление и мощность механических потерь могут быть определены по зависимостям:

$$p_m = \frac{1}{V_h} \sum_{i=1}^{i=m} |F_i| \Delta S_i;$$

$$N_m = \frac{p_m \pi R^3 n}{15},$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра трибометра;  $i$  – номер замера локальной силы трения;  $m$  – число измеренных значений силы трения за рабочий цикл;  $F$  – измеренное значение локальной силы трения;  $\Delta$  – приращение величины;  $S$  – ход поршня;  $R$  – радиус кривошипа;  $n$  – частота вращения коленчатого вала.

В табл.12 приведены значения среднего условного давления механических потерь как результатов экспериментального измерения локальных сил трения на поршневом трибометре при условиях испытаний:  $n=1660 \text{ мин}^{-1}$ ;  $t_m=110^\circ\text{C}$ ;  $p_r=60 \text{ кПа}$ .

Таблица 12

Сравнение механических потерь в ЦПГ поршневого трибометра при использовании различных смазочных материалов

Смазочный материал	$p_m$ , кПа	$\Delta p_m$	
		кПа	%
М-11 (база)	41,5	0,0	0,0
База + Фриктол	27,0	-14,5	-34,9
М-8Г <sub>2</sub>	36,5	-5,0	-12,0
М-10Г <sub>2</sub>	39,0	-2,5	-6,0
Доверительный интервал погрешности измерений $\pm 5\%$			

Примечание: Фриктол – антифрикционная присадка к моторным маслам.

Из графиков, полученных при испытаниях смазочных материалов на поршневом трибометре, четко различима значимая разница между сравниваемыми смазочными материалами (рис.5.6).

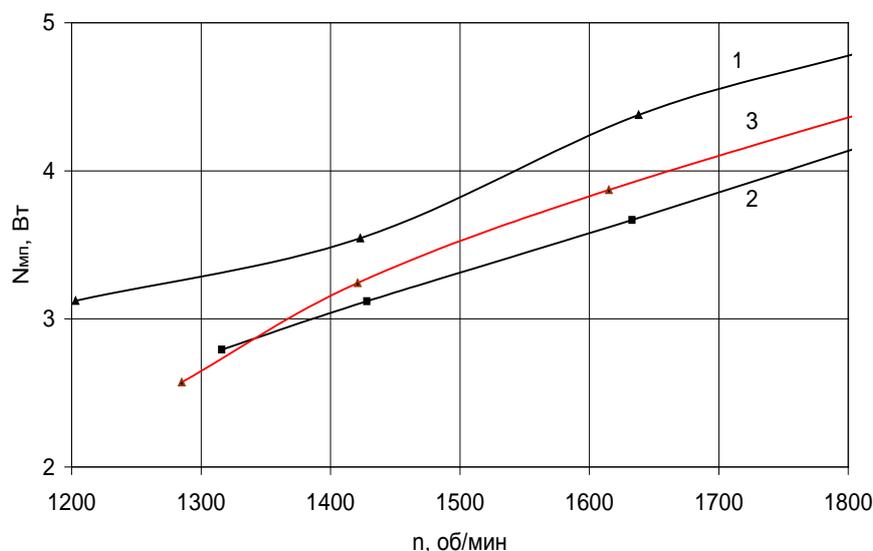


Рис.5.6. Характеристики механических потерь поршневого трибометра при использовании различных смазочных материалов: 1 – база сравнения, 2 – объект испытаний, 3 – аналог

## 5.2. Измерение моментов трения

Моменты трения возникают в сопряжениях упорных и цилиндрических подшипников поршневых машин. Так как момент трения есть реакция опоры на вращение вала, то очевидным принципом определения момента трения является измерение указанной реакции.

Для осуществления измерения вся опора (корпус подшипника) или ее часть (вкладыш, втулка, кольцо), составляющая с валом интересующую исследователя пару трения, должна получить возможность поворачиваться относительно оси вала под действием момента трения  $M$ , определяемого разницей между крутящим моментом  $M_K$  и моментом трения подшипника качения  $M_{П}$ , специально вводимого между валом и опорой (рис.5.7):

$$M = M_K - M_{П}. \quad (5.2)$$

Для решения задачи измерения малых моментов трения или определения малых изменений моментов трения, вызванных, например, примени-

ем антифрикционных присадок в моторных маслах. следует максимально снизить паразитное трение между опорой и втулкой. Это достигается применением подшипников в указанном сопряжении. В качестве подшипников используют шариковые и роликовые (игольчатые) узлы трения качения, а также применяют гидростатический способ разделения сопряженных поверхностей вала и опоры.

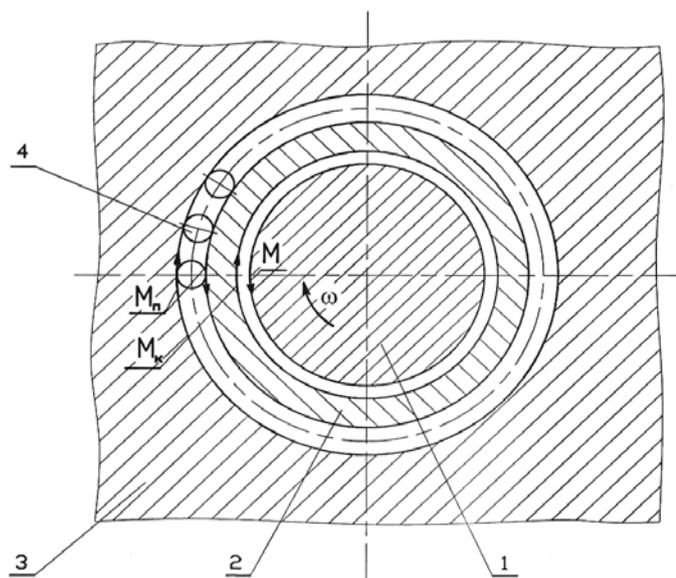


Рис.5.7. Принципиальная схема измерения момента трения вала по реакции подвижного участка подшипника: 1 – вал; 2 – подвижный участок подшипника (втулка); 3 – неподвижная часть подшипника (корпус); 4 – шарикоподшипник

Учет трения качения в подшипниках выполняют в процессе калибровки измерительного узла, когда устанавливают соответствие между приложенным к подвижному участку опоры моментом и угловым перемещением этого участка относительно неподвижной опоры (корпуса) подшипника скольжения.

Угловое перемещение, пропорциональное искомому моменту трения, измеряют с помощью первичных преобразователей, чаще всего тензо- или пьезоэлектрического типа.

Из выражения (5.2) следует, что принцип измерения реакции опор может быть использован также для определения собственно крутящего мо-

мента вала. На этом, кстати, основано измерение крутящего момента ДВС балансирными тормозными машинами.

Применение описанного выше принципа измерения моментов показано на примере устройства, выполненного под руководством автора в поршневом компрессоре бытового холодильника (рис.5.8).

Вал 1, вращаясь в отверстии неподвижной рамы 2 под действием крутящего момента электродвигателя, вызывает появление моментов трения в упорном и цилиндрическом подшипниках скольжения (на торцовом и цилиндрическом участках поверхности вала).

Для измерения крутящего момента и моментов трения применено кинематическое отделение статора 3, а также участков поверхности рамы 2 (в виде кольца 4 и втулки 5) от неподвижной опоры-рамы 2. В этом случае при вращении вала 1 статор 3 под действием реактивного момента электромагнитных сил поворачивается относительно оси вала 1 на угол, пропорциональный величине крутящего момента. Ограничение поворота упругим элементом 6 вызывает в последнем деформацию изгиба, регистрируемую датчиками 7.

Аналогично измеряются моменты трения в упорном и цилиндрическом подшипниках, подвижные участки которых связаны с рамой 2 с помощью упругих элементов 8 и 9 соответственно.

Так, трение между фланцем 10 вала 1 и кольцом 4 вызывает поворот последнего относительно рамы 2 и деформирует тем самым упругий элемент 8, связанный с датчиком силы 11. Трение в цилиндрическом подшипнике обуславливает поворот втулки 5 относительно рамы 2, сопровождаемый деформацией упругого элемента 9. Эта деформация преобразуется с помощью датчика 12 в сигнал момента трения в цилиндрическом подшипнике.

Для снижения трения между кинематически отделенными от неподвижной рамы 2 участками и обеспечения соосности их вращения относительно оси вала 1 используются шариковые 13, 14 и игольчатые 15 подшипники.

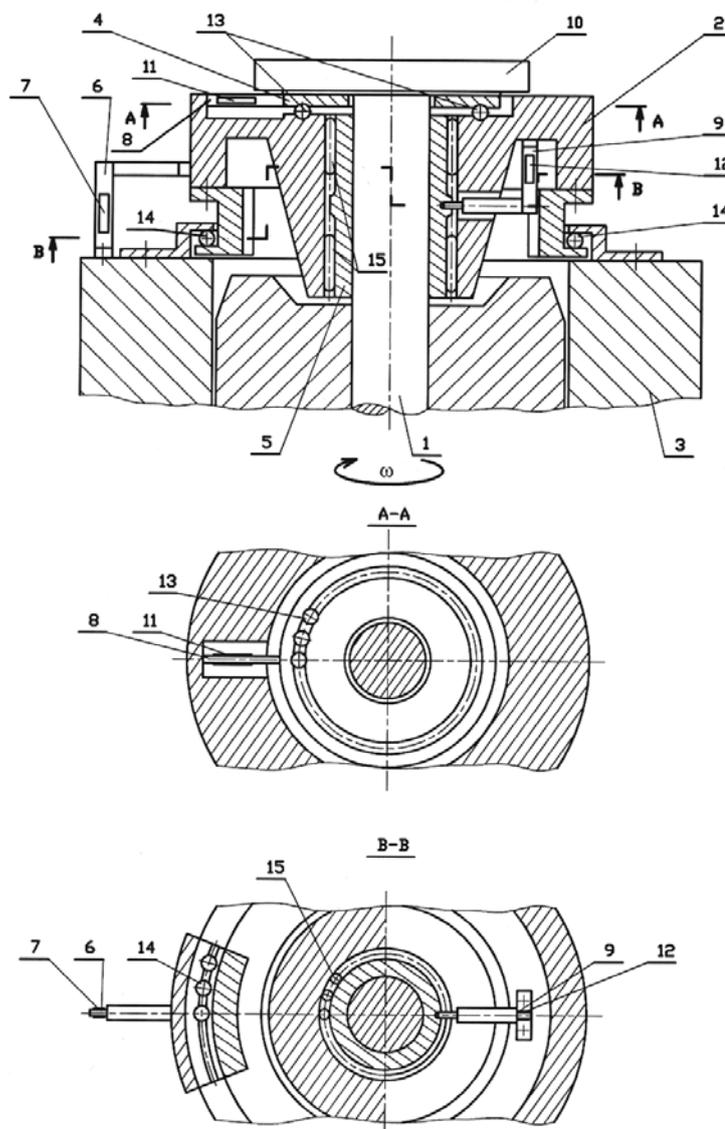


Рис.5.8. Устройство для измерения крутящего момента и моментов трения в подшипниках приводного вала электродвигателя поршневого компрессора

В работе [109] описано устройство и приведены результаты измерений момента трения в коренном подшипнике коленчатого вала ДВС. Для осуществления измерений было применено кинематическое отделение части поверхности трения подшипника с неподвижной опорой – крышкой коренного подшипника. В качестве подвижной детали использовалась втулка, установленная на шарикоподшипниках в расточенном отверстии корпуса коренного подшипника и связанная с последним через силоизмерительный элемент (рис.5.9).

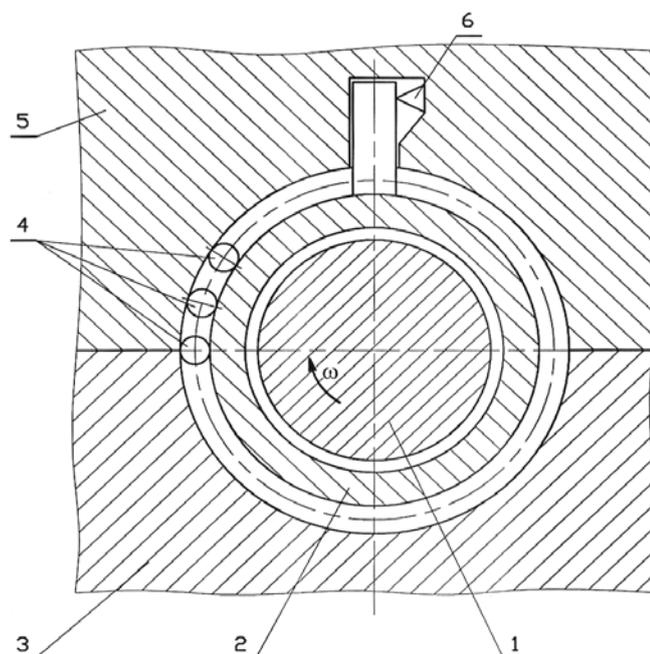


Рис.5.9. Устройство для измерения момента трения в коренном подшипнике коленчатого вала ДВС согласно [109]: 1 – коренная шейка вала; 2 – втулка; 3 – основание подшипника; 4 – шарикоподшипник; 5 – крышка подшипника; 6 – датчик силы

Измерениями с помощью этого устройства было оценено влияние температуры масла и охлаждающей воды на момент трения в коренном подшипнике, а также установлен характер изменения данного момента в течение рабочего цикла ДВС (рис.5.10).

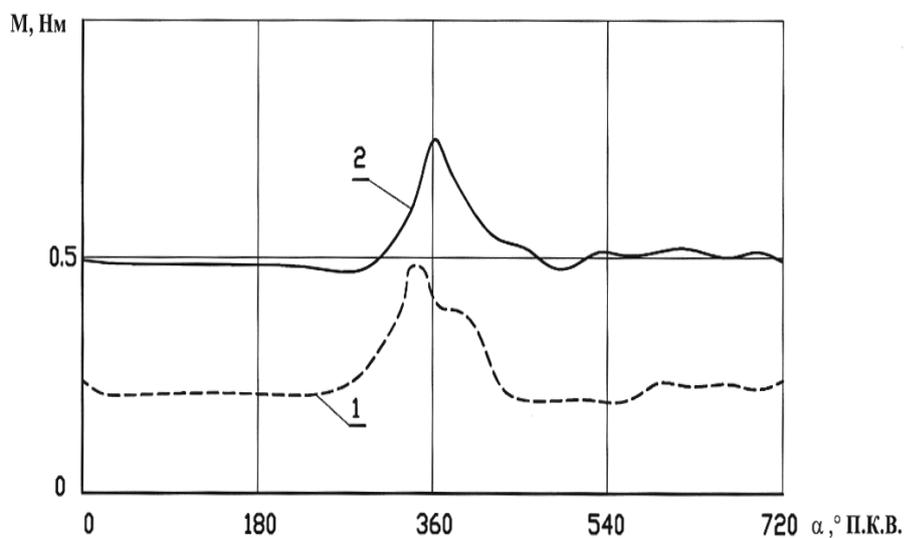


Рис.5.10. Результаты измерения момента трения в коренном подшипнике коленчатого вала ДВС устройством согласно [109]: 1 –  $t_m=90^{\circ}\text{C}$ ; 2 –  $t_m=45^{\circ}\text{C}$

### 5.3. Температурные поля цилиндра

Теоретические основы метода оценки механических потерь по замеру обусловленной трением температуры стенки цилиндра, представлены в гл.1 данной работы. Из этих положений получены выражения (1.45)-(1.47), связывающие мощность механических потерь с температурой стенки цилиндра при прокручивании двигателя без сгорания, сжатия и охлаждения. Однако для условий сравнительных испытаний по принципу «было-стало» определять абсолютное значение мощности механических потерь по температуре стенки цилиндра нет необходимости: достаточно сравнить собственно распределение температур (температурные поля) в сходственных точках стенки цилиндра для базы и объекта испытаний.

Там же было показано, что значение разницы или абсолютной погрешности измерения истинной температуры трения с помощью термопары в глубине стенки цилиндра (на расстоянии 3мм от зеркала цилиндра при толщине стенки 8мм) оказалось менее  $1^{\circ}\text{C}$  или, в относительном выражении погрешности, примерно 1%. Таким образом, при относительной погрешности расчета температуры трения по формуле (1.47) в 1,6% совокупная погрешность метода может быть оценена в 2,6%, что намного меньше погрешностей типовых методов определения механических потерь. Приведенные соображения говорят о том, что метод замера температуры цилиндра может оказаться гораздо более чувствительным к малым изменениям механических потерь, чем ранее известные методы.

Как следует из вышеприведенного, замер температуры трения вполне допустимо выполнять, используя установку спая термопары на расстоянии от зеркала 1-3мм от зеркала цилиндра. Например, для снятия температурных полей цилиндра малоразмерного дизеля с воздушным охлаждением 1Ч 8,0/8,5 (ТМЗ-450Д) в его (цилиндра) стенку на расстоянии 1мм от внутренней поверхности было установлено 12 термопар типа Х-К, схема расположения которых представлена на рис.5.11 и в табл.13. При проведении данного испытания штатный вентилятор отключался, а сжатие воздуха в цилиндре уст-

ранялось удалением форсунки и свечи подогрева в головке цилиндров. В этом случае тепловое состояние цилиндра при прочих равных условиях определялось исключительно тепловыделением от трения в ЦПГ.

Перед проведением каждого испытания по замеру температурных полей двигатель охлаждался внешним вентилятором до уровня температуры окружающего воздуха (контроль вели по температуре масла в масляном картере, которую снижали путем внешнего охлаждения в каждом случае до  $30^{\circ}\text{C}$ ). После этого двигатель выводился на заданную частоту вращения, и производилась непрерывная запись температур контрольных точек. Сигналом окончания замеров служило достижение стабилизации теплового состояния цилиндра по всем 12-и точкам замера (ситуация равенства между количеством подводимого и отводимого тепла трения). Среднее время стабилизации температурного состояния на каждом скоростном режиме при испытаниях масел составило около 15 мин.

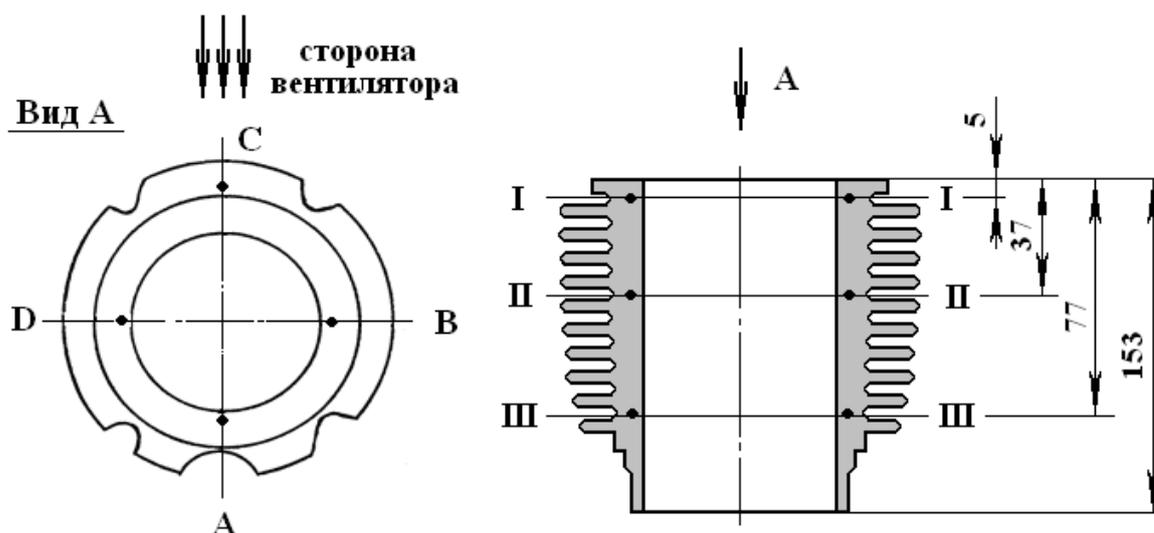


Рис.5.11. Схема расположения термодпар в стенке цилиндра дизеля ТМЗ-450Д; С-А – плоскость коленчатого вала; В-Д – плоскость качания шатуна

Таблица 13

Расположение термопар по поясам и сечениям цилиндра дизеля ТМЗ-450Д

Пояса цилиндра	Номера термопар в сечениях цилиндра			
	A	B	C	D
I - I	1	2	3	4
II - II	5	6	7	8
III - III	9	10	11	12

Аналогичным образом был подготовлен к замеру температур, обусловленных работой сил трения, цилиндр автомобильного дизеля с жидкостным охлаждением 8Ч 11/11,5 (ЗИЛ-645).

Результаты измерений температурных поле от трения поршней с кольцами дизеля 8Ч 11/11,5 четко показали, что метод настолько чувствителен, что позволяет «различать» изменения в профиле юбки поршня и разницу в  $200\text{мин}^{-1}$  скоростного режима двигателя (рис.5.12).

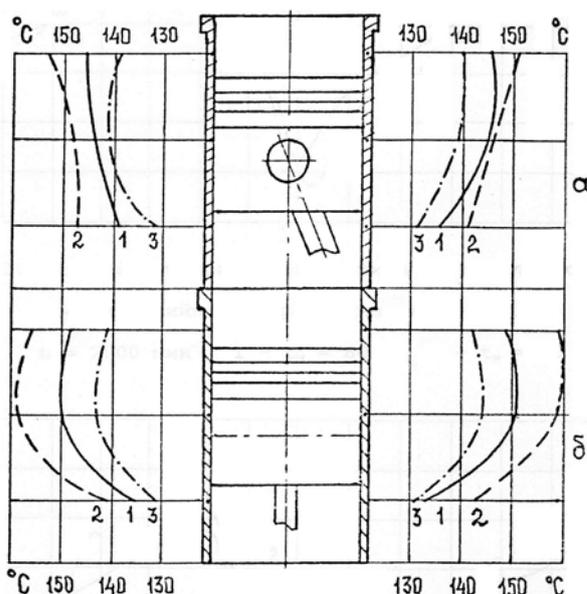


Рис.5.12. Температурные поля цилиндра дизеля 8Ч 11/11,5 в режиме прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения: *а* – плоскость качания шатуна; *б* – плоскость коленчатого вала; 1 - бочкообразный поршень при  $n=1000\text{мин}^{-1}$ ; 2 – то же при  $n=1200\text{мин}^{-1}$ ; 3 - двухопорный поршень при  $n=1000\text{мин}^{-1}$

При сравнительных испытаниях энергосберегающих моторных масел на двигателе ТМЗ-450Д метод температурных полей цилиндра оказался гораздо более (от 2 до 10 раз) чувствительнее к малым изменениям механических потерь, чем стандартные методы прокрутки и расхода топлива [50].

#### 5.4. Комплексная методика испытаний

Концепцией данной комплексной (трехэтапной) методики было выбрано выполнение при испытаниях по оценке механических потерь условий высокой чувствительности измерений, их взаимосвязанности, последовательности и постепенного нарастания уровня сложности с одновременным сокращением числа объектов испытаний при переходе от этапа к этапу.

##### Этап 1. Машина трения

##### 1. Цель испытаний

1.1. Оценка антифрикционных свойств.

1.2. Определение противоизносных свойств.

1.3. Совокупная оценка триботехнических (антифрикционных и противоизносных) свойств – определение триботехнического рейтинга.

##### 2. Объект испытаний

2.1. Жидкие смазочные материалы (моторные, промышленные масла, специальные жидкости и т.п.).

2.2. Присадки и добавки, предназначенные для введения в жидкие смазочные материалы.

2.3. Конструкционные материалы и покрытия.

##### 3. Средство испытаний

Стандартная машина трения вращательного действия, содержащая смазываемую пару образцов типа вращающийся диск - неподвижная колодка (модели 2070 СМТ-1, СМЦ-2, УМТ-1, МИ-6 и др.).

##### 4. Пара трения (применительно к машине трения типа МИ-6)

Пара трения представляет собой две детали, находящиеся в смазываемом фрикционном контакте конформного (антифрикционные испытания) или неконформного (противоизносные испытания) типа (рис.5.13).

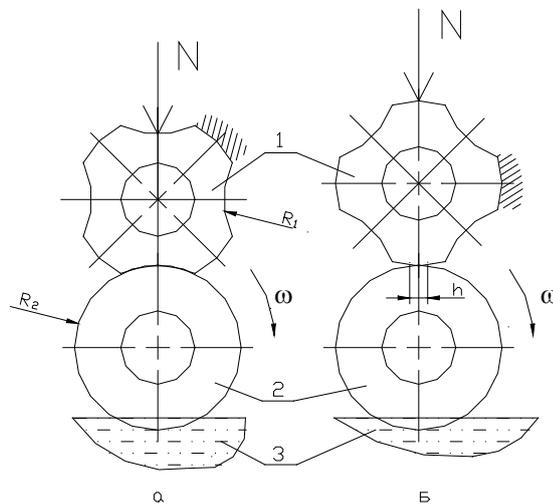


Рис.5.13. Эскиз пары трения машины МИ-6 при антифрикционных (а) и противоизносных (б) испытаниях: 1- верхний образец (колодка); 2- нижний образец (диск); 3- смазочный материал

Нижний образец (диск) является вращающимся, верхний (колодка) – неподвижным. Смазка фрикционного контакта пары трения осуществляется смачиванием вращающегося диска, погруженного во время работы в масляную ванну. Материал деталей пары трения определяется в каждом случае задачами эксперимента (т.е. может быть и объектом испытаний).

#### 5. Задаваемые параметры

Переменные:

- 1) угловая скорость вращения нижнего образца (диска);
- 2) нормальная нагрузка на пару трения;

Постоянные:

- 1) площадь фрикционного контакта образцов (вычисляется как площадь проекции зоны конформного фрикционного контакта верхнего образца на нижний);
- 2) радиус верхнего и нижнего образца соответственно;
- 3) кинематическая вязкость смазочного материала при  $100^{\circ}\text{C}$ .
- 4) время работы на площадке нагружения (при постоянной нагрузке) в ходе антифрикционных и износных испытаний соответственно.

#### 6. Регистрируемые параметры

Переменные:

1) температура смазочного материала в зоне фрикционного контакта  $^{\circ}\text{C}$ ;

2) момент трения в сопряжении смазываемых образцов;

Постоянные:

3) ширина полосы износа на поверхности верхнего образца (колодки).

7. Вычисляемые параметры

Постоянные:

1) относительная износостойкость смазываемых образцов (при необходимости);

2) итоговое место (рейтинг) смазочного материала по совокупности антифрикционных и противоизносных свойств.

Переменные:

1) коэффициент трения пары смазываемых образцов;

2) динамическая вязкость смазочного материала в зоне фрикционного контакта;

3) параметр нагруженности пары трения (число Герси).

8. Последовательность действий

8.1. Оценка антифрикционных свойств.

8.1.1. Установить на машину трения пару образцов (вращающийся диск и неподвижную колодку) так, чтобы выполнялось условие конформности геометрии контакта (см. рис.5.13а).

8.1.2. Заправить масляную ванну исследуемым смазочным материалом.

8.1.3. Включить машину трения и, установив минимальные значения частоты вращения и нагрузки (вес каретки), обкатать пару трения до стабилизации значений температуры и момента трения в зоне фрикционного контакта. Зафиксировать время обкатки в протокол испытаний.

8.1.4. Установить номинальную частоту вращения и нагрузку, соответствующую  $1/4N^{max}$ .

8.1.5. Далее работать в режиме ступенчатого нагружения с шагом по нагрузке  $1/20N^{max}$  и ранее выбранным временем работы на каждой ступени (как правило, в течение не более 3 мин). В конце и начале каждой ступени фиксировать в протоколе испытаний следующие параметры:

- 1) нагрузку;
- 2) момент трения;
- 3) температуру в зоне фрикционного контакта.

8.1.6. После окончания работы на последней ступени нагружения, соответствующей  $N^{max}$ , остановить машину трения.

## 8.2. Оценка противоизносных свойств.

8.2.1 Перевести (и зафиксировать) верхний образец (колодку) в положение неконформного фрикционного контакта как показано на рис.5.13б.

8.2.3. Включить машину и при номинальной частоте вращения установить нагрузку  $N^{max}$ .

8.2.4. Проработать в этом режиме в течение времени обкатки (по предварительным данным около 30 мин), отметить в конце испытаний температуру в зоне фрикционного контакта.

8.2.5. Остановить машину, освободить верхний образец и, поставив его путем поворота на оси в удобное для осмотра положение, измерить и записать в протокол испытаний значение ширины полосы износа.

## 9. Обработка результатов эксперимента

### 9.1. Определение коэффициента трения

Производится косвенным путем по формуле

$$f = \frac{2M}{(R_1 + R_2) \cdot N}$$

на основе экспериментально находимого момента трения  $M$  и задаваемой нормальной нагрузки на образцы  $N$ .

### 9.2. Расчет параметра нагруженности (числа Герси)

$$\lambda = \frac{\mu \omega A}{N},$$

где динамическая вязкость смазочного материала  $\mu$  определяется экспериментально-расчетным путем на основе измеренного значения температуры в зоне фрикционного контакта  $t$  и задаваемой (исходной) кинематической вязкости при  $100^{\circ}\text{C}$  -  $\nu_{100}$ . Для расчета параметра  $\mu$  используется эмпирическая зависимость, предложенная в работе [110]:

$$\mu = (\nu_{100} + 11)10^{-2} \exp[-0,001(40 - 0,5\nu_{100})t] + (4\nu_{100} - 10)10^{-4}.$$

Задаваемые, регистрируемые и вычисляемые показатели заносятся в протокол испытаний, рекомендуемая форма которого приведена в табл.14.

Таблица 14

Протокол испытаний

№ ступени	Нагрузка $N$ , Н	Момент трения $M$ , Н·м	Температура трения $t$ , $^{\circ}\text{C}$	Вязкость динамическая $\mu$ , Па·с	Коэффициент трения $f$	Число Герси $\lambda$
1						
2						
...						

### 9.3. Построение кривой Штрибека

Сводится к нанесению в координатных осях  $f$  -  $\lambda$  и последующему соединению плавной кривой точек функции  $f = \varphi(\lambda)$ . Практика показывает, что для удобства представления значений коэффициента трения и числа Герси (в виде целых чисел) на шкалах графика целесообразно ввести понижающие множители:  $10^{-2}$  – для коэффициента трения и  $10^{-7}$  – для числа Герси.

### 9.4. Оценка антифрикционных свойств

Выполняется путем сопоставления в одних координатных осях двух и более кривых Штрибека для исследуемых и базового смазочных материалов. Выбор базового смазочного материала определяется в каждом случае целями исследования. Для корректного сопоставления кривых используют доверительный интервал  $I_f$  погрешности измерений, представляющий собой удво-

енную абсолютную погрешность определения коэффициента трения:  $I_f = 2\Delta f$ .  
 Пример расчета абсолютной погрешности нахождения коэффициента трения дан ниже. Разница сравниваемых параметров для данного числа Герси считается значащей лишь при отсутствии перекрытия соответствующих доверительных интервалов.

Кроме того, для каждой из трех характерных зон трения (граничное, смешанное и гидродинамическое трение) определяется среднее значение коэффициента трения по формуле:

$$f_{i,j,k}^{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n f_{i,j,k}}{n},$$

где  $i, j, k$  – признак режима трения (граничное, смешанное или гидродинамическое);  $n$  – количество точек замера, попавших в соответствующий режим трения.

Исходя из вышеприведенных частных находят общий за испытание средний коэффициент трения пары для данного смазочного материала

$$f^{cp} = \frac{1}{m} (f_i^{cp} + f_j^{cp} + f_k^{cp}),$$

где  $m$  – количество режимов трения, идентифицированных по кривой Штрибека для данного смазочного материала.

## 9.5. Расчет абсолютной погрешности измерений коэффициента трения (на примере машины трения МИ-6)

### 1) Погрешности прямых измерений

Прямые измерения состоят в считывании показаний со шкалы прибора или измерительного средства (линейки нагрузочного устройства, шкалы момента трения, штангенциркуля и т.п.). С учетом известных рекомендаций теории погрешностей погрешность прямых измерений определяю, используя диапазон измерений и половину цены деления соответствующей шкалы (в

качестве абсолютной погрешности): нагрузка  $N$ ; момент трения  $M$ ; средний радиус образцов  $R$ .

Тогда, оценивая относительные погрешности как частное от деления абсолютной погрешности на диапазон измерения, имеем:

$$\delta N = \pm (\Delta N / N^{max}) \cdot 100\%;$$

$$\delta M = \pm (\Delta M / M^{max}) \cdot 100\%;$$

$$\delta R = \pm (\Delta R / R^{max}) \cdot 100\%.$$

## 2) Погрешности косвенных измерений

Косвенным путем, т.е. на основе расчета с использованием результатов прямых измерений, определяется итоговый параметр: коэффициент трения  $f$ . Относительная погрешность нахождения этой величины вычисляется как сумма предельных (взятых по модулю) относительных погрешностей составляющих:

$$\delta f = \pm (|\delta N| + |\delta M| + |\delta R|).$$

Абсолютная погрешность определения коэффициента трения оценивается как произведение предельной относительной погрешности на максимальное значение величины, зафиксированное ранее в подобных опытах:

$$\Delta f = \pm f^{max} \cdot \delta f.$$

Полученная величина используется для сравнения коэффициентов трения при сопоставлении антифрикционных свойств смазочных композиций, а именно: разница измеренных коэффициентов трения считается значимой, если она превышает доверительный интервал абсолютной погрешности:

$$I_f = 2\Delta f.$$

## 9.6. Оценка противоизносных свойств

Выполняется на основе замера средней ширины полосы износа верхнего (неподвижного) образца смазываемой пары трения при прочих равных условиях испытаний. Для удобства последующего анализа результаты могут быть представлены в виде значений относительной противоизносности смазочного материала

$$\psi = \frac{h_0}{h_i},$$

где  $0, i$  – признаки исследуемого и базового смазочных материалов соответственно.

В этом случае относительная противоизносность базового смазочного материала всегда равна единице. Лучшие, чем у базового смазочного материала, противоизносные свойства будут характеризоваться значением  $\psi > 1$ , меньшие – значением  $\psi < 1$ . Сопоставление средней ширины полосы износа следует производить с учетом абсолютной погрешности измерений, которая, в свою очередь, определяется типом используемого инструмента (линейка, штангенциркуль, микроскоп и т.п.). Найденные значения средней ширины полосы износа или относительной противоизносности заносятся в итоговый триботехнический паспорт смазочных материалов.

#### 9.7. Итоговое место (рейтинг) смазочного материала

##### 1) Антифрикционные свойства

Рейтинг антифрикционных свойств определяется автоматически на основе нахождения минимального значения среднего (по трем режимам работы) коэффициента трения. Смазочному материалу, обнаружившему при испытаниях минимальный средний коэффициент трения, присваивается первый номер рейтинга.

$$\min(f_1^{cp}, f_2^{cp}, f_3^{cp}, \dots, f_K^{cp}) \Rightarrow Ra(M) = 1,$$

где  $K$  – число смазочных материалов, участвовавших в испытаниях;  $M$  – номер смазочного материала, обнаружившего при испытаниях минимальный коэффициент трения.

Затем процедура поиска минимума повторяется для оставшихся  $K-1$  смазочных материалов, при этом найденному объекту присваивается второй номер рейтинга и т.д. В результате получается массив целых чисел от 1 до  $K$ , характеризующий распределение мест смазочных материалов в порядке убывания антифрикционных свойств.

##### 2) Противоизносные свойства

Рейтинг противоизносных свойств оценивается аналогично вышеописанной процедуре с той лишь разницей, что в качестве аргумента при поиске минимума используются значения средней ширины полосы износа верхнего образца пары трения.

### 3) Трибологические свойства или итоговый рейтинг

Определяется на основе нахождения суммы двух целых чисел, первое из которых – рейтинг антифрикционных свойств, второе – рейтинг противоизносных свойств данного смазочного материала. Полученный массив целых чисел подвергается процедуре поиска минимума: смазочному материалу с наименьшей суммой баллов присваивается первый номер итогового рейтинга. Далее процедура повторяется для оставшихся смазочных материалов. В итоге все подвергнутые испытаниям смазочные материалы получают номер итогового рейтинга, который характеризует совокупность антифрикционных и противоизносных свойств. Согласно вышеописанной процедуре уменьшение номера рейтинга соответствует повышению трибологических свойств смазочного материала.

Антифрикционный, противоизносный и итоговый (триботехнический) рейтинг смазочных материалов отражаются в триботехническом паспорте.

## Этап 2. Поршневой трибометр

### 1. Цель испытаний

Оценка антифрикционных свойств смазочного материала (присадки) на основе измерения показателей трения в ЦПГ поршневой машины.

### 2. Объект испытаний

2.1. Жидкие смазочные материалы (моторные, промышленные масла, специальные жидкости и т.п.).

2.2. Присадки и добавки, предназначенные для введения в жидкие смазочные материалы.

### 3. Средство испытаний

3.1. Поршневой трибометр, представляющий собой поршневую машину, работающую по принципу и циклу двухтактного поршневого компрессора и имеющую специальный измерительный узел в ЦПГ, для регистрации силы трения поршня с кольцами о цилиндр.

3.2. Привод поршневого трибометра в виде электромотора и блока управления частотой вращения.

3.3. Персональный компьютер для сбора и обработки получаемой информации.

4. Задаваемые, регистрируемые параметры и вычисляемые параметры

4.1. Задаваемые параметры:

- частота вращения коленчатого вала;
- температура смазочного материала в масляном картере;
- время работы на режиме.

4.2. Регистрируемые параметры:

- сила трения в сопряжении поршень-цилиндр;
- отметка верхней мертвой точки.

4.3. Вычисляемые параметры:

- коэффициент трения;
- средние за рабочий цикл значения величин (сила, коэффициент и мощность трения).

5. Последовательность проведения испытаний

5.1. Промыть смазываемые поверхности трибометра с целью удаления следов обработки деталей предыдущим объектом испытаний, для чего слить из системы смазки предыдущий объект испытаний.

5.2. Залить в систему смазки специальный промывочный состав.

5.3. Пустить трибометр на 15мин работы по минимально устойчивой частоте вращения.

5.4. Остановить трибометр и слить из системы смазки промывочный состав.

5.5. Заправить систему смазки новым объектом испытаний, включить (при необходимости) нагреватель системы смазки и пустить трибометр для работы на минимально устойчивой частоте вращения.

5.6. По истечении 5мин работы или по достижении (при необходимости) требуемого теплового состояния по температуре масла в картере начать регистрацию показаний измерительного узла. Каждый замер производить на определенной (и стабильной) частоте вращения с шагом около  $200\text{мин}^{-1}$ . Первый замер произвести на режиме минимально устойчивой частоты вращения, последний – на режиме максимальной частоты вращения.

5.7. По окончании измерений остановить трибометр и выполнить регламентные работы согласно п.п. 5.1-5.4.

## 6. Форма представления результатов

6.1. Твердая копия изображения монитора компьютера с результатами замера по каждому испытанию.

6.2. Характеристики механических потерь в ЦПГ трибометра для базы сравнения, аналога и объекта испытаний.

## Этап 3. Поршневой ДВС

### 1. Цель испытаний

Определение антифрикционных свойств объекта в ходе краткосрочных сравнительных стендовых безмоторных испытаний.

### 2. Объект испытаний

2.1. Деталь пары трения двигателя с улучшенными трибологическими показателями (поршень, поршневое кольцо, цилиндр и др.).

2.2. Антифрикционное или противоизносное покрытие детали.

2.3. Энергосберегающее моторное масло.

2.4. Трибологический состав, предназначенный для введения в моторное масло.

### 3. Средство испытаний

Малоразмерный одноцилиндровый поршневой ДВС (дизель).

### 4. Порядок выполнения работ

#### 4.1. Подготовка двигателя

4.1.1. Установить в стенку цилиндра термопары для экспериментального определения температурных полей (при работе двигателя в режиме прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения).

Примечание: рабочий спай термопар установить максимально близко к зеркалу цилиндра или непосредственно на зеркало (путем сквозного сверления и фиксации спаев на термостойком адгезиве либо механически заподлицо с зеркалом); количество и расположение термопар – 12: по 3 термопары по высоте цилиндра с каждой из четырех сторон цилиндра в плоскости качания шатуна и в плоскости коленчатого вала (верхняя из термопар – на уровне расположения верхнего компрессионного кольца поршня при положении последнего в ВМТ, нижняя – то же самое для положения НМТ, средняя – ровно посередине между двумя указанными точками).

4.1.2. Подготовить и откалибровать измерительную цепь «термопара – потенциометр».

4.1.3. Обеспечить процедуру перевода двигателя на работу в режиме прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения.

4.1.5. Подготовить необходимые моторное и промывочное масла.

#### 4.2. Оценка антифрикционных свойств

А. Работа на серийном объекте (на примере моторного масла)

4.2.1. Пустить и прогреть двигатель, используя имеющееся в системе смазки моторное масло. Остановить, слить масло в течение 45мин, установив КШМ в положение ВМТ.

4.2.2. Залить в систему смазки двигателя промывочное масло. Пустить двигатель и осуществить промывочный цикл согласно инструкции на применение промывочного масла.

4.2.3. Залить в систему смазки рекомендуемое заводом изготовителем двигателя (база сравнения) свежее моторное масло.

4.2.4. Снять внешнюю скоростную характеристику двигателя, а также характеристики механических потерь и холостого хода согласно ГОСТ 18509-85.

4.2.5. Перевести двигатель в режим прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения, после чего снять установившиеся температурные поля цилиндра (с одновременным контролем температуры масла) на трех частотах вращения коленчатого вала, последовательно отличающихся друг от друга на  $200\text{мин}^{-1}$ .

Б. Работа на смазочном материале-объекте испытаний.

4.2.6. Выполнить работы по п.п. 4.2.1 – 4.2.2.

4.2.7. Залить в систему смазки двигателя масло-объект испытаний.

4.2.8. Выполнить работы по п.п. 4.2.4-4.2.5.

В. Работа на смазочном масле-объекте испытаний.

4.2.9. Выполнить работы по п.п. 4.2.1 – 4.2.2.

4.2.10. Залить в систему смазки двигателя масло-объект испытаний.

4.2.11. Выполнить работы по п.п. 4.2.4-4.2.5.

4.2.12. Обработать и сопоставить результаты испытаний. С помощью полученных результатов замера расхода топлива, механических потерь и температурных полей цилиндра, обусловленных трением, сделать выводы об антифрикционных свойствах моторного масла-базы сравнения и масла-объекта испытаний.

5.5. Контрольные вопросы

1. Каков уровень (в %) так называемых малых изменений механических потерь в ДВС?

2. В чем заключается принцип измерения локальной силы трения в поршневом трибометре?

3. Какие показатели механических потерь могут быть определены с помощью поршневого трибометра?

4. Перечислите основные способы измерения момента трения в подшипниках коленчатого вала.

5. Назовите типы датчиков, осуществляющих измерение силы трения в подшипниках КШМ.
6. На чем основан термометрический метод измерения механических потерь?
7. Назовите погрешность термометрического метода.
9. Сформулируйте концепцию комплексного метода испытаний.
10. Перечислите и кратко охарактеризуйте этапы комплексного метода.

## 6. Примеры снижения механических потерь

Приведенные ниже материалы взяты из достаточно широкого круга источников, в создании которых автор данной работы так или иначе принимал непосредственное участие: это и заводские испытания, испытания в рамках НИР и договорных работ по заказам профильных организаций, а также результаты, изложенные в диссертациях, выполненных под научным руководством автора.

### 6.1. Макропрофилирование и покрытие юбки поршня

Объекты испытаний представляли собой: 1) серийный поршень дизеля 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) с бочкообразным профилем юбки согласно рис.6.1 и 2) опытный поршень с оптимизированным по рекомендациям гл.1 данной бочкообразным профилем юбки (рис.6.2), дополнительно имеющей повышенную твердость и антифрикционное покрытие Molykote D10 (рис.6.3).

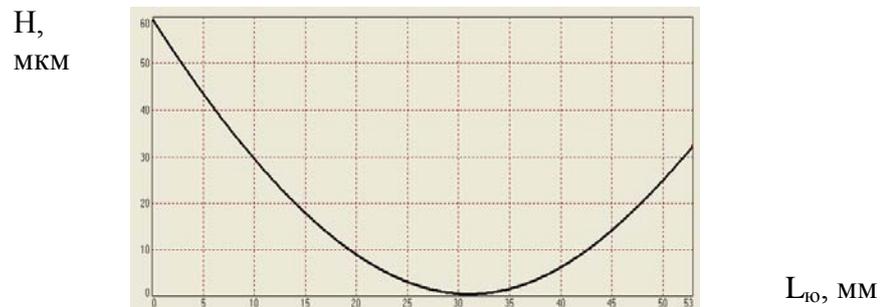


Рис.6.1. Серийный бочкообразный профиль юбки поршня (в нагретом состоянии) дизеля ТМЗ-450Д

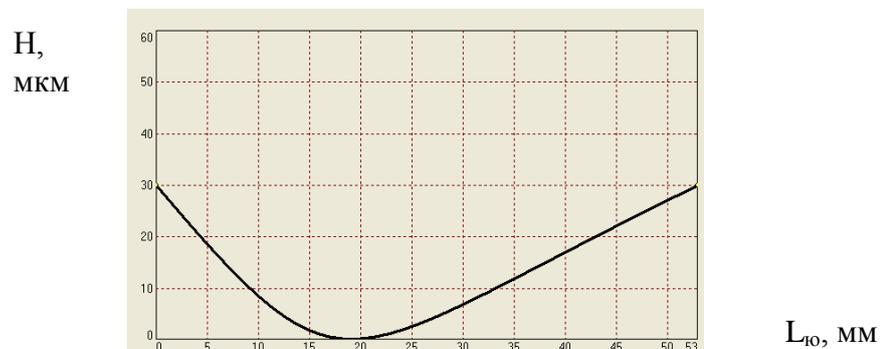


Рис.6.2. Опытный бочкообразный профиль юбки поршня (в нагретом состоянии) дизеля ТМЗ-450Д



Рис.6.3. Общий вид поршней для двигателя ТМЗ-450Д:  
слева – серийный поршень; справа – опытный поршень

Таблица 15

Расчетное значение механических потерь в ЦПГ дизеля ТМЗ-450Д при  
использовании сравниваемых поршней

Показатель	Поршень	
	Серийный	Опытный
Мощность механических потерь, кВт	1,37	0,87
Снижение механических потерь, %	-	36

До проведения экспериментов на двигателе серийный и опытный поршни были подвергнуты расчету с использованием программы PISTON, результаты которых показали преимущество опытного поршня перед серийным по показателю механических потерь в ЦПГ (табл.15).

Как можно видеть из внешней скоростной характеристики дизеля, замена серийного поршня на опытный значительно проявилась в поведении кривых эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива в области высоких частот вращения, начиная с частоты  $3400 \text{ мин}^{-1}$  (рис.6.4). В этой зоне скоростного режима опытный поршень обеспечил увеличение эффективной мощности на 0,12кВт или 1,4%. Соответствующее улучшение экономичности по удельному эффективному расходу топлива при использовании опытного поршня достигло  $6 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$  (2%). Объяснение факту проявления энергосберегающих свойств опытного поршня только в зоне высоких частот вращения на внешней скоростной характеристике объясняется, во-

первых, известной низкой чувствительностью типовых методов к оценке малых изменений механических потерь [9], во-вторых, тем, что влияние профиля и антифрикционного покрытия юбки поршня на механические потери наиболее действенно при высоких скоростях и нагрузках [43-45].

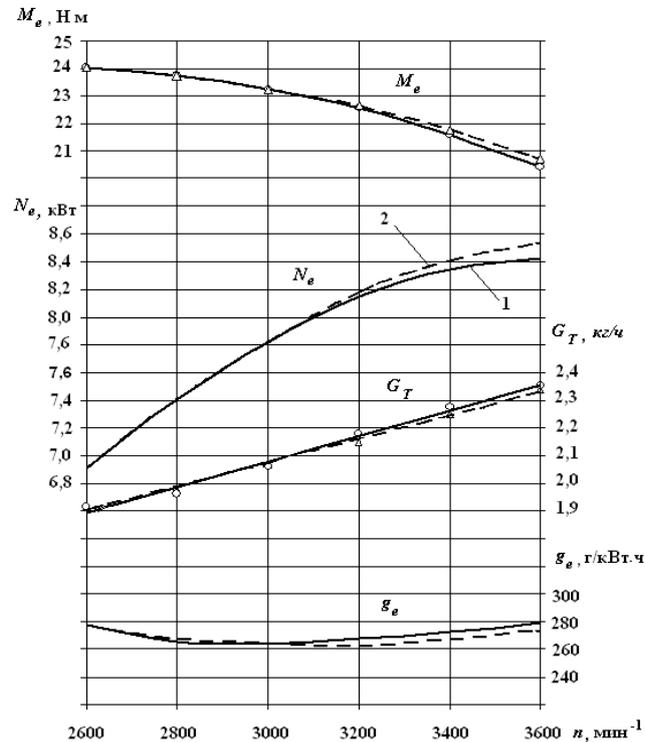


Рис.6.4. Внешняя скоростная характеристика дизеля ТМЗ-450Д:  
1 – серийный поршень, 2 – опытный поршень

Измерение механических потерь методом прокрутки и оценка механического КПД для сравниваемых поршней (рис.6.5) однозначно показали, что отмеченный на рис.6.4 характер увеличения эффективной мощности при использовании опытного поршня вместо серийного был обусловлен именно снижением механических потерь, значимо проявившимся (также как и в выше рассмотренном случае), начиная с частоты 3200 мин<sup>-1</sup>.

Максимальное изменение механических потерь при замене серийного поршня на опытный было обнаружено на номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля ТМЗ-450Д и составило по механическому КПД 1,5% увеличения, по мощности механических потерь - 0,25кВт или 6% снижения.

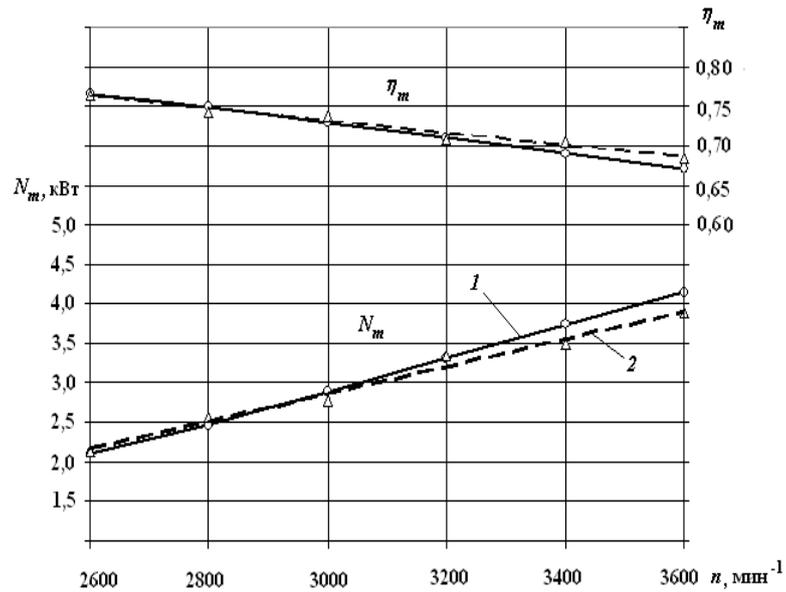


Рис.6.5. Механический КПД и мощность механических потерь дизеля ТМЗ-450Д: 1 – серийный поршень, 2 – опытный поршень

Аналогично вела себя и характеристика холостого хода дизеля, снятая последовательно при прочих равных условиях для серийного и опытного поршней (рис.6.6). Как следует из рис.6.6, значимое улучшение экономичности (снижение механических потерь) имело место при использовании опытного поршня вместо серийного в зоне средних и высоких частот вращения, начиная с  $3200\text{мин}^{-1}$ . Максимальное снижение часового расхода топлива на холостом ходу, достигнутое на номинальном скоростном режиме  $3600\text{мин}^{-1}$ , составило  $0,07\text{кг/ч}$  или  $5\%$ .

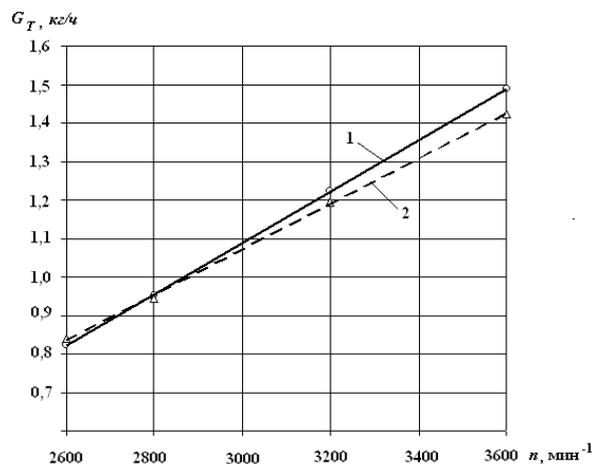


Рис.6.6. Характеристика холостого хода дизеля ТМЗ-450Д: 1 – серийный поршень, 2 – опытный поршень

Для более детального исследования и оценки механических потерь, формируемых серийным и опытным поршнями, далее применяли метод снятия и сопоставления температурных полей трения цилиндра при прокрутке двигателя без сжатия, сгорания и охлаждения. Как было показано в гл.1 данной работы, этот метод наиболее пригоден для контроля малых изменений механических потерь, что могло быть применено и для рассматриваемого случая оценки совокупного влияния профиля, упрочнения и покрытия юбки на механические потери.

Как можно видеть из графиков на рис.6.7-рис.6.12, где представлены температурные поля трения цилиндра при прокрутке сравниваемых поршней, опытный поршень во всех случаях обеспечил меньшее тепловыделение от трения по сравнению с серийным поршнем. При этом даже наименьшая разница температур, полученная на скоростном режиме  $2800\text{мин}^{-1}$  в плоскости коленчатого вала, составила  $3^{\circ}\text{C}$  (рис.6.10), т.е. в 5 раз превышала погрешность измерений.

Так как прокрутка происходила без сжатия и сгорания, то боковая сила поршня определялась исключительно его силой инерции и поэтому не имела типичного для работы ДВС под нагрузкой асимметричного характера на тактах «сжатие» и «рабочий ход». То есть понятие «нагруженной» стенки цилиндра, каковой являлась сторона расположения термомпар №№2, 6 и 10 при работе ДВС под нагрузкой, при прокрутке «не работало».

Сопоставление характера изменения температуры трения по высоте цилиндра на рис.6.7-рис.6.12 показывает, что максимальное значение температуры приходится на центральный и нижний пояса. Это может быть объяснено тем, что в центральном поясе скорость поршня с кольцами достигает своего максимального значения: преимущественно жидкостное трение этих деталей в условиях прокрутки также приходит к максимуму, чем обуславливает наибольшее тепловыделение от трения в указанной зоне. Превышение температуры в нижнем поясе над температурой в верхнем предположитель-

но объясняется охлаждающим действием входящего воздуха через открытое отверстие под форсунку.

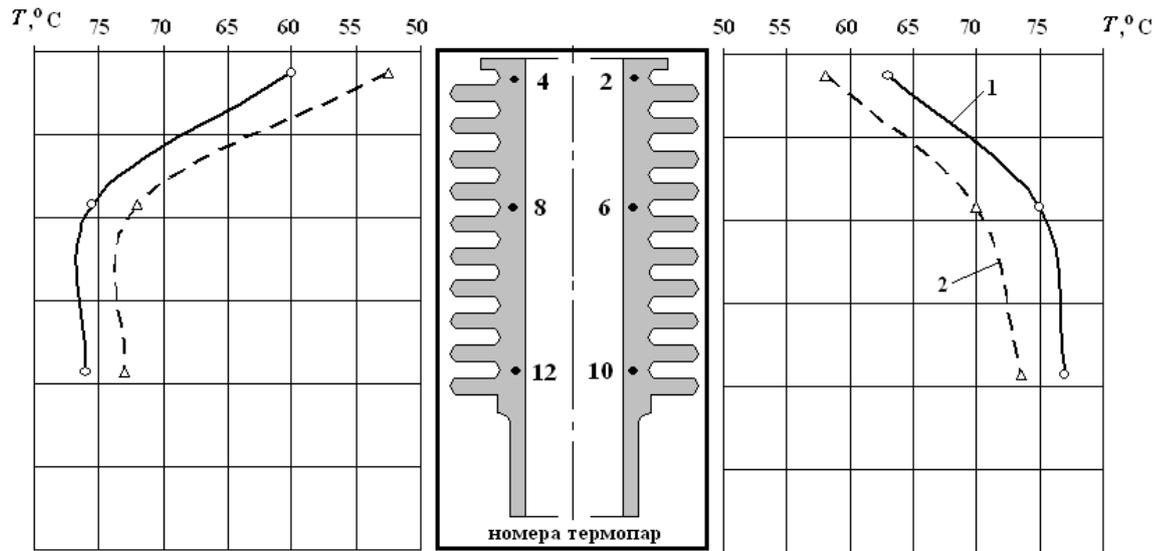


Рис.6.7. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости качания шатуна на скоростном режиме прокрутки  $2800\text{мин}^{-1}$ : 1 – серийный поршень; 2 – опытный поршень

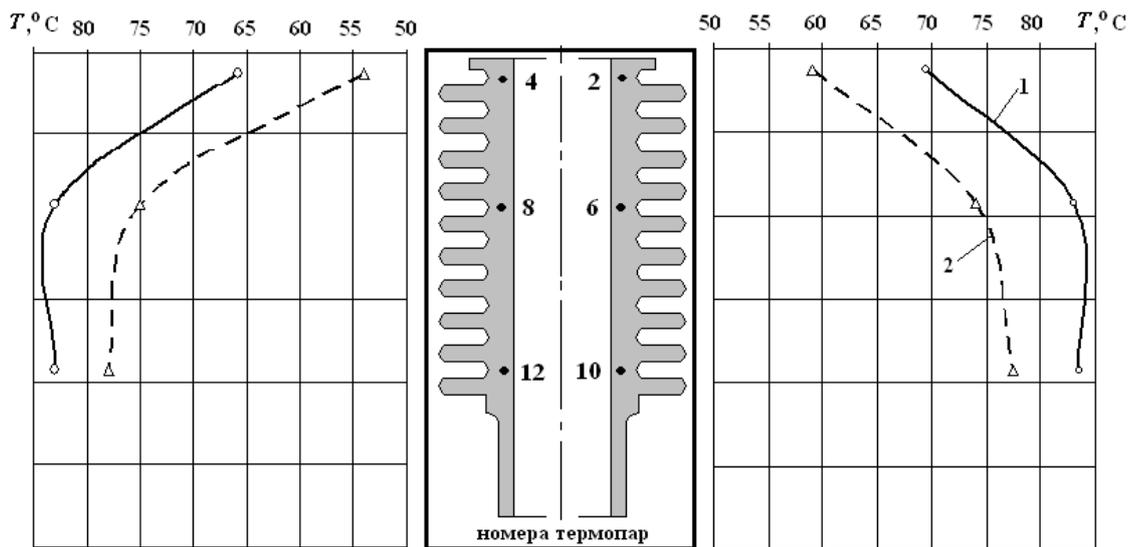


Рис.6.8. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости качания шатуна на скоростном режиме прокрутки  $3200\text{мин}^{-1}$ : 1 – серийный поршень; 2 – опытный поршень

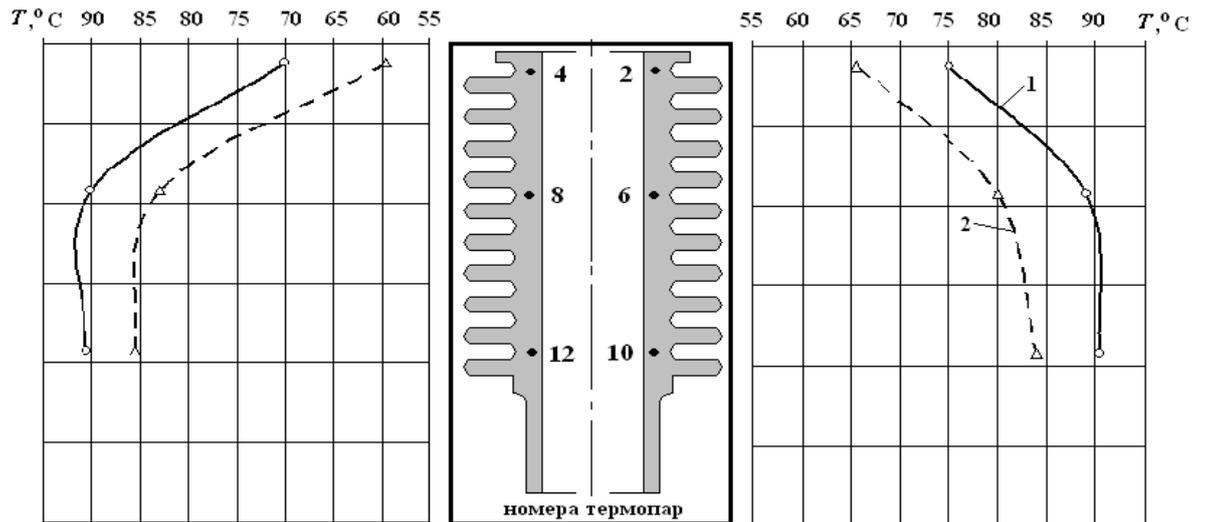


Рис.6.9. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости качания шатуна на скоростном режиме прокрутки  $3600\text{мин}^{-1}$ : 1 – серийный поршень; 2 – опытный поршень

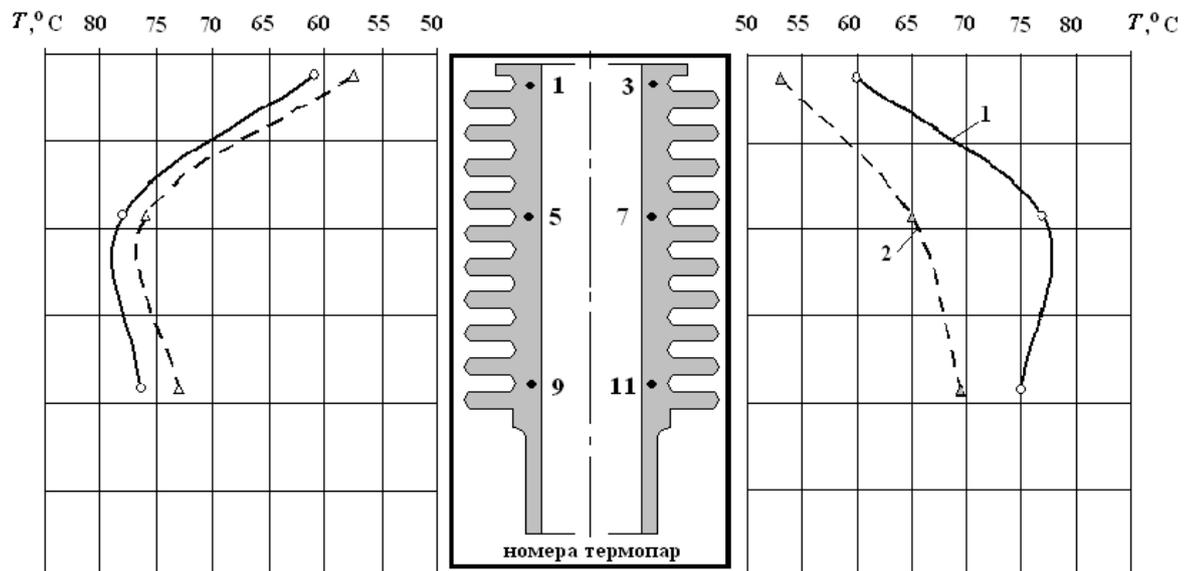


Рис.6.10. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости коленчатого вала на скоростном режиме прокрутки  $2800\text{мин}^{-1}$ : 1 – серийный поршень; 2 – опытный поршень

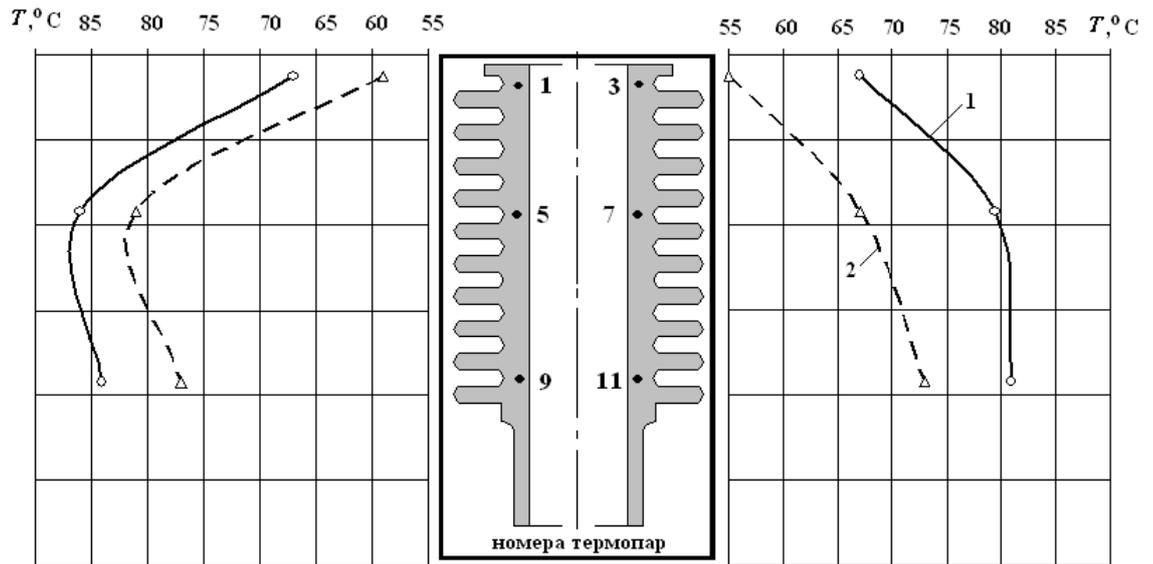


Рис.6.11. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости коленчатого вала на скоростном режиме прокрутки  $3200\text{мин}^{-1}$ : 1 – серийный поршень; 2 – опытный поршень

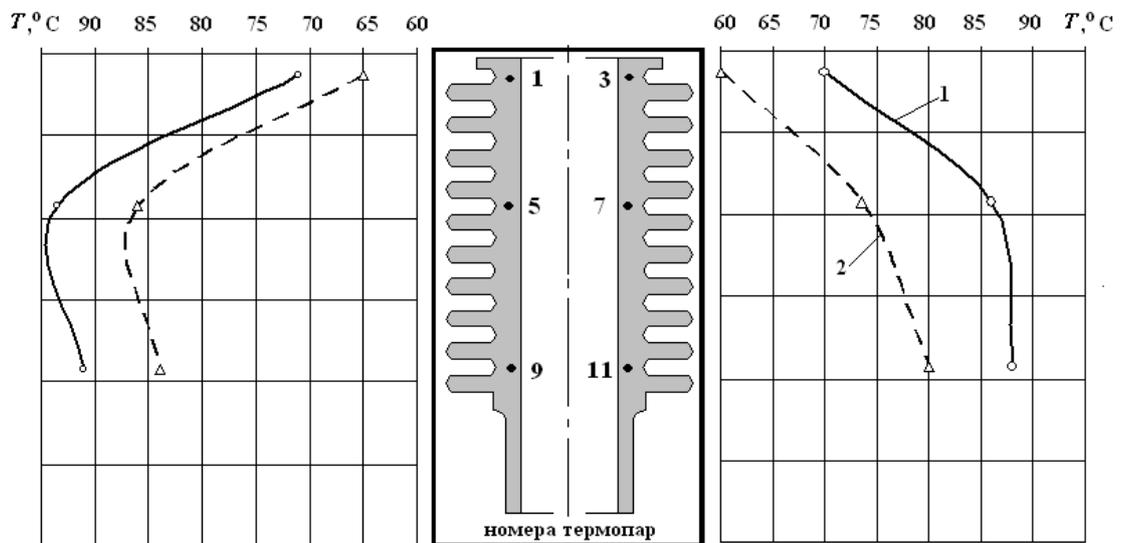


Рис.6.12. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости коленчатого вала на скоростном режиме прокрутки  $3600\text{мин}^{-1}$ : 1 – серийный поршень; 2 – опытный поршень

Таким образом, наиболее обусловленной трением является температура в центральном поясе цилиндра. Из рис.6.13 видно, что

-средняя температура трения в этом поясе растет практически пропорционально частоте вращения коленчатого вала, что характерно для гидродинамического трения деталей;

-с увеличением частоты вращения разница температур трения между серийным и опытным поршнем плавно нарастает;

-на всем скоростном диапазоне температура трения при использовании опытного поршня значимо (на 7-9<sup>0</sup>С или на 9-10%) ниже температуры трения серийного поршня.

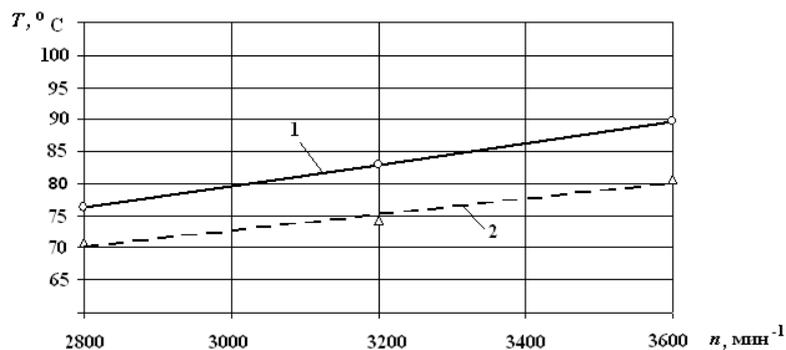


Рис.6.13. Изменение средней температуры трения в центральном поясе стенки цилиндра в зависимости от частоты вращения при прокрутке дизеля ТМЗ-450Д без сжатия, сгорания и охлаждения: 1 – серийный поршень; 2 – опытный поршень

Рассмотрение итоговых результатов моторных испытаний поршней в табл.16 дает основание считать, что на средней частоте вращения 2800 $\text{мин}^{-1}$  типовые методы моторных испытаний не выявили преимуществ опытного поршня перед серийным, в то время как метод температурных полей трения показал снижение температуры трения опытным поршнем на 5<sup>0</sup>С (7%). С ростом частоты вращения от 3200 $\text{мин}^{-1}$  до 3600 $\text{мин}^{-1}$  эффективность опытного поршня значимо увеличилась и была обнаружена обоими методами. Так, мощность механических потерь при замене серийного поршня на опытный снизилась на 0,1-0,25кВт (3-6%), что привело к улучшению экономичности на 2-6г/кВт·ч (1-2%). При этом зафиксированное методом прокрутки без сжа-

тия, сгорания и охлаждения снижение температуры трения цилиндра составило в среднем не менее  $9^{\circ}\text{C}$  (10%).

Таблица 16

Итоговое сравнение прямых ( $N_m$ ,  $\eta_m$ ) и косвенных ( $g_e$ ,  $T$ ) показателей механических потерь двигателя ТМЗ-450Д при работе с серийным и опытным поршнями

$n=2800\text{мин}^{-1}$				
Показатель, размерность	Абсолютные значения показателей		Разница сходственных показателей 1-2	
	1	2	Абсолютн.	Относит.
$N_m$ , кВт	2,52	2,52	0	0
$\eta_m$	0,75	0,75	0	0
$g_e$ , г/кВт·ч	265	265	0	0
$T$ , $^{\circ}\text{C}$	76	71	-5	-7
$n=3200\text{мин}^{-1}$				
Показатель, размерность	Абсолютные значения показателей		Разница сходственных показателей 1-2	
	1	2	Абсолютн.	Относит.
$N_m$ , кВт	3,42	3,32	-0,10	-2,9
$\eta_m$	0,71	0,72	+0,01	+1,4
$g_e$ , г/кВт·ч	267	265	-2	-1
$T$ , $^{\circ}\text{C}$	83	74	-9	-11
$n=3600\text{мин}^{-1}$				
Показатель, размерность	Абсолютные значения показателей		Разница сходственных показателей 1-2	
	1	2	Абсолютн.	Относит.
$N_m$ , кВт	4,14	3,89	-0,25	-6,0
$\eta_m$	0,67	0,68	+0,01	+1,5
$g_e$ , г/кВт·ч	279	273	-6	-2
$T$ , $^{\circ}\text{C}$	90	81	-9	-10

Примечание: 1 – серийный поршень, 2 – опытный поршень,  $T$  - средняя температура трения стенки цилиндра в центральном поясе при прокрутке дизеля без сжатия, сгорания и охлаждения.

В ходе экспериментов получено, что метод температурных полей трения показал себя более чувствительным (от 2 до 10 раз), чем типовые методы оценки механических потерь, а комплексная расчетно-экспериментальная проверка подтвердила антифрикционную эффективность опытного поршня.

Другой пример значимого энергосберегающего влияния профиля юбки поршня на механические потери и, соответственно, топливную экономичность двигателя является собой поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой, описанный в гл.2. По сравнению с серийным бочкообразным профилем юбки двухопорный термоадаптивный профиль в нагретом состоянии формирует две опорные зоны на юбке, размещенные по равные стороны от оси поршневого пальца (см. рис.2.21 и рис.6.14).

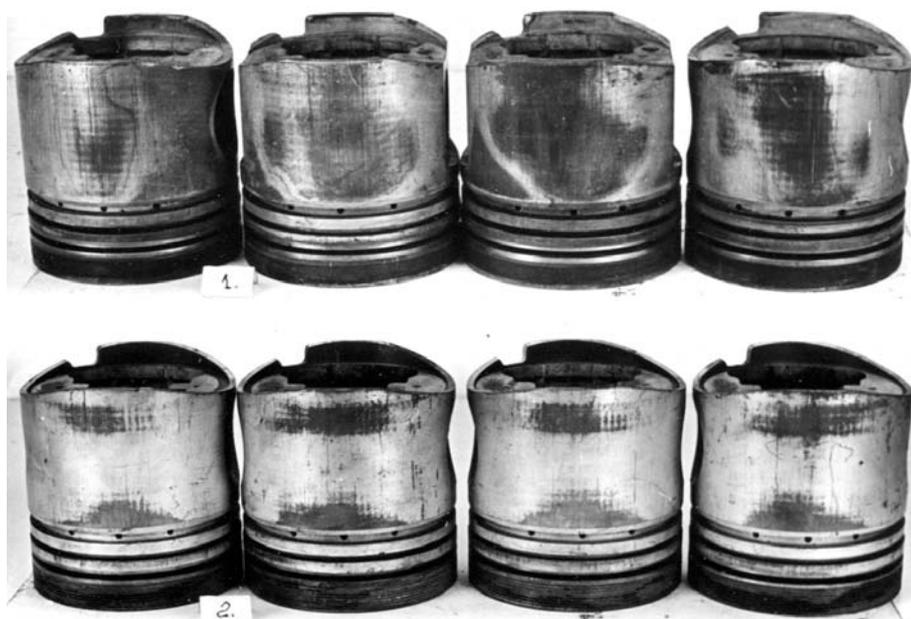


Рис.6.14. Общий вид серийных бочкообразных (1) и опытных двухопорных (2) поршней дизеля 8Ч 11/11,5 (ЗИЛ-645) после испытаний

Результаты сравнительных испытаний бочкообразных и двухопорных поршней на дизеле ЗИЛ-645 с замером локальной силы трения в цилиндре [9] и определении на этой основе условного давления механических потерь в

ЦПГ выявили значимое снижение механических потерь двухпоршнем по сравнению с бочкообразным (табл.17).

Таблица 17

Результаты экспериментального определения механических потерь дизеля ЗИЛ-645 с помощью измерения локальных сил трения в ЦПГ

Режим работы	Условное среднее давление механических потерь, кПа (снижение в %)	
	Бочкообразный поршень	Двухпоршневый поршень
$n=2000\text{мин}^{-1}$		
$t_M=50^\circ\text{C}$	92	75 (18)
$t_M=50^\circ\text{C}$	72	60 (17)
$t_M=55^\circ\text{C}$		
$n=1600\text{мин}^{-1}$	62	55 (11)
$n=2000\text{мин}^{-1}$	88	71 (19)

Снижению механических потерь, отмеченному в данных табл.17, а также в результатах измерения температурных полей цилиндра (рис.5.12), соответствовало энергосбережение по показателям крутящего момента, эффективной мощности и, как следствие, удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной и внешней скоростной характеристикам дизеля ЗИЛ-645 (рис.6.15, рис.6.16).

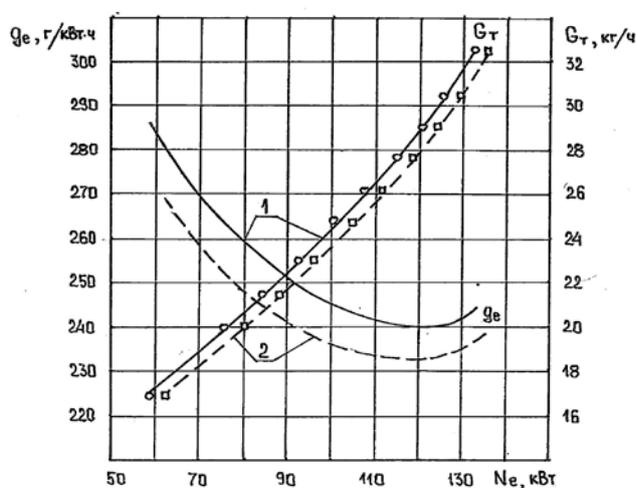


Рис.6.15. Нагрузочная (на номинальном скоростном режиме) характеристика дизеля ЗИЛ-645: 1 – бочкообразные поршни; 2 – двухпоршневые поршни

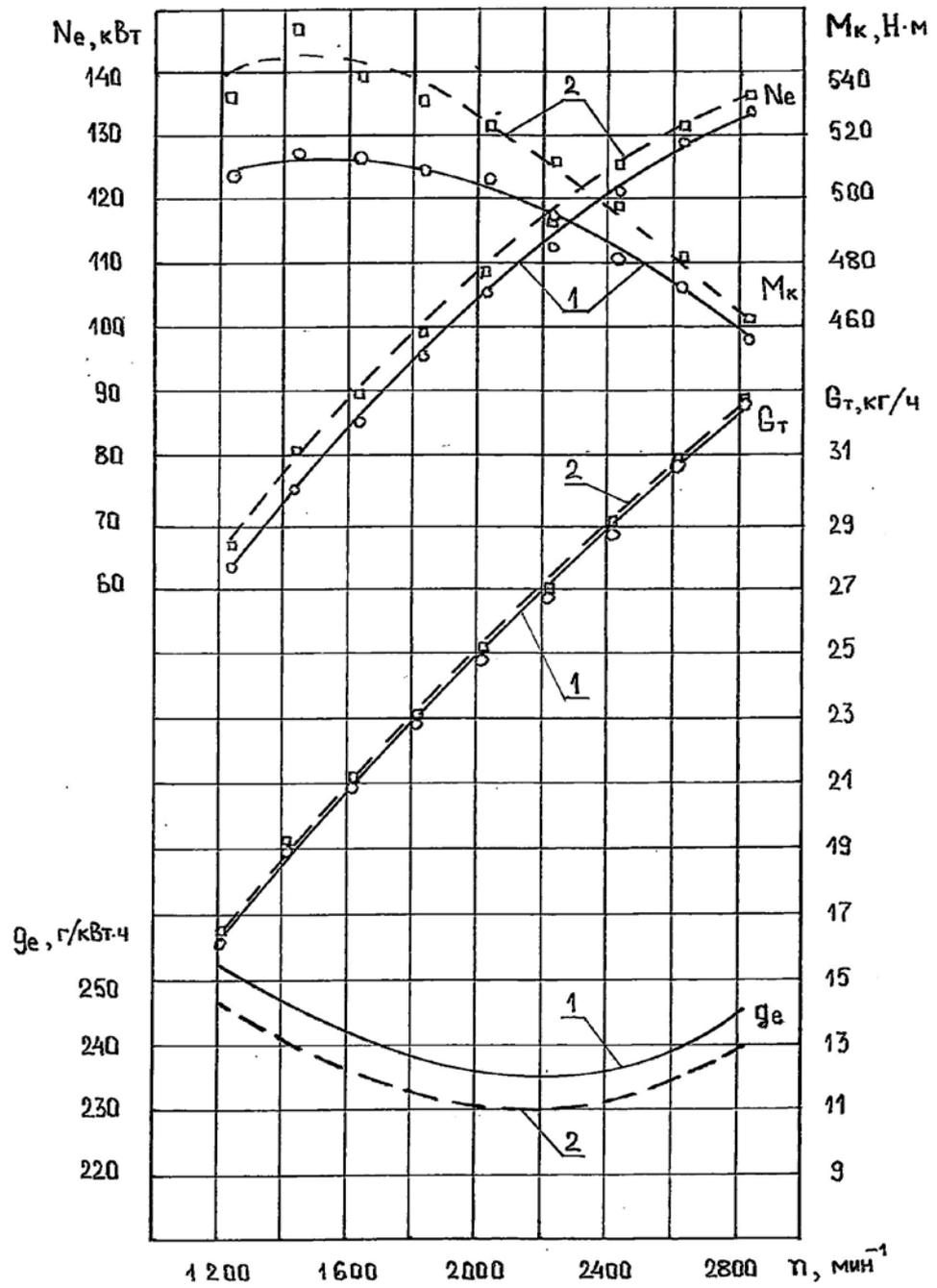


Рис.6.16. Внешняя скоростная характеристика дизеля ЗИЛ-645:  
1 – бочкообразные поршни; 2 – двухпорные поршни

## 6.2. Энергосберегающее моторное масло

В качестве энергосберегающих масел в этой работе сначала были выбраны по одному представителю в каждом сегменте основы (минеральная, полусинтетическая и синтетическая):

Ravenol SAE 10W-40 API SJ/CF/EC ACEA A3-98, B3-98 (минеральное);

Texasco Havoline Energy SAE 5W-30 API SJ/CF/EC (полусинтетическое);

Mobil 1 SAE 0W-40 API SL/SJ/EC/CF (синтетическое).

В рамках применения комплексной методики испытаний предварительные тесты на машине трения позволили сократить количество объектов до двух: полусинтетического масла Texasco Havoline Energy SAE 5W-30 API SJ/CF/EC (далее по тексту – Havoline Energy) и его вязкостного аналога – базы сравнения – масла AGA SAE 5W-30 API SJ/CF; ACEA A3/B3 (рис.6.17);



Рис.6.17. Полусинтетические моторные масла: слева – энергосберегающее (объект испытаний); справа – обычное (база сравнения)

Испытания на поршневом трибометре однозначно показали, что энергосберегающее масло Havoline Energy значительно превосходит свой обычный вязкостный аналог по антифрикционным свойствам (рис.6.18). При этом, как

видно из рис.6.18, максимальная разница снижения мощности механических потерь полученная на частоте вращения  $1630\text{мин}^{-1}$  составила не менее 16%.

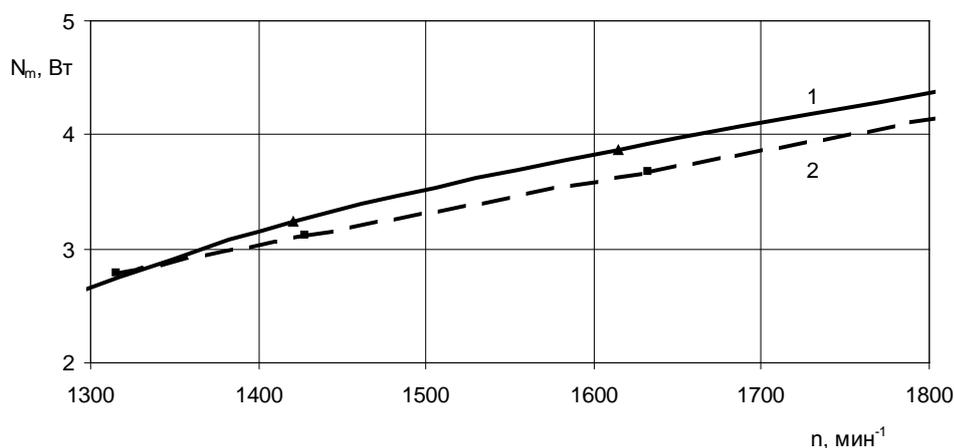


Рис.6.18. Характеристика механических потерь в ЦПГ поршневого трибометра: 1 – масло AGA; 2 – масло Navoline Energy

Перед испытаниями на дизеле масел по методике, аналогичной той, что была применена в случае испытаний поршней, к числу объектов испытаний было добавлено моторное масло М-8ДМ, рекомендованное к применению на данном дизеле заводом-изготовителем.

Сравнение показателей, приведенных на нагрузочной характеристике двигателя для различных масел на частоте наиболее устойчивой работы  $2800\text{мин}^{-1}$  (рис.6.19) показало, что

-по сравнению со штатным моторным маслом М-8ДМ масло AGA в среднем не обеспечило улучшения топливной экономичности;

-эффект от применения энергосберегающего масла Navoline Energy по сравнению с маслами М-8ДМ и AGA проявился во всем диапазоне нагрузок и выразился в снижении удельного эффективного расхода топлива от 10 до 22 г/кВт·ч или от 4 до 7%.

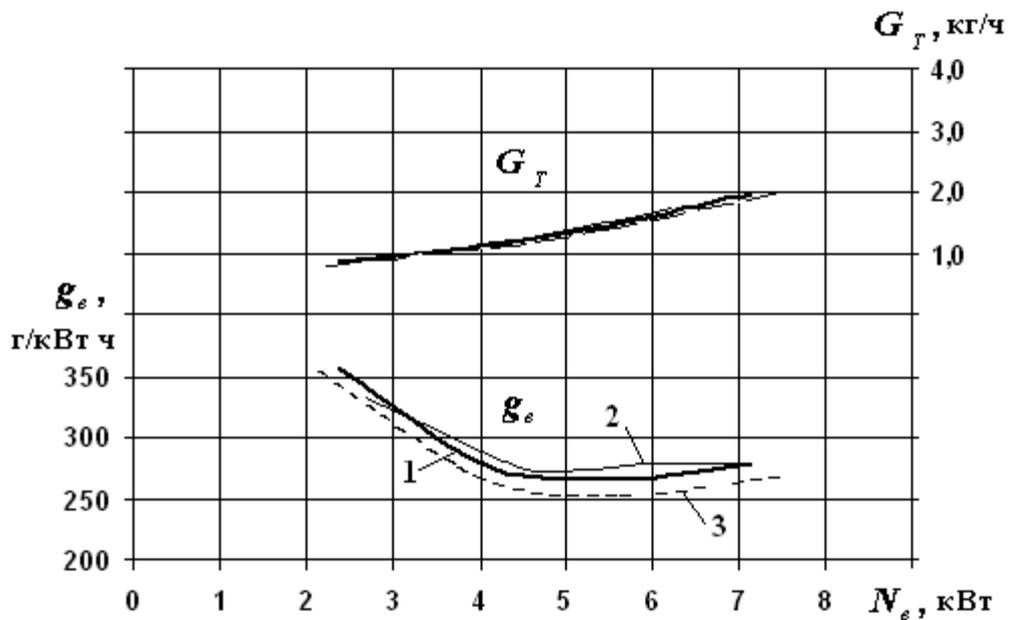


Рис. 6.19. Нагрузочная характеристика дизеля ТМЗ-450Д ( $n=2800 \text{ мин}^{-1}$ ) с различными типами масел: 1 -М-8ДМ; 2 - AGA; 3 – Navoline Energy

Анализ полученных при испытаниях масел на дизеле ТМЗ-450Д внешних скоростных характеристик (рис.6.20) свидетельствует о том, что по сравнению со штатным минеральным моторным маслом М-8ДМ применение полусинтетического моторного масла AGA привело к увеличению крутящего момента и эффективной мощности дизеля практически во всем скоростном диапазоне в среднем на 1 – 2%. При этом максимальное снижение расхода топлива, вызванное повышением эффективной мощности (на скоростном режиме  $2400 \text{ мин}^{-1}$ ), составило  $12 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$  или 4,5%. На максимальном скоростном режиме ( $3600 \text{ мин}^{-1}$ ) улучшения топливной экономичности при использовании моторного масла AGA вместо М-8ДМ обнаружено не было.

Применение же энергосберегающего моторного масла Navoline Energy вызвало устойчиво наблюдаемое увеличение крутящего момента и мощности дизеля на 3–7% по всей характеристике. Соответствующее этому улучшение топливной экономичности по удельному эффективному расходу топлива было получено в диапазоне значений от 10 до  $27 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$  (от 4 до

10%). Таким образом, масло Navoline Energy подтвердило заявленный уровень энергосбережения (до 9%) по расходу топлива.

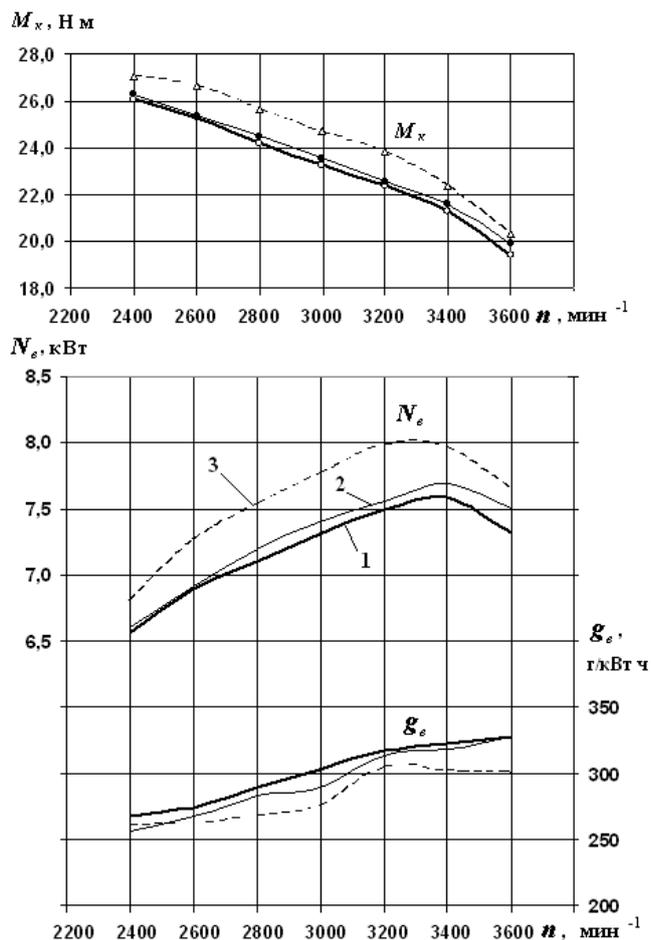


Рис.6.20. Внешняя скоростная характеристика дизеля ТМЗ-450Д с различными типами масел: 1 -М-8ДМ; 2 - АГА; 3 - Navoline Energy

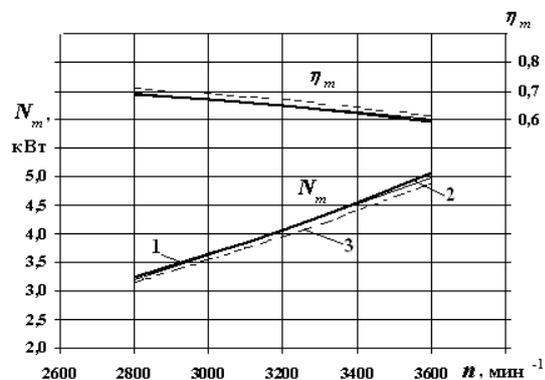


Рис.6.21. Характеристика механических потерь дизеля ТМЗ-450Д с различными типами масел: 1 - М-8ДМ; 2 – АГА; 3 – Navoline Energy

Как показало сопоставление механических потерь (рис.6.21) значения мощности механических потерь  $N_m$  и механического КПД  $\eta_m$  дизеля при его работе на масле AGA практически находились на уровне штатного масла М-8ДМ. Применение же масла Navoline привело к снижению мощности механических потерь и соответствующему повышению механического КПД в среднем на 3...6%.

Как следует из рис.6.22-рис.6.24, наибольшее тепловыделение от трения по поясам и сечениям цилиндра дало штатное масло М-8ДМ, следом за ним – масло AGA и менее всех – масло Navoline Energy. Характерная форма термограмм по высоте стенки цилиндра, а именно: вверху (пояс I-I) более холодная зона, в центре (пояс II-II) и внизу (пояс III-III) – более горячая, может быть объяснена тем, что верхняя часть цилиндра охлаждалась (через отверстия в головке под форсунку и пусковую свечу) воздухом из бокса, а нижняя часть цилиндра получала дополнительный подогрев от масла, подаваемого разбрызгиванием из зазоров вращающегося кривошипа. Кроме того, в середине хода поршня (пояс II-II) последний всегда имеет максимальную скорость и вызывает тем самым наибольшее гидродинамическое трение.

Все разницы температур трения между сравниваемыми маслами в сходственных точках – значимые, превышающие погрешность измерения ( $\pm 0,9^\circ\text{C}$ ). Так, минимальная разница температур трения составила  $2^\circ\text{C}$ , максимальная была равна  $16^\circ\text{C}$ .

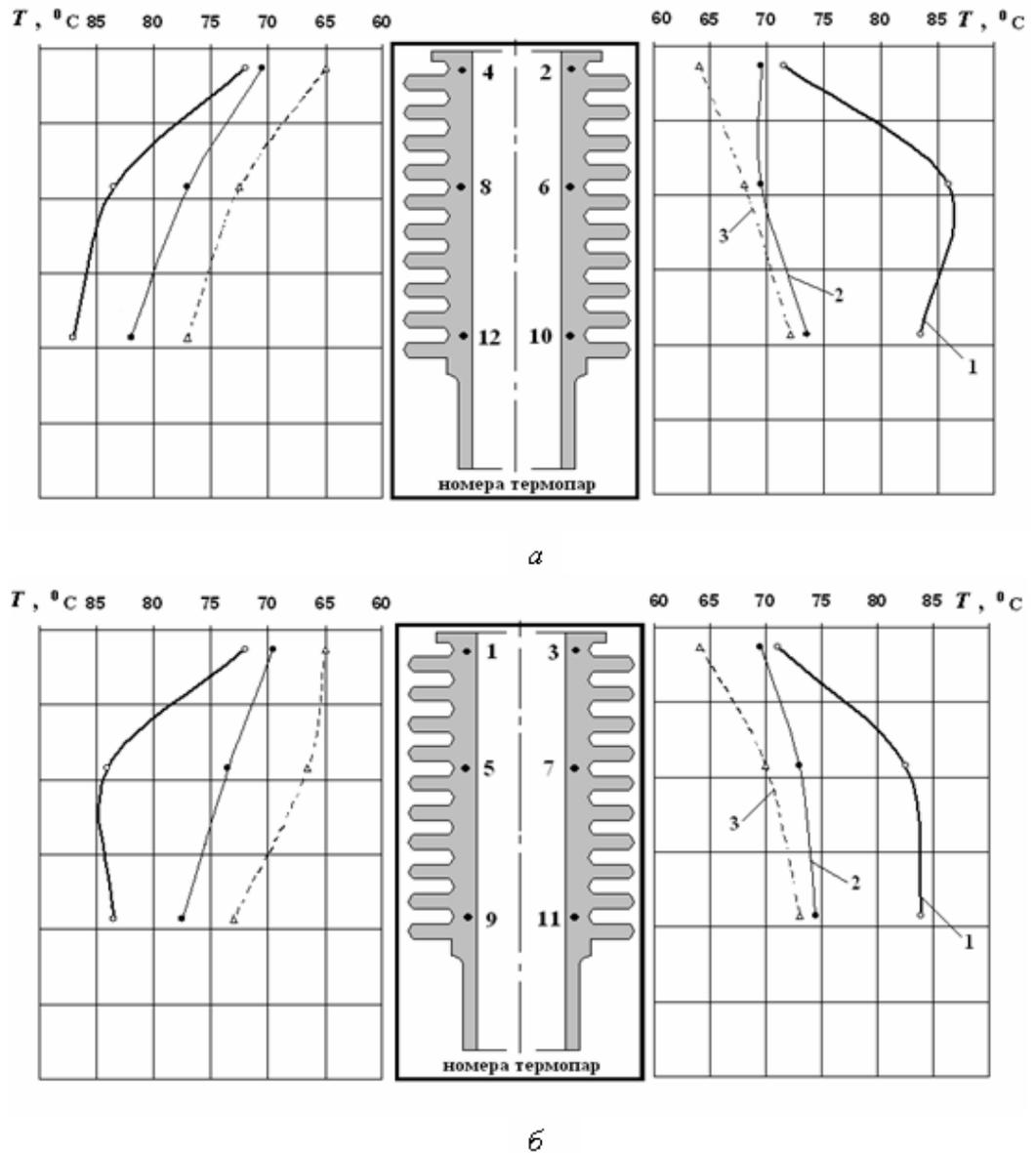


Рис.6.22. Температурные поля цилиндра при прокручивании дизеля (без сжатия и охлаждения) при частоте вращения  $n=2800\text{мин}^{-1}$  в плоскости качания шатуна (а) и в плоскости коленчатого вала (б) с различными типами масел: 1 - М-8ДМ; 2 - АГА; 3 – Navoline Energy

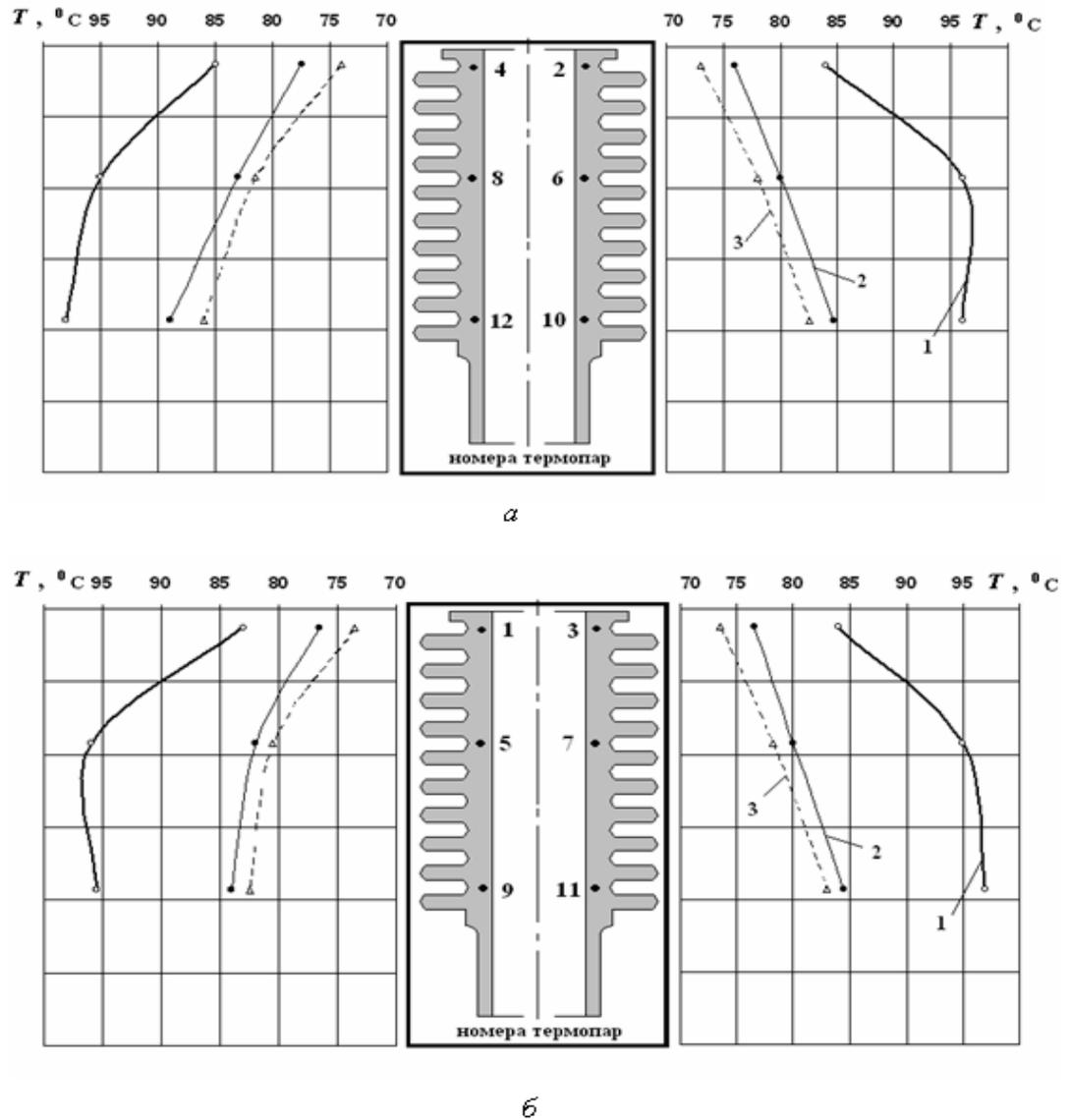


Рис.6.23. Температурные поля цилиндра при прокручивании дизеля (без сжатия и охлаждения) при частоте вращения  $n=3200\text{мин}^{-1}$  в плоскости качания шатуна (*a*) и в плоскости коленчатого вала (*б*) с различными типами масел: 1 - М-8ДМ; 2 - АГА; 3 – Navoline Energy

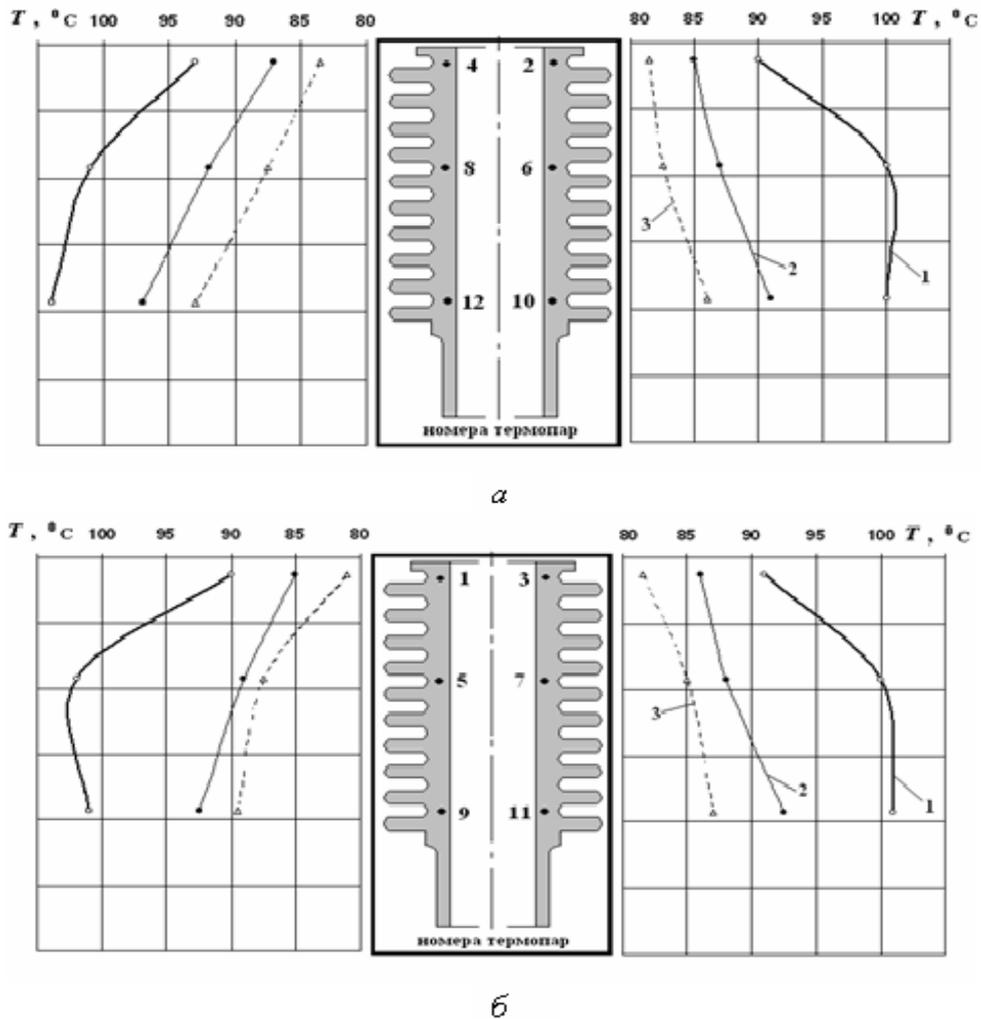


Рис.6.24. Температурные поля цилиндра при прокручивании дизеля (без сжатия и охлаждения) при частоте вращения  $n=3600 \text{ мин}^{-1}$  в плоскости качания шатуна (а) и в плоскости коленчатого вала (б) с различными типами масел: 1 -М-8ДМ; 2 - АГА; 3 – Navoline Energy

Контроль температуры масла в масляном картере (термопара на конце масломерного щупа), выполненный с целью получения интегральной характеристики тепловыделения от трения при испытании масел в режиме прокручивания дизеля) без сжатия и сгорания, коррелировался с результатами термометрирования цилиндра и также подтвердил, что масло АГА и, в особен-

ности, Navoline Energy меньше нагреваются в процессе прокрутки, чем штатное масло М-8ДМ (рис.6.25).

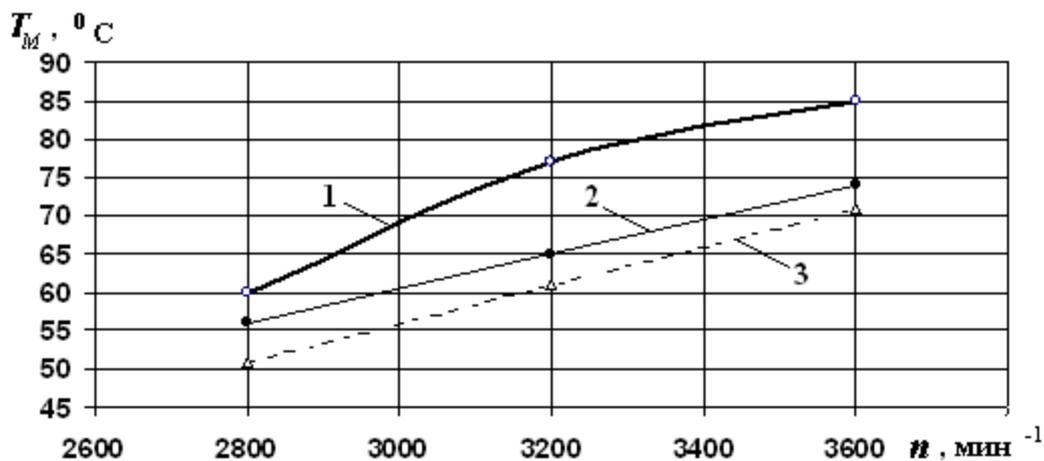


Рис.6.25. Изменение температуры моторного масла в масляном картере при прокручивании дизеля (без сжатия и охлаждения) с различными типами масел в зависимости от частоты вращения: 1 - М-8ДМ; 2 - AGA; 3 – Navoline Energy

Из данных итоговой табл.18, где представлено сравнение показателей двигателя ТМЗ-450Д при работе по внешней скоростной характеристике и прокручивании (без сжатия и охлаждения), следует, что:

-снижение механических потерь и связанное с ним энергосбережение двигателя при переходе от штатного минерального моторного масла М-8ДМ к полусинтетическому обычному маслу AGA и далее к полусинтетическому энергосберегающему маслу Navoline Energy обнаружилось по всем показателям - мощности механических потерь, механическому КПД, удельному эффективному расходу топлива, температурам стенки цилиндра и масла в картере;

-изменение средних температур, обусловленных трением, удовлетворительно согласуется с изменением механических потерь и экономичности двигателя как при переходе от одного моторного масла к другому, так и при изменении скоростного режима в случае работы на одном типе моторного масла;

-значения прямых ( $N_m$ ,  $\eta_m$ ,  $g_e$ ) и косвенных ( $T$ ,  $T_M$ ) показателей энерго-сбережения сравниваемых моторных масел при увеличении скоростного режима двигателя от 2800 до 3600мин<sup>-1</sup> слабо нелинейно растут, что в целом отвечает известным тенденции и характеру роста потерь на трение с увеличением скорости и указывает на преимущественно гидродинамический характер трения в ЦПГ данного двигателя;

-метод измерения температур стенки цилиндра и масла при прокручивании двигателя (без сжатия и охлаждения) проявил себя более чувствительным к изменению механических потерь, чем стандартные методы прокрутки и расхода топлива: так, относительное уменьшение механических потерь при переходе от штатного минерального моторного масла М-8ДМ к полусинтетическому обычному маслу AGA и далее к полусинтетическому энергосберегающему маслу Navoline Energy по методу замера температур составило (например на скоростном режиме 3600мин<sup>-1</sup>) от 11,9 до 16,5%, в то время как по методам прокрутки и замера расхода топлива – от 0,6 до 7,6%.

Таблица 18

Сравнение показателей двигателя ТМЗ-450Д при работе на различных маслах

$n=2800\text{мин}^{-1}$						
Показатель, размерность	Абсолютные значения показателей			Относительная разница сходственных показателей, %		
	1	2	3	1-2	2-3	1-3
$N_m$ , кВт	3,3	3,2	3,1	3,0	3,1	6,3
$\eta_m$	0,69	0,70	0,71	1,40	1,41	2,90
$g_e$ , г/кВт·ч	289	283	268	2,1	5,3	7,2
$T$ , °С*	84	77	73	8,3	5,2	13,1
$T_M$ , °С**	60	56	51	6,7	8,9	15,0
$n=3200\text{мин}^{-1}$						
Показатель, размерность	Абсолютные значения показателей			Относительная разница сходственных показателей, %		
	1	2	3	1-2	2-3	1-3
$N_m$ , кВт	4,1	4,0	3,9	2,4	2,5	6,1

$\eta_m$	0,65	0,65	0,67	1,50	1,51	3,10
$g_e$ , г/кВт·ч	317	314	305	0,9	2,9	3,8
$T$ , °C*	96	81	79	15,6	2,5	17,7
$T_M$ , °C**	77	65	61	15,6	6,2	20,8
$n=3600\text{мин}^{-1}$						
Показатель, размерность	Абсолютные значения показателей			Относительная разница сходственных показателей, %		
	1	2	3	1-2	2-3	1-3
$N_m$ , кВт	5,1	5,0	4,9	2,0	2,0	3,9
$\eta_m$	0,59	0,60	0,61	1,70	1,71	3,40
$g_e$ , г/кВт·ч	327	325	302	0,6	7,1	7,6
$T$ , °C*	101	89	86	11,9	3,4	14,9
$T_M$ , °C**	85	74	71	12,4	4,1	16,5

Примечание: \* - средняя установившаяся температура стенки цилиндра в центральном поясе (при прокручивании двигателя без сжатия и сгорания); \*\* - температура масла в масляном картере при тех же условиях.

Объяснение полученного снижения механических потерь и повышения энергосбережения в режиме гидродинамического (определяемого вязкостью) трения при смене масел в системе смазки двигателя ТМЗ-450Д можно найти в поведении вязкостно-температурных характеристик (ВТХ), снятых для указанных масел сразу по окончании моторных испытаний.

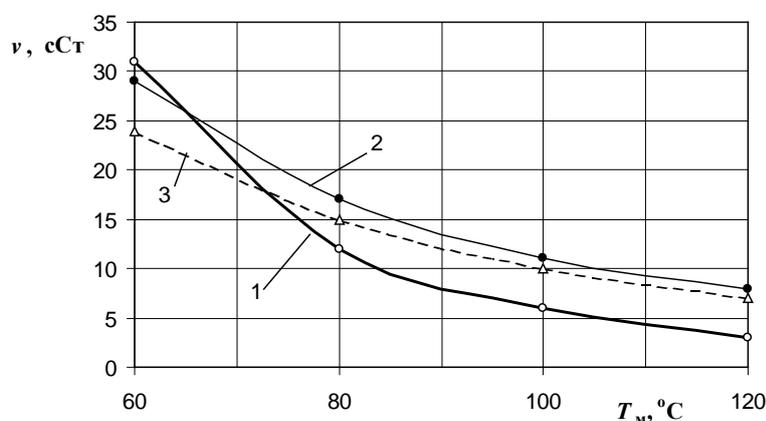


Рис.6.26. Вязкостно-температурные характеристики моторных масел:  
1 - M-8DM; 2 AGA SAE ; 3 - Navoline Energy

Из сопоставления ВТХ, представленных на рис.6.26, видна различная пологость кривых для масел 1, 2 и 3: наименьшая – у штатного минерального масла М-8ДМ, наибольшая – у полусинтетического энергосберегающего масла Navoline Energy, промежуточная – у масла AGA. Так, разница начального (при  $T_m=60^\circ\text{C}$ ) и конечного (при  $T_m=120^\circ\text{C}$ ) значений кинематической вязкости для сравниваемых масел составила: масло М-8ДМ – 28сСт, масло AGA – 21сСт и масло Navoline Energy - 17сСт. Такое распределение масел по признаку пологости ВТХ согласуется с их антифрикционными свойствами (гидродинамический режим) и удовлетворительно объясняет результаты, полученные в ходе данных моторных испытаний. А именно: более плавное изменение значения вязкости масла в зоне повышенных температур означает поддержание должного уровня гидродинамической несущей способности смазываемых деталей (в первую очередь поршня и колец) и, как следствие, снижение потерь на вязкостное трение. Другая компонента – граничное трение – снижается у энергосберегающих масел в зоне высоких температур за счет действия так называемых модификаторов трения, антифрикционное действие которых в определенной мере выявили испытания на машине трения МИ-6.

### 6.3. Трибологические составы

Как следует из данных табл.1 в Приложении, количество одних только торговых марок трибологических составов различных классов, представленных на авторынке России, превышает 40 наименований. Поэтому отыскать и проанализировать надежные данные об их испытаниях не представляется возможным. Однако перечень трибологических составов, предназначенных преимущественно для снижения механических потерь, может (и должен, с учетом тематики данной работы) быть существенно сокращен по сравнению с общим списком.

Анализ имеющихся в научно-технических и рекламных источниках сведений о механизме действия и результатах тестирования триботехниче-

ских составов, направленных для снижения механических потерь, позволяет оставить в списке следующие из них:

- модификаторы трения на основе дисульфида молибдена, фосфора, графита, политетрафторэтилена;
- кондиционеры металла на основе хлорпарафинов;
- металлические мыла.

Именно эти три группы трибологических составов успешно прошли или «выиграли» тестирование на машинах трения и аналоговых установках, по результатам чего были допущены к стендовым моторным испытаниям. Большинство из этих соединений без какой-либо предварительной проверки рекомендуются изготовителями для применения в ДВС, а также для других технических систем и узлов трения.

Ниже приводятся результаты сравнительных моторных испытаний ряда представителей указанных групп трибологических составов:

- 1) модификатор трения на основе дисульфида молибдена – торговая марка Фриктол;
- 2) кондиционеры металла на основе хлорпарафинов – торговые марки ER и FENOM;
- 3) ТС на основе металлического мыла - коллоидный раствор стеарата цинка в полиальфаолефине (ПАО) – далее по тексту ТС ММ.

Проявившая наибольший антифрикционный эффект по результатам испытаний на машине трения смазочная композиция маловязкого моторного масла М-8Г<sub>2</sub> с модификатором трения Фриктол (3% об.) была выбрана для стендовых испытаний на дизеле 4Ч 10,5/12 (Д-144 – ВТЗ).

Методика испытаний включала оценку механических потерь, а также мощностных и экономических показателей дизеля, последовательно смазываемого моторным маслом М-10Г<sub>2</sub> и указанной композицией.

Особенность испытаний заключалась в расширении режима работы дизеля в сторону повышенных нагрузок и температур с целью определения температурных границ проявления антифрикционного эффекта. Это достига-

лось переводом дизеля на работу в режиме максимальной мощности и температуры путем дефлектирования системы воздушного охлаждения и вентиляции испытательного бокса. В результате температура охлаждающего воздуха и смазочного материала двигателя могли достигать значений 45 и 140°C соответственно.

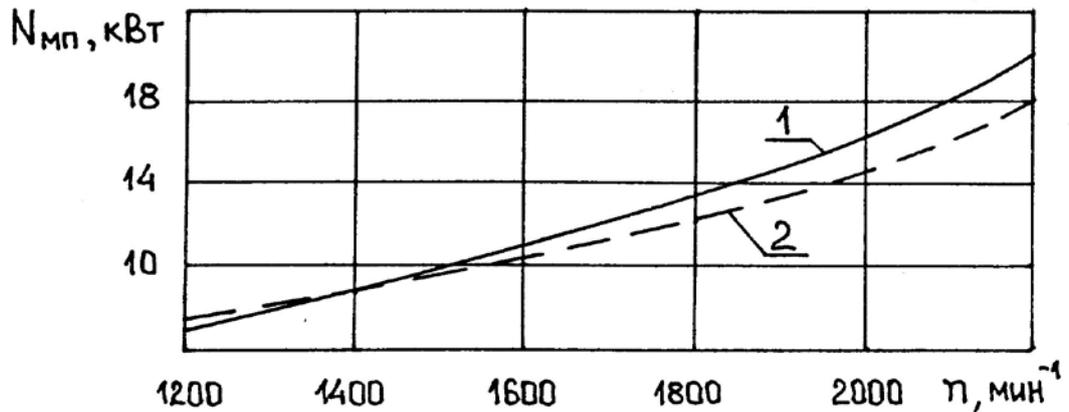


Рис. 6.26. Влияние смазочного материала на механические потери дизеля Д-144 в диапазоне температур масла от 80 до 119°C: 1 – масло М-10Г<sub>2</sub>; 2 – масло М-10Г<sub>2</sub>+ТС Фриктол

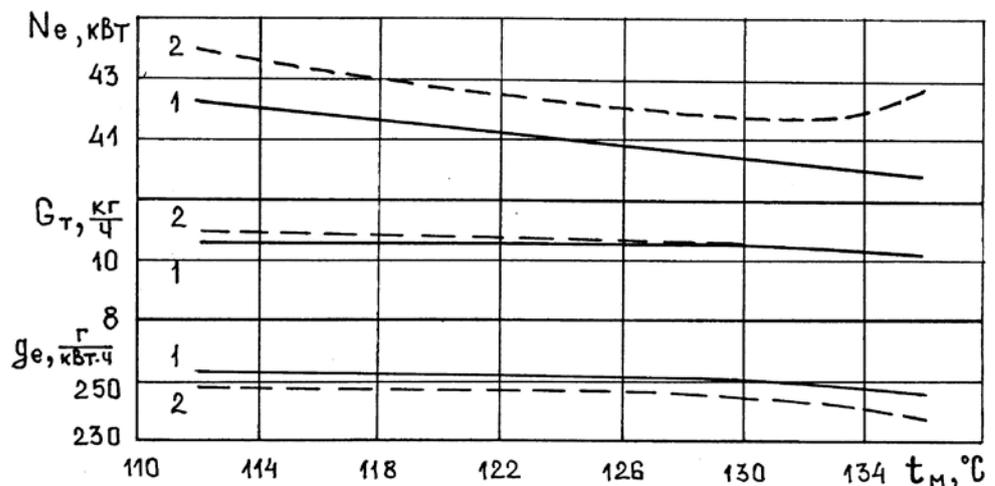


Рис. 6.27. Влияние смазочного материала на энергоэкономические показатели дизеля Д-144 в диапазоне повышенных и предельных температур масла: 1 – масло М-10Г<sub>2</sub>; 2 – масло М-10Г<sub>2</sub>+ТС Фриктол

Как следует из рис.6.27, при работе дизеля в регламентированном техническими условиями диапазоне температур масла в главной масляной магистрали от 80 до 110°C наибольшее снижение мощности механических потерь дизеля было получено в зоне высоких температур масла и составило 2,2кВт или 12%. Однако тенденция изменения кривых на рис.6.27 показала, что при повышении скоростного и температурного режимов уровень снижения потерь на трение будет увеличиваться.

Из рис.6.28 видно, что полученное в начале температурного диапазона снижение удельного эффективного расхода топлива на 6г/кВт·ч сохранялось до точки  $t_m=130^\circ\text{C}$ , а с повышением температуры масла до 136°C достигло 8г/кВт·ч.

Таким образом, моторные испытания показали энергосберегающую эффективность указанной смазочной композиции, механизм антифрикционного действия был, скорее всего, аналогичен описанному выше для энергосберегающих моторных масел: в зоне умеренных температур снижение гидродинамического трения происходило за счет малой вязкости смазочного материала; в зоне высоких температур подавление граничного трения обеспечивалось низким сдвиговым сопротивлением адсорбированных на поверхностях деталей молекулярных слоев присадки.

Диапазон рабочих температур смазочного материала для эффективного применения смазочной композиции «моторное масло М-8Г<sub>2</sub>+модификатор трения Фриктол» по результатам испытаний составил от 80 до 140°C.

Кондиционер металла FENOM был испытан на автомобильном бензиновом двигателе 4Ч 9,2/9,2 (ЗМЗ-402.10) при добавлении в концентрации 3% (об.) в минеральное моторное масло Лукойл-Стандарт (SAE 10W-30, API SF/CC).

Из рассмотрения внешней скоростной характеристики двигателя (рис. 6.29) можно видеть, что применение кондиционера металла FENOM привело к следующему:

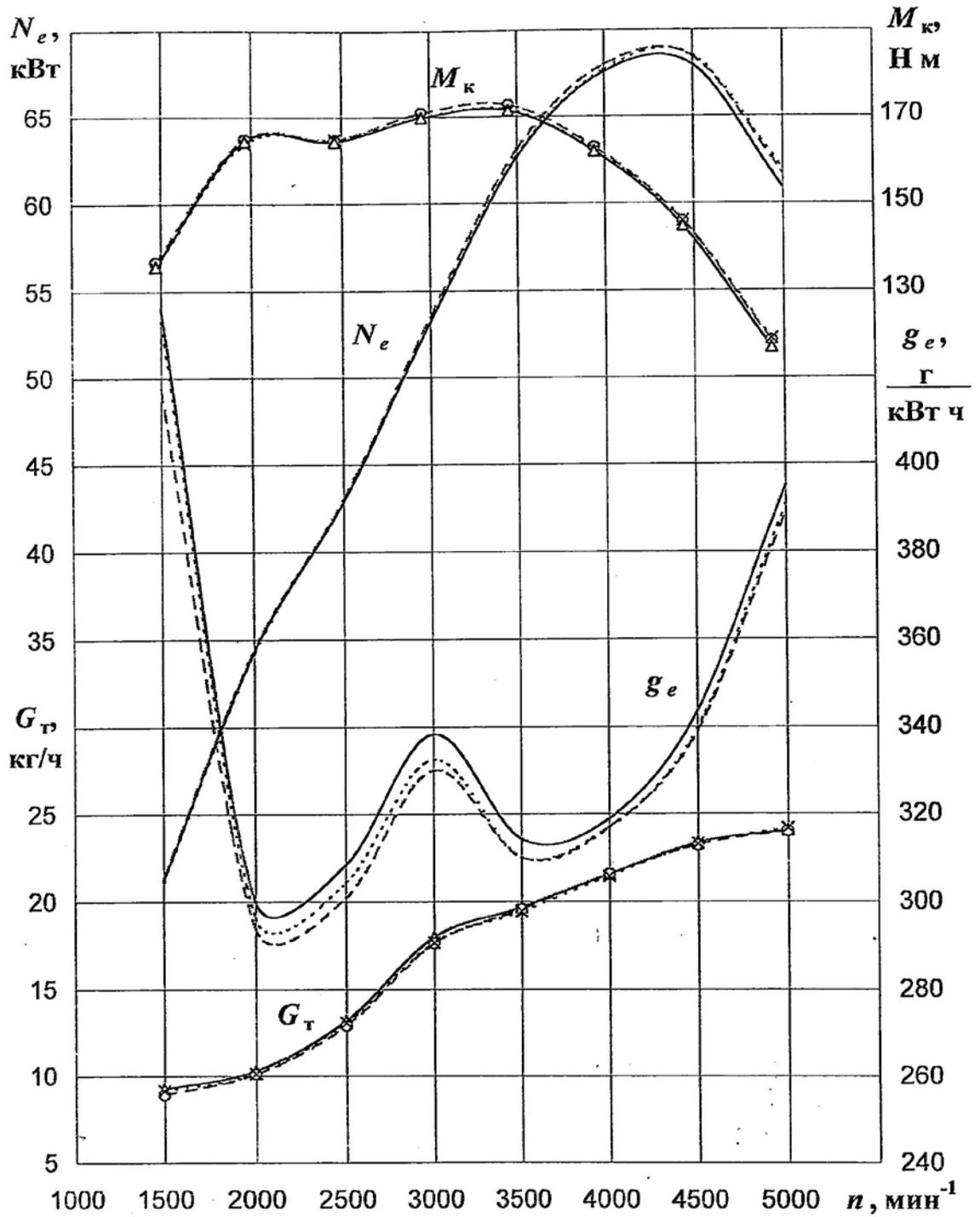


Рис.6.29. Внешняя скоростная характеристика двигателя 3МЗ-402.10: сплошная линия – масло без FENOM (база сравнения); пунктирная линия – 3% FENOM в масле; точечная линия - последствие

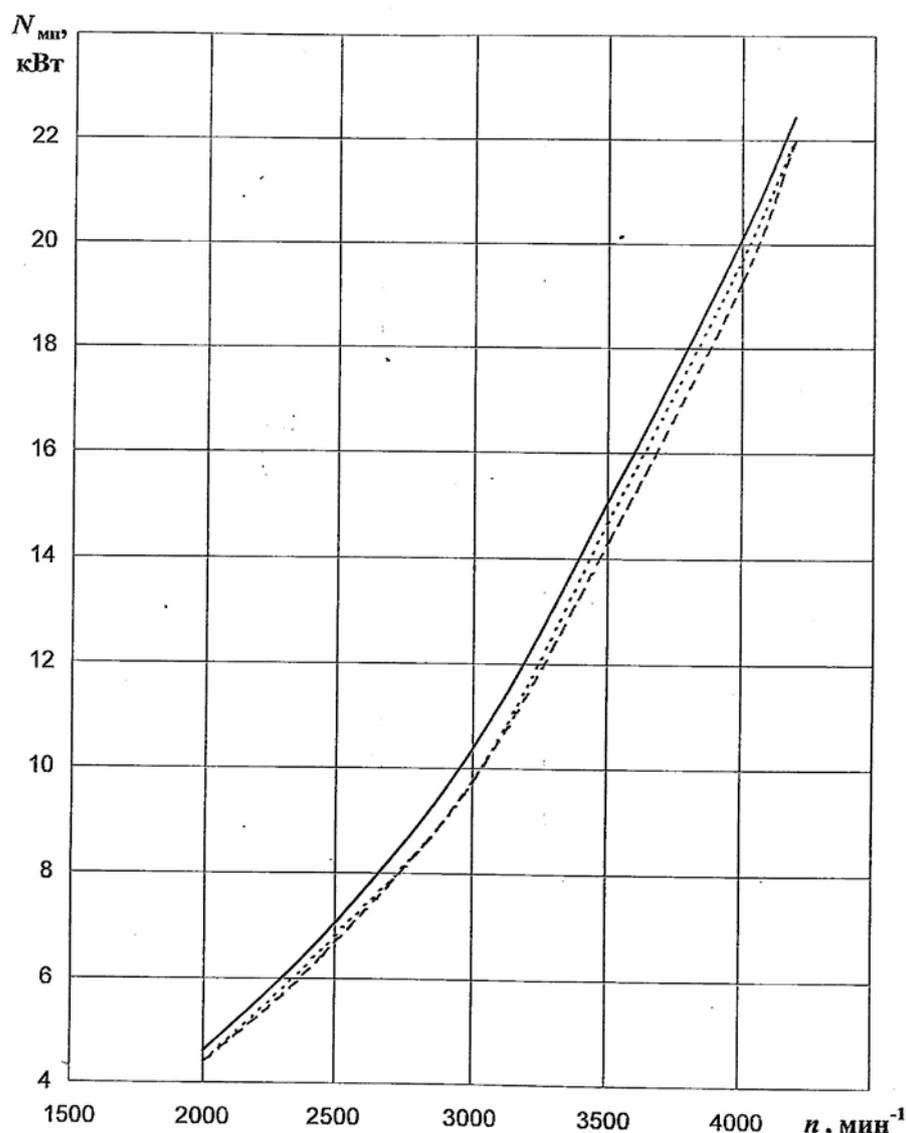


Рис.6.30. Характеристика механических потерь двигателя ЗМЗ-402.10:  
 сплошная линия – масло без FENOM (база сравнения);  
 пунктирная линия – 3% FENOM в масле;  
 точечная линия - последствие

-максимальная эффективная мощность возросла на 0,8кВт (1,3%);

-минимальный удельный эффективный расход топлива уменьшился на 18г/кВт·ч (4,1%).

Улучшение энергоэкономических показателей было обусловлено снижением мощности механических потерь на величину до 0,8кВт (4,3%) и соответствующим ростом механического КПД, в частности, на скоростном режиме 2500мин $^{-1}$  с 0,74 до 0,75 (1,4%) - рис.6.30.

Из представленных на рис.6.29 и рис.6.30 характеристик можно видеть, что в ходе испытаний проявил себя эффект последствия присадки FENOM, выразившийся в том, что результат первого применения частично сохранился и в условиях работы двигателя на «чистом» (не содержащем FENOM) моторном масле.

Кондиционер металла ER был подвергнут стендовым моторным испытаниям на тракторном дизеле воздушного охлаждения ЗЧ 10,5/12 (Д-130 ВТЗ). Методика испытаний – снятие и сопоставление при прочих равных условиях типовых характеристик (нагрузочной и механических потерь) согласно ГОСТ 18509-88. Кондиционер добавляли в концентрации 3% (об.) в минеральное моторное масло М-10Г<sub>2</sub>.

В итоге испытаний было получено следующее. Характер кривых часового и удельного расхода топлива по нагрузочной характеристике после введения в моторное масло кондиционера ER практически не изменился – полученная разница не превысила погрешности измерений (рис.6.31).

Присутствие кондиционера ER в моторном масле проявилось в тенденции к снижению механических потерь с ростом частоты вращения коленчатого вала: до 3% снижения мощности механических потерь на номинальном скоростном режиме работы дизеля (рис.6.32).

Интересно отметить, что после введения ER в моторное масло было получено снижение на 5% температуры масла в системе смазки во всем диапазоне нагрузок.

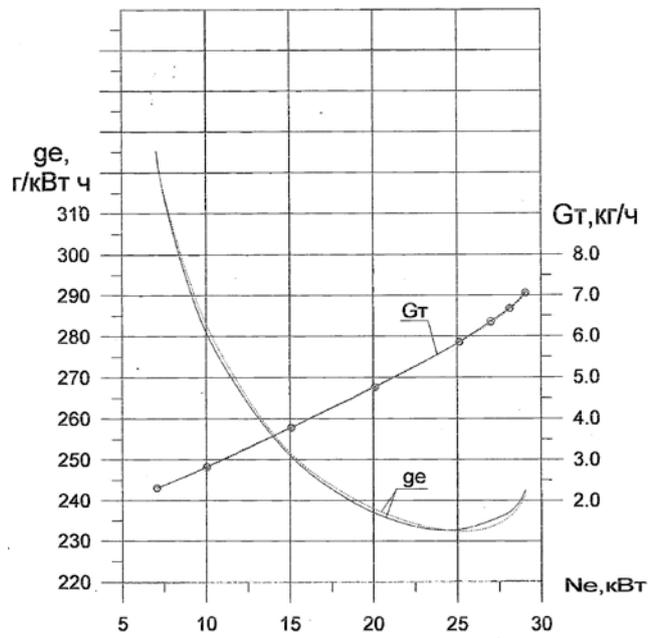


Рис.6.31. Нагрузочная характеристика дизеля Д-130 на частоте вращения  $n=1500\text{мин}^{-1}$ : сплошная линия – масло М-10Г<sub>2</sub> (база сравнения); пунктирная линия – масло М-10Г<sub>2</sub>+ER

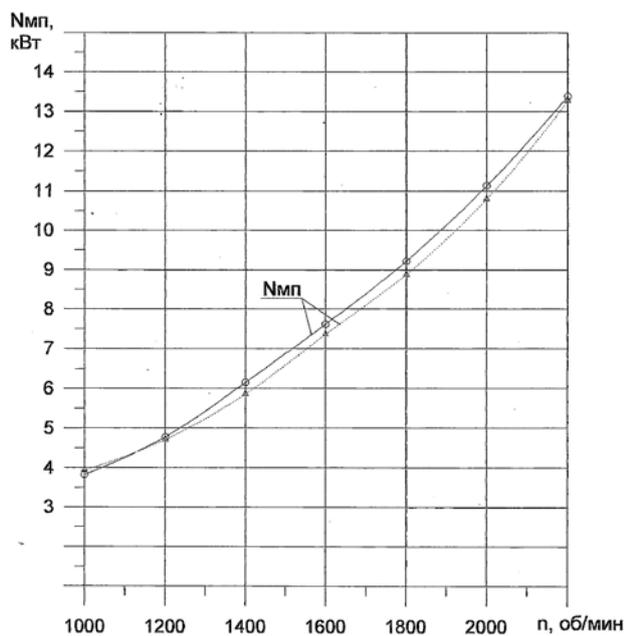


Рис.6.32. Характеристика механических потерь дизеля Д-130: сплошная линия – масло М-10Г<sub>2</sub> (база сравнения); пунктирная линия – масло М-10Г<sub>2</sub>+ER

Испытания трибологического состава, представляющего собой коллоидный раствор металлического мыла (стеарата цинка) в ПАО, были выполнены на двигателе ТМЗ-450Д по методике, в целом аналогичной приведенной выше для энергосберегающих моторных масел. Отличие состояло в том, что с учетом типа раствора испытания металлического мыла проводились без бумажного фильтрующего элемента системы смазки (во избежание задержки фильтром активного элемента трибологического состава); кроме того, ввиду сильно проявившихся на лабораторном этапе испытаний противоизносных свойств стеарата цинка, методика моторных испытаний была дополнена ускоренной оценкой износа второго конического компрессионного кольца.

Суть этого дополнения сводилась к следующему. Двигатель выводили на режим работы с постоянной мощностью ( $N_e=0,75 N_e^{ном}$ ) при постоянных частоте вращения и крутящем моменте и работал по набору моточасов до 20ч включительно. Через каждые 5ч работы двигатель останавливали, разбирали ЦПГ и измеряли высоту приработочного (изношенного) пояса на обращенной к цилиндру конической поверхности компрессионного кольца. Относительный износ  $A$  контрольного, 2-го компрессионного конического кольца, оценивался как выраженное в процентах отношение осевой высоты изношенной части  $a$  к полной высоте конической части  $b$ , т.е.  $A=(a/b) \cdot 100\%$  (рис.6.33).



Рис.6.33. Эскиз к определению относительного износа рабочей поверхности 2-го поршневого компрессионного конического кольца

Смазочный материал, использованный при испытаниях - рекомендованное заводом-изготовителем двигателя минеральное моторное масло М-10ДМ SAE 30 API CD (производитель «Ойлрайт», Россия). ТС на основе стеарата цинка добавляли в моторное масло в концентрации 3% (об.).

#### А. Противоизносные свойства

Как можно видеть из рис.6.34-рис.6.36, присутствие ТС на основе металлического мыла (далее по тексту – ТС ММ) в минеральном моторном масле М-10ДМ привело к существенному повышению износостойкости трущейся поверхности 2-го конического компрессионного поршневого кольца дизеля ТМЗ-450Д. При этом, достигнуто снижение не только абсолютной величины, но и интенсивности изнашивания рабочей поверхности кольца. Так, из рис.6.34 следует, что график относительной осевой ширины полосы износа  $A$  для моторного масла с ТС (кривая 2) протекает значительно ниже и более полого по сравнению с ситуацией работы двигателя на масле без ТС (кривая 1). Максимальная разница по критерию относительной ширины полосы износа, достигнутая к окончанию испытаний, составила для сравниваемых объектов величину не менее 22%.

Сходная картина была получена при обработке данных микрометрирования радиального износа указанных колец (рис.6.35): максимальное значение износа к окончанию испытаний для случая работы на масле без ТС получено 0,052мм; с ТС – 0,034мм (снижение износа – 35%).

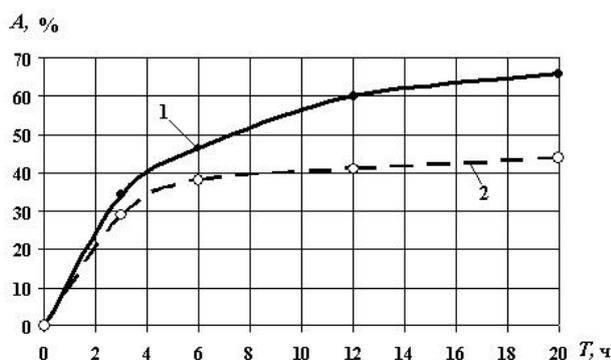


Рис.6.34. Относительная осевая ширина полосы износа рабочей поверхности 2-го компрессионного конического поршневого кольца дизеля ТМЗ-450Д: 1 – масло М-10ДМ; 2 – масло М-10ДМ+3% ТС ММ

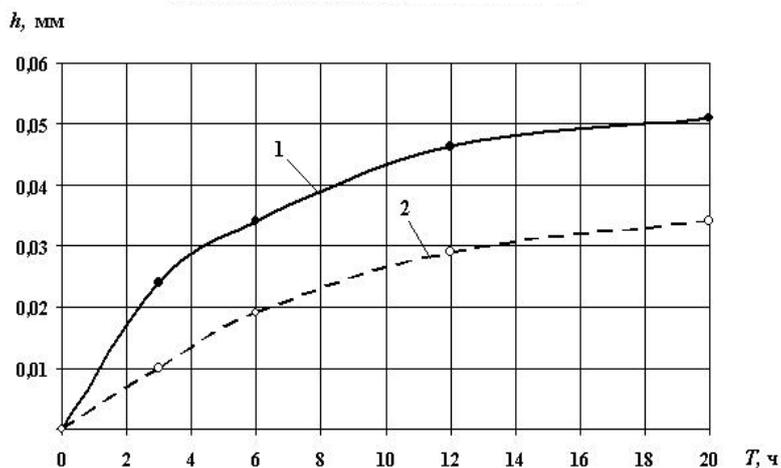


Рис.6.35. Радиальный износ 2-го компрессионного конического, поршневого кольца дизеля ТМЗ-450Д: 1 – масло М-10ДМ; 2 – масло М-10ДМ+3% ТС ММ

Из фотографии рабочих поверхностей колец для сравниваемых случаев можно видеть, что по сравнению с кольцом, работавшим на масле с ТС, ширина полосы износа рабочей поверхности кольца, работавшего на «чистом» масле, больше по всей окружности, а в зоне замка достигает практически 100% осевой высоты конической части рабочей поверхности кольца (рис.6.36).



Рис.6.36. Вид рабочей поверхности отработавших 20ч компрессионных конических поршневых колец дизеля ТМЗ-450Д: сверху кольцо, отработавшее на масле М-10ДМ; снизу – на масле М-10ДМ+3% ТС ММ

## Б. Антифрикционные свойства

Как показали результаты измерений механических потерь, выполненные методом прокрутки (рис.6.37) и расхода топлива на холостом ходу (рис.6.38) по достижении двигателем 20 моточасов, наличие ТС ММ в моторном масле улучшило антифрикционные свойства последнего, что проявилось в значимом снижении механических потерь на всем диапазоне скоростного режима двигателя, особенно в зоне средних и высоких частот вращения. Так, максимальное снижение механических потерь на номинальной частоте вращения  $3600\text{мин}^{-1}$  составило: по механическому КПД с 0,68 до 0,71 (+4,4%); по мощности механических потерь с до 3,85 до 3,55кВт (-7,8%); по часовому расходу топлива на холостом ходу с 0,67 до 0,64кг/ч (-4,5%).

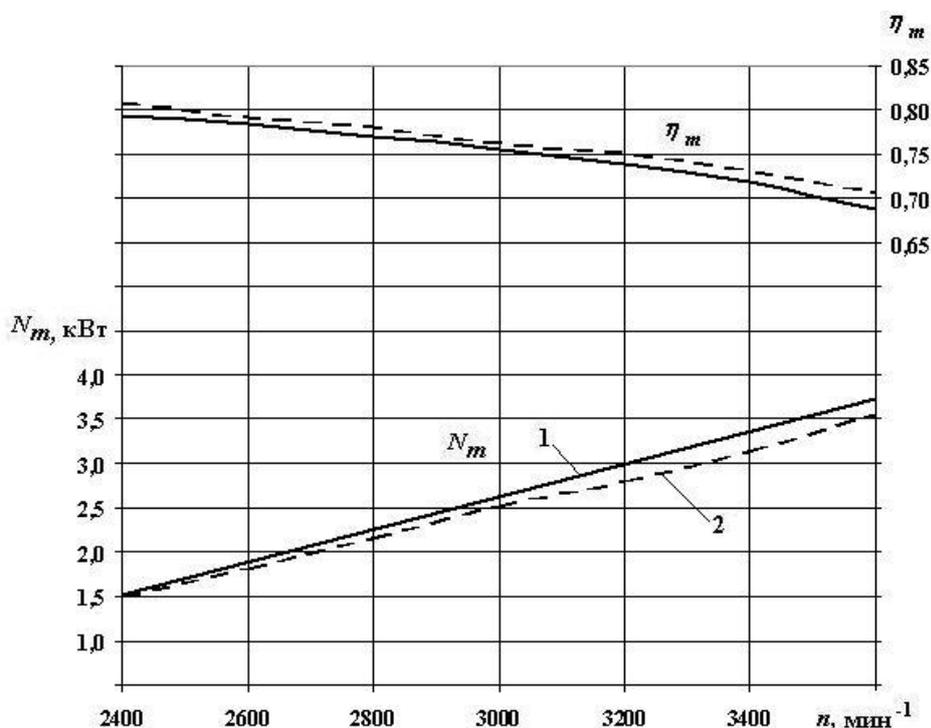


Рис.6.37. Механические потери (механический КПД и мощность механических потерь) дизеля ТМЗ-450Д при смазывании сравниваемыми объектами: 1- масло М-10ДМ; 2 – масло М-10ДМ+3% ТС ММ

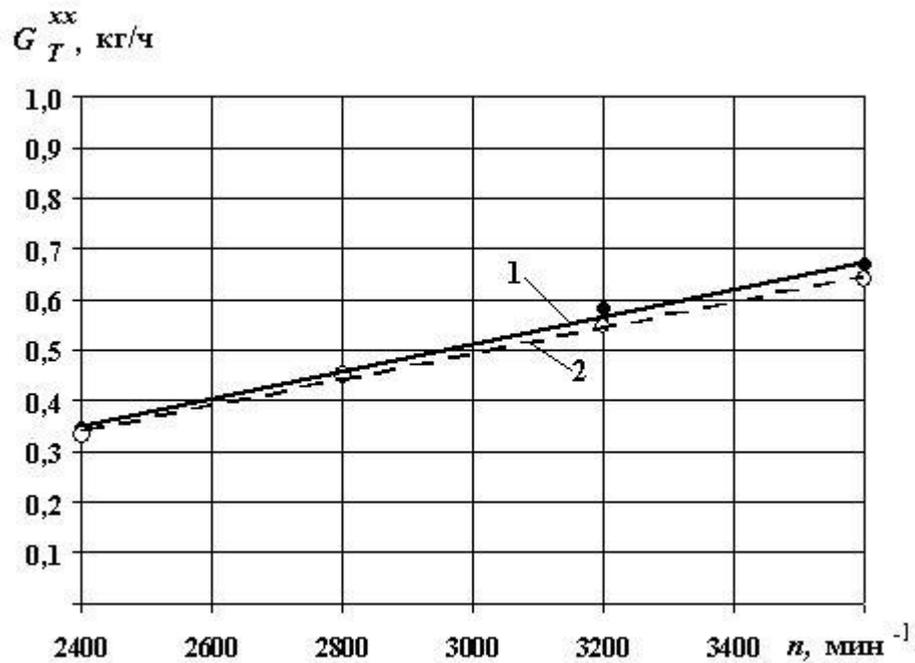


Рис.6.38. Характеристика холостого хода дизеля ТМЗ-450Д при смазывании сравниваемыми объектами: 1- масло М-10ДМ; 2 – масло М-10ДМ+3% ТС ММ

Дополнительно и более убедительно (в связи с большей чувствительностью метода) лучшие антифрикционные свойства моторного масла с ТС проявились при сравнении температурных полей трения цилиндра на режиме прокрутки дизеля ТМЗ-450Д без сжатия, сгорания и охлаждения (рис.6.39-рис.6.44). Рассмотрение этих полей однозначно указывает на снижение тепловыделения от трения по окружности и высоте цилиндра, а также на всех трех исследованных скоростных режимах ( $2800, 3200$  и  $3600 \text{мин}^{-1}$ ) при использовании в масле ТС. При этом, ввиду отсутствия воздушного охлаждения, известного неравномерностью температурных полей по окружности, температурные поля трения сравниваемых объектов в ортогональных плоскостях (плоскость коленчатого вала и плоскость качания шатуна) практически идентичны (ср., например, рис.6.39 и рис.6.40).

Максимальные значения и разница температурных полей цилиндра для сравниваемых смазочных материалов получена в центральном поясе цилиндра (точки №№5, 6, 7, 8), что логично объясняется максимальной скоро-

стью и максимальной боковой силой поршня (а, значит, максимальной работой силы трения поршня) в этой зоне. Для большей наглядности разницы в тепловыделении сравниваемых объектов было представлено сопоставление средних температур центрального пояса цилиндра в зависимости от частоты вращения двигателя (рис.6.35). Как видно из рис.6.35, температуры трения в обоих сравниваемых случаях практически линейно увеличиваются с ростом частоты вращения коленчатого вала, при этом разница температур возрастает, достигая на номинальном скоростном режиме  $18^{\circ}\text{C}$  ( $-18\%$ ).

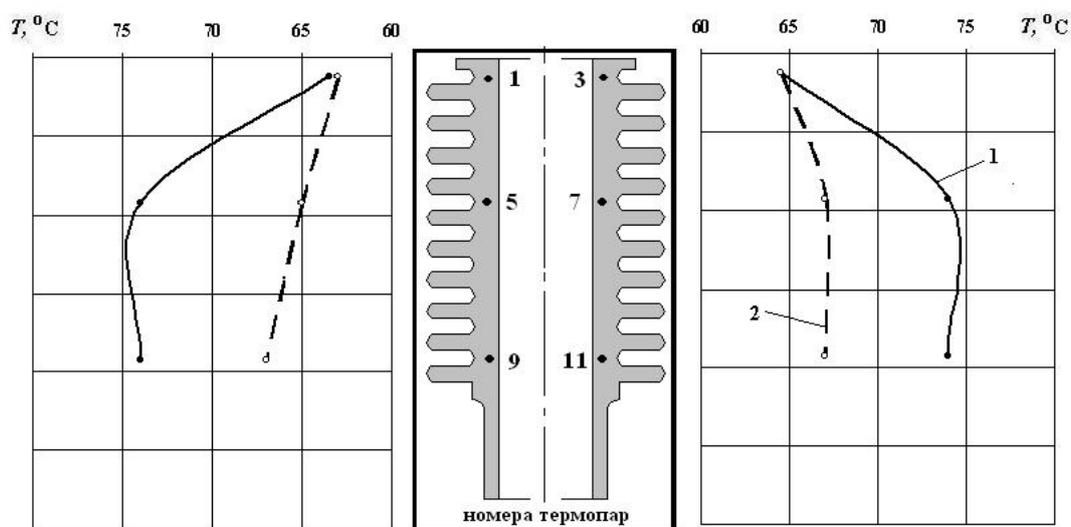


Рис.6.39. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости коленчатого вала при прокрутке без сжатия, сгорания и охлаждения на частоте вращения  $2800\text{мин}^{-1}$ : 1 – масло М-10ДМ; 2 –масло М-10ДМ+3%ТС ММ

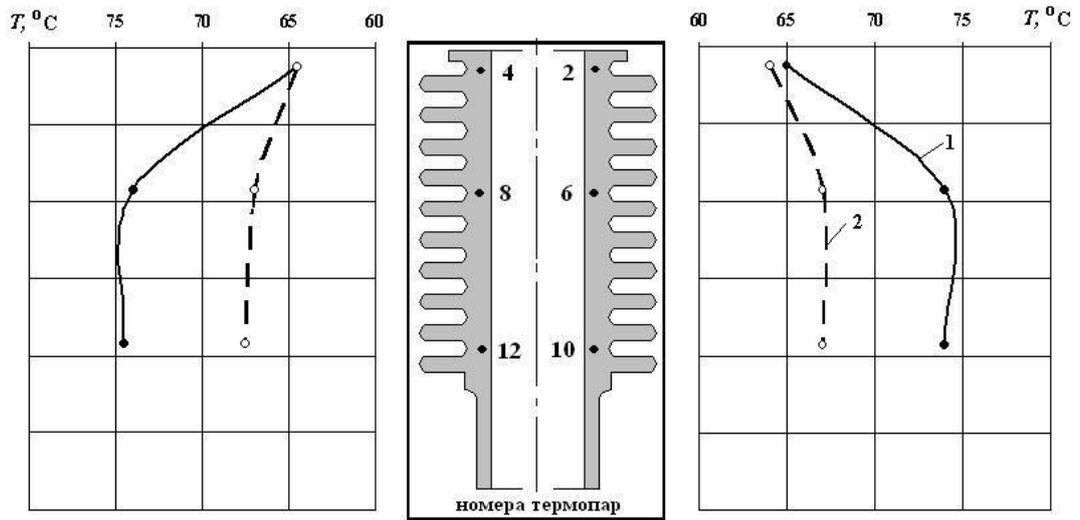


Рис.6.40. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости качания шатуна при прокрутке без сжатия, сгорания и охлаждения на частоте вращения  $2800\text{мин}^{-1}$ : 1 – масло М-10ДМ; 2 –масло М-10ДМ+3%ТС ММ

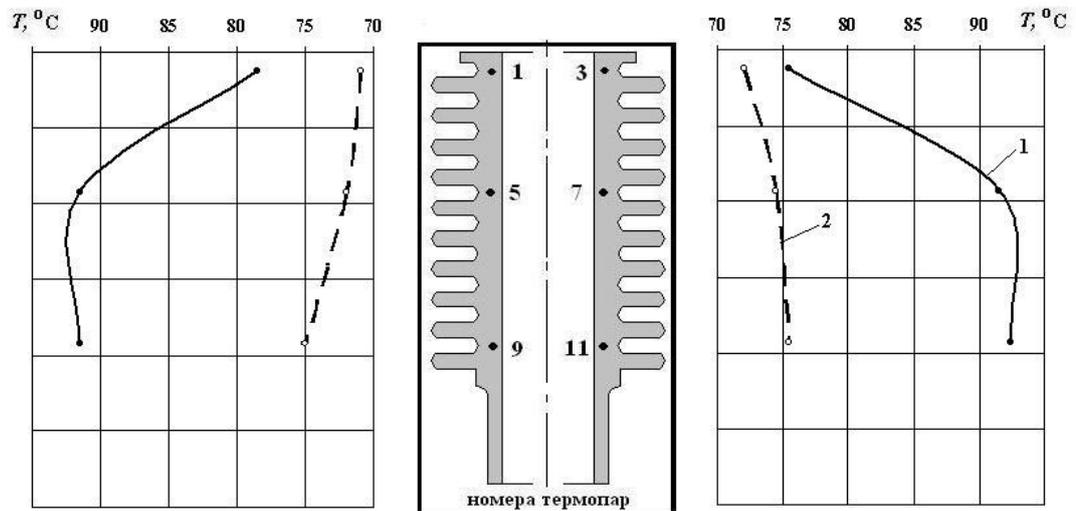


Рис.6.41. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости коленчатого вала прокрутке без сжатия, сгорания и охлаждения на частоте вращения  $3200\text{мин}^{-1}$ : 1 – масло М-10ДМ; 2 –масло М-10ДМ+3%ТС ММ

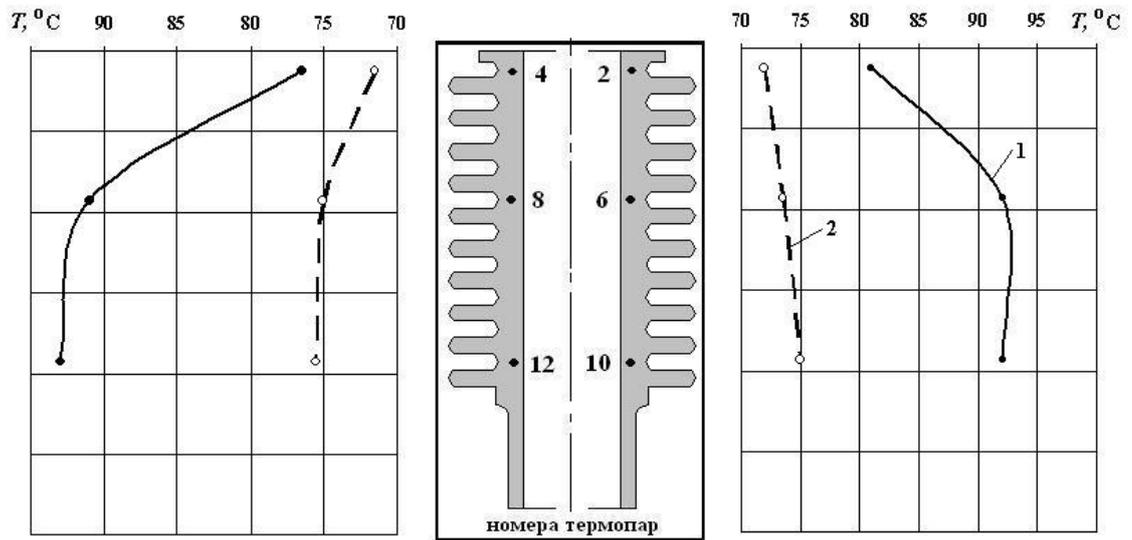


Рис.6.42. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости качания шатуна при прокрутке без сжатия, сгорания и охлаждения на частоте вращения  $3200\text{мин}^{-1}$ : 1 – масло М-10ДМ; 2 –масло М-10ДМ+3%ТС ММ

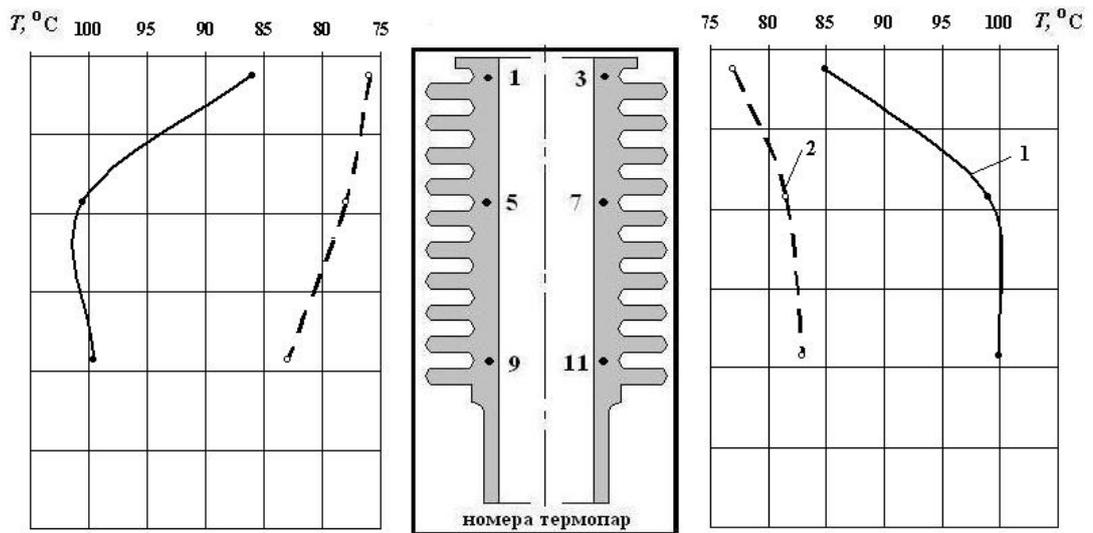


Рис.6.43. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости коленчатого вала при прокрутке без сжатия, сгорания и охлаждения на частоте вращения  $3600\text{мин}^{-1}$ : 1 – масло М-10ДМ; 2 –масло М-10ДМ+3%ТС ММ

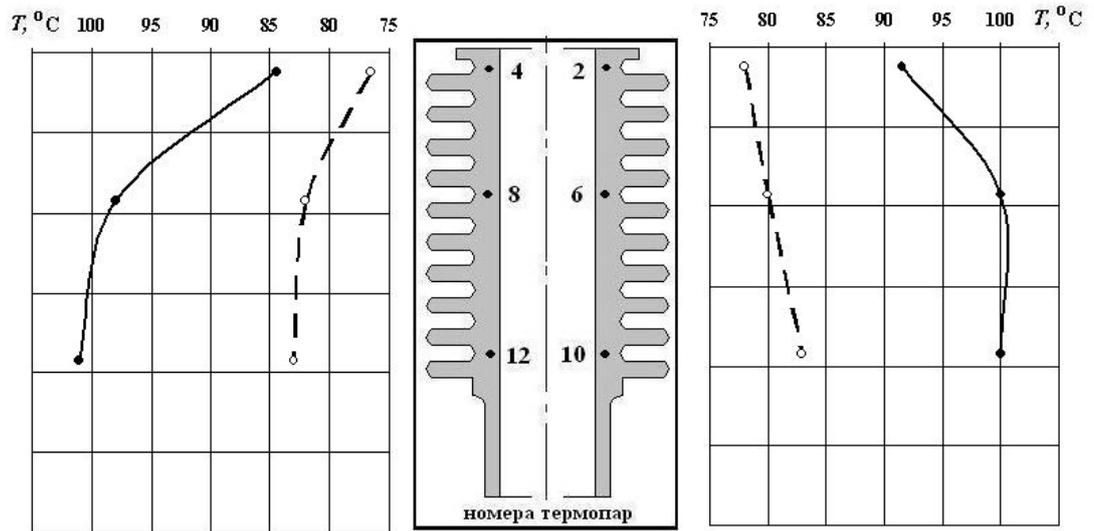


Рис.6.44. Температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в плоскости качания шатуна при прокрутке без сжатия, сгорания и охлаждения на частоте вращения  $3600 \text{ мин}^{-1}$ : 1 – масло М-10ДМ; 2 –масло М-10ДМ+3%ТС ММ

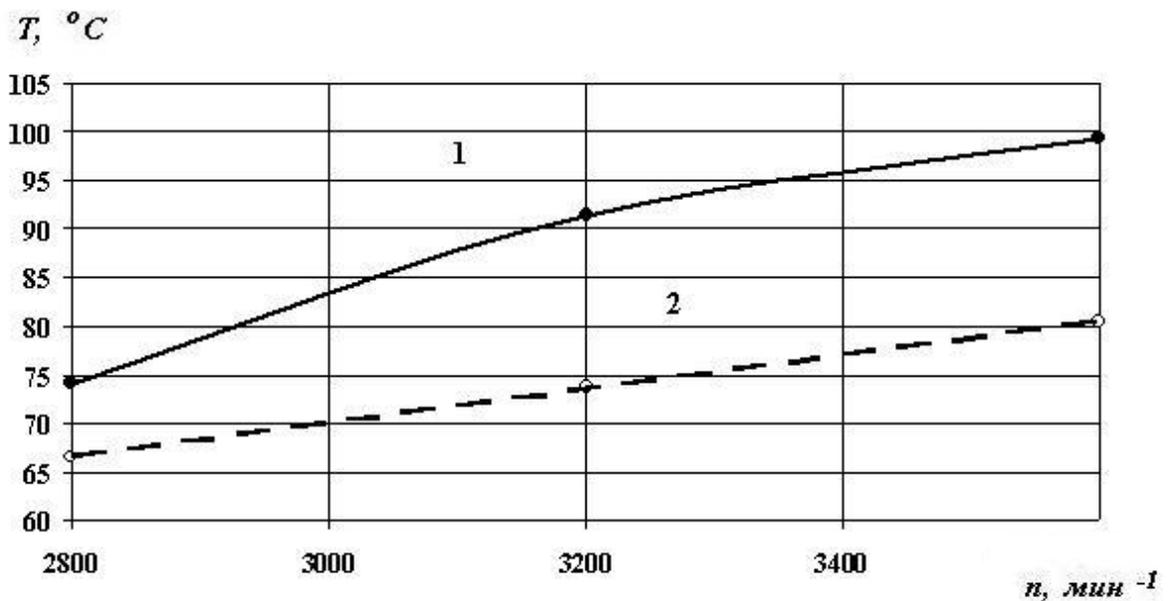


Рис.6.45. Средняя температура трения в центральном поясе цилиндра для сравниваемых объектов в зависимости от частоты вращения дизеля ТМЗ-450Д: 1 – масло М-10ДМ; 2 –масло М-10ДМ+3%ТС ММ

Отмеченное снижение механических потерь при использовании в моторном масле ТС ММ четко проявилось в поведении кривых крутящего момента, эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива на внешней скоростной характеристике дизеля ТМЗ-450Д (рис.6.46). Как следует из рис.6.46, в зоне средних и высоких частот вращения применение ТС ММ в масле М-10ДМ обеспечило повышение крутящего момента и эффективной мощности в среднем на 0,3Н·м (1,3%) и 0,1кВт (1,2%), соответственно. Производное от эффективной мощности значение удельного эффективного расхода топлива снизилось за счет применения в масле М-10ДМ ТС ММ в среднем на 2г/кВт·ч (1,2%).

Подводя итог, можно констатировать, что в ходе моторных испытаний на дизеле ТМЗ-450Д, проведенных в условиях отсутствия фильтрации моторного масла бумажным фильтрующим элементом, ТС на основе металлического мыла (стеарата цинка), введенный в количестве 3% в минеральное моторное масло М-10ДМ (SAE 30, API CD, производство «Ойлрайт», Россия), полностью проявила высокие противоизносные и достаточные антифрикционные свойства, обеспечив снижение:

- износа (на примере 2-го компрессионного кольца) на 22-35%;
- мощности механических потерь на 8%;
- расхода топлива на 1-5%.

Однако неудовлетворительная растворимость ТС как в ПАО, так и в моторном масле требует проведения дополнительных работ по решению этой проблемы и повторения моторных испытаний в условиях полноценной фильтрации моторного масла.

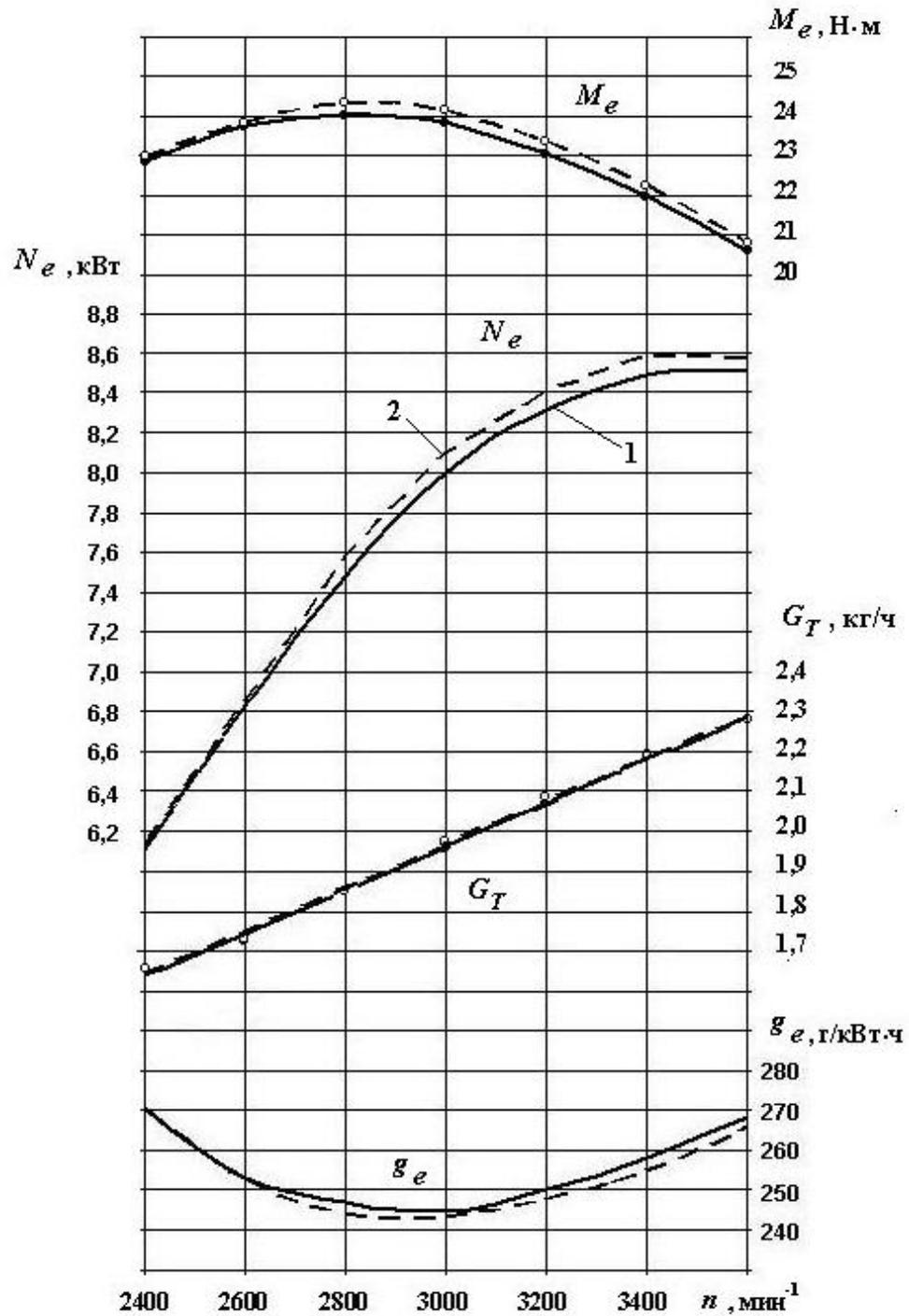


Рис.6.46. Внешняя скоростная характеристика дизеля ТМЗ-450Д:  
1 – масло М-10ДМ; 2 –масло М-10ДМ+3%ТС ММ

#### 6.4. Контрольные вопросы

1. Чем отличались поршни, представленные к сравнительным моторным испытаниям?
2. Каковы методические особенности моторных испытаний, предназначенные для выявления антифрикционных свойств поршней?
3. Что считается значимой разницей при сопоставлении сходственных показателей механических потерь?
4. Как проявилась при испытаниях поршней взаимосвязь между механическими потерями и расходом топлива?
5. Какие энергосберегающие моторные масла были представлены к моторным испытаниям и почему?
6. Почему для испытаний энергосберегающих масел требовалась повышенная чувствительность методов измерений механических потерь?
7. Представители каких групп ТС были выбраны для моторных испытаний и почему?
8. Что такое последствие ТС?
9. Почему моторные испытания ТС ММ проводились без фильтрации моторного масла?
10. Какой метод был применен для ускоренной оценки изнашивания при испытаниях ТС?

## Глоссарий

**Абразивный износ** – сопровождающееся необратимой потерей массы формоизменение поверхности тела в процессе микрорезания более твердыми частицами (абразивом), внедренными в материал тела или присутствующими в смазочном материале.

**Антифрикционный** – обладающий низким трением, способствующий снижению трения.

**Вид износа** – отличительная форма проявления механизма изнашивания. Из всех существующих видов износа наиболее характерны для двигателя и автомобиля следующие три: усталостный, коррозионный и абразивный.

**Вязкостно-температурная характеристика (ВТХ)** – зависимость вязкости жидкости (как правило, моторного масла) от ее объемной температуры.

**Гидродинамическая несущая способность (ГНС)** – подъемная сила или реакция смазочного материала, возникающая при определенных условиях в зазоре смазываемых деталей.

**Гидродинамический или жидкостный режим трения** - форма проявления закономерностей процесса трения тел, полностью разделенных слоем смазочного материала, толщина которого превышает максимальную шероховатость поверхностей тел.

**Граничный режим трения** – отличается от жидкостного тем, что контактирование трущихся тел осуществляется через весьма тонкий слой адсорбированных пленок особого состава, структуры и свойств, отличных от таковых для конструкционного и смазочного материалов.

**Задир** – крайняя форма аномального протекания процессов трения и изнашивания, сопровождающаяся значительным повреждением поверхностей трения, включая приваривание и наволакивание материалов, приводящее в итоге к нарушению работы сопряжения.

**Идентификация** (расчетной модели, программы) – процедура проверки результатов расчета, выполненного с помощью расчетной модели, программы, с данными эксперимента и/или других, заслуживающих доверия, источников.

**Изнашивание** - формоизменение тел при относительном движении, связанное с необратимым уменьшением массы одного или нескольких тел.

**Износ** – результат изнашивания.

*Примечание:* часто для простоты термин **износ** употребляется в том же смысле, что и **изнашивание**.

**Моторное масло** – смазочный материал для трущихся деталей (рабочее тело системы смазки) двигателя внутреннего сгорания. Представляет собой смесь базового масла (на минеральной, синтетической или частично синтетической основе) и пакета функциональных присадок, являющихся неотъемлемой частью состава и главным свойствообразующим компонентом моторного масла.

**Коррозионный износ** – происходит в результате охрупчивания и последующего разрушения поверхностных, химически измененных слоев металла (как правило, окислов или солей).

**Погонная гидродинамическая несущая способность (ПГНС)** – ГНС, приходящаяся на единицу ширины смазываемой поверхности.

**Противозадирный** – способный подавлять или предотвращать задир.

**Противоизносный (износостойкий)** – обладающий свойством сопротивления изнашиванию.

**Профилирование** – процедура выбора формы образующей поверхности детали для лучшего выполнения последней служебной функции.

**Режим трения** – отличительная форма проявления закономерностей процесса трения. Различают два основных - гидродинамический и граничный, а также переходный между ними смешанный режимы трения.

*Примечание:* используемый иногда термин «сухое» трение, характеризующий процессы при подвижном контактировании не смазываемых, хи-

мически чистых поверхностей твердых тел, имеет смысл только для условий глубокого вакуума (например, космоса), т.к. в земных условиях трущиеся поверхности деталей машин быстро покрываются слоем окислов и/или адсорбированных пленок.

**Смешанный режим трения** – неустойчивая, переходная от граничного к гидродинамическому (и наоборот) форма проявления закономерностей трения.

**Трение** – сопротивление движению на границе раздела тел (внешнее трение) или внутри самого тела (внутреннее трение).

**Трибологический состав (ТС)** – комплекс химических веществ, вводимых в готовую товарную форму смазочного материала (в ряде случаев и жидкого топлива) на стадии эксплуатации машины для доставки в зону подвижного контакта смазываемых деталей с целью снижения трения и изнашивания и/или компенсации негативных последствий этих процессов.

**Трибология** – наука о трении и износе.

**Трибометрия** – теория и практика метрологии в области трения и изнашивания.

**Триботехника** – практическое приложение трибологии.

**Усталостный износ** – наиболее естественный для деталей машин, проявляется как результат механического истирания и/или циклического разрушения поверхностных слоев деталей в процессе знакопеременного нагружения.

## Литература

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения.-М.: ГИФМЛ, 1963.-472с.
2. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел.-М.: Машиностроение, 1968.-503с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ.-М.: Машиностроение, 1968.-480с.
4. Мур Д. Основы и применения трибоники/Пер. с англ. под ред. И.В. Крагельского, Г.И. Трояновской.-М.: Мир, 1978.-487с.
5. Чихос Х. Системный анализ в трибонике: Пер. с англ. С.Х. Харламова. - М.: Мир, 1982.-351с.
6. Гидродинамическая теория смазки: Классики естествознания/Под ред. и с доп. статьями проф. Л.С. Лейбензона.-М.-Л.: ГТТИ, 1934.-344с.
7. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. - М.: Машгиз, 1959.-403с.
8. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле: Пер. с англ. В.А. Боронина под ред. В.К. Житомирского. - М.: Машгиз, 1962.-294с.
9. Путинцев С.В. Трибометрия поршневых машин: Уч. пособие.-М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003.-64с.
10. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова.-4-е изд., перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1983.-372с.
11. Математическое моделирование полей температур, деформаций и напряжений в деталях цилиндро-поршневой группы поршневых двигателей/Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков и др.: Учеб. пособие.-Ч.1: Моделирование температурных полей.-М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003.-32с.

12. Трение и граничная смазка: Сб. статей под ред. проф. И.В. Крагельского.-М.: Изд-во Иностранной литературы, 1953.-288с.
13. Сун Лисинь. Методика и результаты исследования потерь на трение в подшипниках кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя: Дисс. ...канд. техн. наук.-М., 2004.-116с.
14. Бурштейн Л.М. Расчет толщины масляного слоя на стенке цилиндра ДВС//Машиноведение.-1981.-№4.-С.97-103.
15. Бурштейн Л.М., Кобяков С.В. Основы расчетов смазки и трения поршневого кольца//Двигателестроение.-1985.-№3.-С.6-9.
16. Мохнаткин Э.М. Расчетная оценка толщины масляной пленки, формируемой поршневым кольцом//Двигателестроение.-1980.-№10.-С.16-19.
17. Мохнаткин Э.М., Усов П.П. Гидродинамическая смазка деформируемого поршневого кольца//Трение и износ.-1980.-Т.1, №6.-С.1000-1010.
18. Мохнаткин Э.М. Гидродинамическая смазка поршневых колец с различной формой рабочей поверхности//Трение и износ.-1985.-Т.6, №5.-С.859-865.
19. Петриченко Р.М., Шабанов А.Ю. Механизм образования смазочного слоя под комплектом поршневых колец ДВС//Двигателестроение.-1987.-№4.-С.6-10.
20. Kruse H., Todsén U. Bisherige Forschungsarbeiten am tribologischen System Kolben-Kolbenring-Zylinder//Tribologie+Schmierungstechnik.-1986.-No 2.-S.90-98.
21. Семенов В.С. Режим смазки пары трения поршневое кольцо-цилиндровая втулка ДВС//Двигателестроение.-1991.-№10-11.-С.19-23.
22. Резников В.Д. Письмо в редакцию (отклик на статью Л.М. Бурштейна и С.В. Кобякова, опубликованную в журналах №11, 12, 1990 г. и №1, 1991 г.)//Двигателестроение.-1991.-№12.-С.53-54.
23. Шабшаевич Б.Э., Адамович А.В. Исследование потерь на трение в поршневой группе дизеля Д-50//Тракторы и сельхозмашины.-1970.-№8.-С.13-15.

24. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода/В.В. Эфрос, Н.Г. Ерохин, Р.И. Кульчицкий и др.-М.: Машиностроение, 1976.-277с.

25. Автомобильные двигатели/В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.; Под ред. М.С. Ховаха.-М.: Машиностроение, 1977.-591с.

26. Путинцев С.В. Анализ режима трения деталей цилиндропоршневой группы автомобильного дизеля//Известия вузов. Машиностроение.-1999.-№2-3.-С.65-68.

27. Путинцев С.В. Условия смазки и трения деталей цилиндропоршневой группы ДВС: Матер. докл. VII междунар. научн.-практ. сем. «Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС».-Владимир, 1999.-С.164-166.

28. Токарь И.Я. Проектирование и расчет опор трения. - М.: Машиностроение, 1971.-167с.

29. Прокопьев В.Н. К расчету подшипников скольжения поршневых машин//Вестник машиностроения.-1974.-№ 3.-С.20-23.

30. Захаров С.М., Эрдман В.Ф. Гидродинамический и тепловой расчет подшипников коленчатого вала поршневого двигателя//Вестник машиностроения.-1978.-№ 5.-С.24-28.

31. Путинцев С. В., Аникин С.А., Сун Лисинь. Моделирование и расчет затрат мощности на преодоление трения в подшипниках коленчатого вала поршневого двигателя//Известия вузов. Машиностроение.-2004.-№3-С.23-31.

32. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения двигателя.-М.: Машиностроение, 1964.-209с.

33. Мишин И.А. Долговечность двигателей.-М.: Машиностроение, 1968.-260с.

34. Определение потерь на привод агрегатов и механизмов дизеля Д-50/Б.Э. Шабшаевич, А.В. Адамович, Н.К. Петров и др.//Тракторы и сельхозмашины.-1973.-№1.-С.9-10.

35. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания: Пер. с англ. под общ. ред. М.Г. Круглова.-М.: ГНТИ, 1960.-406с.
36. Васильев Б.Н. Механические потери двигателя автомобиля "Москвич"//Автомобильная и тракторная промышленность.-1954.-№ 2.-С.14-21.
37. Автомобильные двигатели/В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.; Под ред. М.С. Ховаха.-М.: Машиностроение, 1977.-591с.
38. Тракторные дизели: Справочник/Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.; Под общ. ред. Б.А. Взорова.-М.: Машиностроение, 1981.-535с.
39. Теория двигателей внутреннего сгорания/Н.Х. Дьяченко, А.К. Костин, Г.В. Мельников и др., Под ред. Н.Ч. Дьяченко.-М.-Л.: Машиностроение, 1965.-457с.
40. Виппер А.Б., Лашхи В.Л., Кулагин В.В. Использование модификаторов трения в моторных маслах—эффективный способ снижения потерь мощности на трение//Двигателестроение.-1980.-№9.-С.24-25.
41. Лашхи В.В., Виппер А.Б., Кулагин В.В. Высокотемпературные антифрикционные присадки к моторным маслам//Трение и износ.-1980.-Т.1, №4.-С.749-753.
42. Экономия топлив при использовании специальных моторных масел/В.Д. Резников, В.М. Кондратьев, С.Б. Борщевский и др.//Химия и технология топлив и масел.-1981.-№11.-С.58-60.
43. Путинцев С.В., Папонов В.С. Актуальное направление работ в области снижения потерь на трение и износ тракторных и комбайновых двигателей: Сб. научн. тр. ЦНИТА.-Л., 1989.-С.33-35.
44. Виппер А.Б., Непогодьеv А.В. Новый тип антифрикционной и противозносной присадки//Топлива и смазочные материалы.-1986.-№3.-С.23.
45. Путинцев С.В., Холомонов И.А., Малый Л.Ф. Выбор и исследование смазочного материала с улучшенными триботехническими параметрами//Трение и износ.-1990.-Т.2, №2.-С.317-322.
46. Рывинский Г.Н., Гуляев А.Е. Анализ возможности улучшения экономических показателей автомобиля за счет отключения части цилиндров

двигателя//Автомобильные и тракторные двигатели: Межвуз. сб. (М.).-1980.- Вып. 3.-С.42-49.

47. Путинцев С.В. Состояние проблемы и перспективы развития трибологического аспекта энергосбережения в двигателестроении//Известия вузов. Машиностроение.-1995.-№10-12.-С.71-79.

48. Путинцев С.В., Пронин М.Д. Теоретическое и расчетное обоснование снижения механических потерь профилированием и модификацией трущейся поверхности поршня//Известия вузов. Машиностроение.-2008.-№12.-С.33-42.

49. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом.-Л.: Машиностроение, 1982.-248 с.

50. Путинцев С.В., Синюгин А.В., Белов А.А. Методика и результаты экспериментальной проверки энергосберегающих свойств моторных масел//Известия вузов. Машиностроение.-2006.-№11.-С.47-55.

51. Испытания двигателей внутреннего сгорания/Б.С. Стефановский, Е.А. Скобцов, Е.К. Корси и др.-М.: Машиностроение, 1972.-368с.

52. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания: Учебник для вузов.- М.: Высшая школа, 1975.-320с.

53. Двигатели армейских машин. Ч.1/П.М. Белов, В.Р. Бурячко, Е.И. Акатов и др.; Под ред. П.М. Белова.- М.: Воениздат, 1971.-511с.

54. Pasztor E. Uber neuere Naerungs-Messverfahren des mechanischen Wirkungsgrades von Verbrennungsmotoren//MTZ.-1974.-No4.-S.113-119.

55. Лютый С.Н., Резников В.Д., Павлов А.Г. Методы отборочных испытаний антифрикционных присадок и энергосберегающих моторных масел//Трение и износ.-1989.-Т.10, №2.-с.367-371.

56. Меден А.И. Распределение потерь в элементах шатунно-поршневой группы дизеля//Развитие комбинированных двигателей внутреннего сгорания.-М.: Машиностроение, 1974.-С.41-62.

57. Профилирование юбок поршней/Б.Я. Гинцбург, Г.Я. Васильченко, Н.С. Судойский и др.-М.: Машиностроение, 1973.-88с.

58. Тухман И.Я. Повышение топливной и масляной экономичности тракторного дизеля путем совершенствования кольцевого уплотнения поршня: Автореферат дисс...канд. техн. наук.-Харьков, 1983.-27с.

59. Шибель А. Скользящие опоры (подшипники и подпятники): Конструкция и расчет. - М.-Л.: ОНТИ, 1936.-432с.

60. А.с. 1249183 СССР, МКИ<sup>3</sup> F02 F 3/03, F 16J1/04. Поршень для двигателя внутреннего сгорания/С.В. Путинцев, В.К. Чистяков, Ю.С. Песоцкий; № 3801878/25-06; Заявл. 11.09.84//Открытия, изобретения,...-1986.-№49.-С.130.

61. Суркин А.С., Маслов А.П. Анализ работы поршня с асимметричным профилем юбки//Вестник ЧГАУ.-1996.-Т.16.-С.63-68.

62. Маслов А.П. Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней//Автореферат дисс...канд. техн. наук.-Челябинск, 1999.-18с.

63. Самопрофилирование рабочей поверхности поршневых компрессионных колец с различной формой поперечного сечения в начальный период работы тракторного дизеля/С.В. Путинцев, Ю.С. Громов, А.В. Лычагин и др.//Двигателестроение.-1989.-№2.-С.38-39.

64. Пат.2016299 РФ, МКИ<sup>3</sup> 16J1/04, F 02 F3/00. Поршень для двигателя внутреннего сгорания/С.В. Путинцев; №4911360/92; Заявл. 13.02.91//Изобретения.-1994.-№13.-С.141.

65. Пат.1700323 РФ, МКИ<sup>3</sup> 16J1/04. 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.

66. Путинцев С.В. Энергосберегающий поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой. Часть 1: теоретическое обоснование//Известия вузов. Машиностроение.-1996.-№7-9.-С.60-67.

67. Путинцев С.В. Энергосберегающий поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой. Часть 2: расчет и эксперимент//Известия вузов. Машиностроение.-1996.-№10-12.-С.51-56.

68. ГОСТ 24773. Поверхности с регулярным микрорельефом. Классификация, параметры и характеристики.-М.: Изд-во стандартов, 1988.-14с.

69. Аналитический обзор методик определения маслостойкости поверхности зеркала гильзы двигателя внутреннего сгорания/А.П. Минаков, О.В. Ящук, В.Н. Соколов и др.//Вестник машиностроения.-1999.-№10.-С.14-16.

70. Hannoschock N. Zur Tribologie des Kolbenringes//MTZ.-1985.-No12.-S.503-506.

71. Furuhami S., Tagiguchi M. Measurement of piston frictional force in actual operating diesel engine//Int. Jahrb. Tribologie.-1981.-P.737-742.

72. Thiele E. Ermittlung der Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren//MTZ.-1982.-No6.-S.253-258.

73. Shin K., Tateishi Y., Furuhami S. Measurement of oil-film-thickness between piston ring and cylinder//SAE Tech. Pap. Ser.-1983.-No830068.-15pp.

74. Попов В.Н., Четошников В.И. К вопросу выбора формы поршня для обеспечения минимального зазора в сопряжении поршень-цилиндр//Тр. ЧИМЭСХ (Челябинск).-1974.-Вып.88.-С.136-139.

75. Фомин В.Н., Кокорев И.А. Исследование трения легкого двигателя//Тр. НАТИ.-1931.-Вып.15.- 124с.

76. Рык Г.М., Рогов Ф.М. Моделирование условий смазки поршня//Двигатели внутреннего сгорания: Респ. междувед. науч.-техн. сб. (Харьков).-1976.-Вып.23.-С.113-122.

77. Путинцев С.В., Аникин С.А. Математическая модель и результаты расчета трибосопряжения поршень-цилиндр ДВС//Двигатель-97: Тез. докл. Междунар. науч.-техн. конф.-М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.-С.63.

78. Путинцев С.В., Аникин С.А., Сун Лисинь. Расчетная оценка влияния ряда характеристик работы поршня на механические потери дизеля//Известия вузов. Машиностроение.-2003.-№3.-С.47-51.

79. Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутрен-

него сгорания//Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, Спец. вып. сер. «Машиностроение».-2007.-С.150-156.

80. Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Программа PISTON-DHT для расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня ДВС//Двигатель-2007: Сб. научн. трудов Междунар. конф.-М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.-С.235-241.

81. Путинцев С.В., Михайлов Ю.Г., Аникин С.А. Анализ деформации скручивания поршневого кольца в канавке поршня ДВС//Двигателестроение.-1989.-№7.-С.7-11.

82. Путинцев С.В. Развитие расчетного моделирования условий смазки и трения поршневых колец ДВС//Совершенствование тракторных конструкций: Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф.-М.: НАТИ, 1985.-С.25-26.

83. Путинцев С.В. Некоторые вопросы виртуальной динамики поршневых колец быстроходного ДВС//Совр. проблемы кинематики и динамики ДВС: Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф.-Волгоград, 1985.-С.47-49.

84. Путинцев С.В., Аникин С.А., Песоцкий Ю.С. Новая динамическая модель системы цилиндр-смазочный слой-кольцо-поршень ДВС для расчетной оценки функциональных свойств поршневого кольца//Совр. проблемы кинематики и динамики ДВС: Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф.-Волгоград, 1985.-С.85-87.

85. Путинцев С.В. Прогнозирование триботехнических свойств и проектирование поршневых колец ДВС на базе математического моделирования//Перспективы развития комб. двиг. внутр. сгорания и двиг. новых систем и на новых топливах: Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф.-М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1987.-С.19.

86. Путинцев С.В. Определение резервов эксплуатационной экономичности дизеля путем расчетной оценки функциональных свойств поршневых колец//Акт. пробл. двигателестроения: Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф.-Владимир, 1987.-С.90-91.

87. Путинцев С.В., Аникин С.А. Расчетная модель и анализ условий смазки и трения поршневого кольца быстроходного тракторного дизеля//Трение и износ.-1988.-Т.9.-№4.-С.617-626.

88. Путинцев С. В., Сун Лисинь, Аникин С.А. Выбор зависимостей для расчета сил трения в основных сопряжениях двигателя внутреннего сгорания//Известия вузов. Машиностроение.-2002.-№4-С.50-55.

89. Путинцев С. В., Сун Лисинь, Аникин С.А. Влияние баланса механических потерь на стратегию моделирования трибологических процессов в поршневых машинах//Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Матер. IX Междунар. науч.-практ. конф.-Владимир, 2003.-С.137-139.

90. Путинцев С. В., Аникин С.А., Сун Лисинь. Математическое моделирование трения в цилиндро-поршневой группе и подшипниках двигателя внутреннего сгорания: Матер. II Междунар. конф.–Улан-Удэ, 2003.-Том.3.-С.155-158.

91. Сун Лисинь. Методика и результаты исследования потерь на трение в подшипниках кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя: Автореферат дисс...канд. техн. наук.-Москва, 2004.-16с.

92. Оу. К.П., Ли К.Г., Генка П.К. Упругогидродинамическая смазка юбки поршня//Проблемы трения.-1988.-№1.-С.125-132.

93. Костров А.В., Смирнов С.В., Макаров А.Р. Математическое моделирование движения поршня в цилиндре в слое смазочного материала с учетом деформации юбки//Двигателестроение.-1990.-№1.-С.7-9.

94. 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.

95. Оценка жидкостного трения в сопряжении цилиндр-поршневое кольцо-поршень//Ю.Н. Никитин, Л.Х. Арустамов, С.П. Измайлов и др.//Двигателестроение.-1983.-№7.-С.51-53.

96. Белобоков Б.Г. Влияние отклонения от соосности и деформации опор на гидродинамические параметры подшипников скольжения: Автореферат дисс... канд. техн. наук. – Владимир, 1996.- 22с.

97. Моторные масла. Производство, свойства, классификация, применение: Научно-технические издание/Р. Балтенас, А.С. Сафонов, А.И. Ушаков и др. – М.-СПб.: Альфа Лаб, 2000.-272с.

98. Путинцев С.В. Трибологические аспекты развития современных ДВС: Матер. докл. VIII междунар. научн.-практ. конф. «Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС».-Владимир, 2001.-С.38-41.

99. Путинцев С.В., Галата Р.А., Беклемышев В.И. Результаты триботехнических испытаний смазочных композиций для ДВС//Известия вузов. Машиностроение.-2000.-№3.-С.51-56.

100. Методика и результаты триботехнических испытаний ряда современных продуктов автохимии/С.В Путинцев., Р.А Галата., В.И. Беклемышев и др.//Совершенствование мощностных и энергоэкономических показателей ДВС: Тез. докл. международной. науч.-техн. конф.–Владимир, 2001.– С.213-214.

101. Оценка служебных свойств многофункционального кондиционера металла FENOM в условиях стендовых моторных испытаний/П.В. Фомин, С.В Путинцев., Р.А Галата и др.//Совершенствование мощностных и энергоэкономических показателей ДВС: Тез. докл. международной. науч.-техн. конф.–Владимир, 2001.–С.247-249.

102. Лютый С.Н., Резников В.Д., Павлов А.Г. Методы отборочных испытаний антифрикционных присадок и энергосберегающих моторных масел//Трение и износ.-1989.-Т.10, №2.-С.367-371.

103. Патент №1712808. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе поршневых машин/С.В. Путинцев.-Бюл. №6.-1992.-С.169.

104. Putintsev S., Anikin S. Measurement of Local Frictional Forces in Actual Operating Piston Machines//Tribology-Solving Friction and Wear Problems: 10th Int. Colloquium.-Ostfildern, 1996.-Vol.3.-P.2131-2138.

105. Поршневой трибометр для сравнительной оценки антифрикционных и противоизносных свойств смазочных материалов//С.В. Путинцев, А.С. Шаповалов, С.А. Аникин и др.–Трение и износ.-1998.-Т.19, №2.-С.218-223.

106. Орлин А.С., Чистяков В.К., Путинцев С.В. Экспериментальное определение силы трения в цилиндропоршневой группе дизеля с воздушным охлаждением//ЦНИИТЭИтяжмаш ДВС.–1981.-№4-81-18.–С.5-10.

107. А.с. 985736. Устройство для определения силы трения в цилиндропоршневой группе двигателя внутреннего сгорания с воздушным охлаждением/С.В. Путинцев, В.К. Чистяков, Ю.С. Песоцкий и др.-Бюл. №48.-1982.-С.160.

108. А.с. 1645874. Устройство для измерения силы трения в цилиндропоршневой группе двигателя внутреннего сгорания/С.В. Путинцев, А.С. Шаповалов, В.К. Чистяков и др.//Открытия, изобретения,...-1991.-Бюлл. №16.-С.172.

109. Cerrato R., Gozzelino R. and Rucci R. A single cylinder engine for crankshaft bearings and piston friction losses measurement//Fuel Eff. Power Trains. and Vef. VECON-84.-London, 1984.-pp.180-185.

110. Путинцев С.В., Аникин С.А. Универсальная зависимость для нахождения динамической вязкости моторных масел в рабочем диапазоне температур//Двигателестроение.-1995.-№1.-С.70-71.

## Приложение

Таблица 1

## Основные производители и торговые марки трибологических составов

Торговая марка трибологического состава (страна-изготовитель)	Объекты применения	Особенности рецептуры/ основного компонента	Способ применения/ рекомендуемая концентрация	Эффект применения	Внешний вид емкости
<b>КОНДИЦИОНЕРЫ МЕТАЛЛА</b>					
ER-Energy Release –антифрикционный кондиционер металла (США)	Высоконагруженные металлические железосодержащие пары трения машин, включая ДВС и агрегаты автомобиля	Синтетическое соединение, включающее активатор/вязкая жидкость	Добавление к смазочному материалу и топливу/3-6 и 0,02% соответственно	Повышение задиростойкости, снижение трения и износа деталей и, улучшение эксплуатационных, экономических и экологических показателей техники	
SMT <sup>2</sup> -синтетический кондиционер металла 2-го поколения (США)	Средне- и высоконагруженные железосодержащие пары трения машин, включая ДВС и агрегаты автомобиля	Синтетическое соединение, имеющее катализатор металлогидридов/вязкая жидкость	То же	То же плюс местная трибометаллизация (железнение) поверхностей по очагам износа, биоразлагаем	

<p>AUTO PLUS OIL ADDITIVE (MARLY – Бельгия)</p>	<p>Смазываемые пары трения двигателя и автомобиля</p>	<p>Соединение, содержащее активный компонент</p>	<p>Добавление к моторному маслу и автомобильным жидкостям</p>	<p>Снижение трения, износа, предотвращение задира, восстановление и усиление моющих свойств моторного масла</p>	
<p>DURA LUBE with SR<sub>3</sub> (США)</p>	<p>Система смазки ДВС</p>	<p>Сложное синтетическое соединение с активным компонентом</p>	<p>Добавление к моторному маслу/до 6%</p>	<p>Снижение трения и расхода топлива (5-12%)</p>	
<p>VERY LUBE (продукт группы ХАДО – Украина)</p>	<p>То же</p>	<p>Содержит пакет химических соединений, в том числе (ФУЛЛЕРЕН - C60)</p>	<p>Добавление к моторному маслу/до 3%</p>	<p>Защита от износа узлов и механизмов; при регулярном использовании пробег без капремонта более 300 000 км</p>	

<p>FENOM-многофункциональный кондиционер металла (Россия)</p>	<p>Средне- и высоконагруженные металлические пары трения, включая ДВС и агрегаты автомобиля</p>	<p>Синтетическое соединение, содержащее концентрированный хемосорбер/вязкая жидкость</p>	<p>То же</p>	<p>Снижение интенсивности изнашивания и трения поверхностей</p>	
<p>TRIADYS (Россия)/Продукт группы FENOM</p>	<p>То же</p>	<p>Антиоксидант, детергент, дисперсант, цирконий.</p>	<p>Добавление к смазочному материалу/ до 3%</p>	<p>Усиление противозносных и моющих свойств</p>	
<p>GREEN RUN (Россия)/Продукт группы FENOM</p>	<p>То же после "свежей" механической обработки пары трения с нарушенной в результате износа микротопографией поверхностей То же</p>	<p>Беззольный пластификатор</p>	<p>То же</p>	<p>Повышение качества приработки</p>	

<p>OLD CHAP (Россия)/Продукт группы FENOM</p>		<p>Жидкокристаллические соединения</p>	<p>То же</p>	<p>Усиление противоизносных свойств</p>	
<p><b>МОДИФИКАТОРЫ ТРЕНИЯ</b></p>					
<p>ЭНЕРГИЯ 3000 (Россия-Франция)</p>	<p>ДВС и трансмиссия автомобиля</p>	<p>Композиции органических углеводов, вещества группы галогенов (без фтора и хлора)</p>	<p>Добавление к смазочному материалу и топливу/ <b>до 3%</b></p>	<p>Снижение скорости износа, повышение задиростойкости, повышение моющих свойств моторного масла</p>	

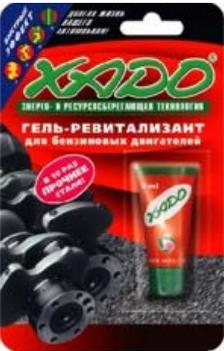
SLIDER 2000 PTFE (Англия)	То же	Ультрадисперсный порошок политетрафторэтилена	Добавление к моторному и трансмиссионному маслам	Снижение износа всех типов ДВС, ручных коробок передач, мостов, промышленного оборудования и т. д. Уменьшает до угар масла, снижает расход топлива	
ABRO LUBE (ABRO – США)	Нагруженные смазываемые узла трения двигателя и автомобиля	То же	Добавление к моторному маслу/до 20%	Снижение трения, изнашивания, облегчение холодного пуска	
STP with XEP2 (США)	ДВС и трансмиссия автомобиля	То же	Добавление к смазочному материалу	Снижение трения и изнашивания	

OIL ADDITIV (LIQUI MOLY - Германия)	ДВС и транс-миссия автомо-биля	Маслораство-римая форма дисульфида молибдена	Добавление к смазоч-ному материалу	Снижение трения и изнашивания	
PTFE (HI-GEAR -США)	То же	Мелкодисперс-ный порошок политетрафтор-тилена	Добавление к смазоч-ному материалу	Снижение трения и изнашивания	
TEFLON (STEP UP – США)	То же	Активирован-ные частицы тефлона (PTFE) и комплекс антиокислитель-ных и стабили-зирующих при-садок	Добавление к мотор-ным и трансмиссион-ным маслам	Облегчение холод-ного пуска, умень-шение расхода топ-лива и масла, увели-чение мощности и приемистости двига-теля	

MoS <sub>2</sub> ADDITIV (MANNOL - Германия)	ДВС и трансмиссия автомобиля	Маслорастворимая форма дисульфида молибдена	Добавление к смазочному материалу	Снижение трения и изнашивания	
PM XERAMIC (Голландия)	Система смазки ДВС	Синтетические углеводороды, содержащие мелкодисперсную керамику (нитрид бора)	Добавление к моторному маслу	Снижение трения, изнашивания, облегчение холодного пуска	
АМ-Аспект модификатор (Россия)	ДВС и трансмиссия автомобиля	Композиция фторполимеров и ингибиторов коррозии в углеводородном масле	Добавление к моторному и трансмиссионному маслам	Снижение трения и износа, повышение задиростойкости, снижение шума и вибрации	

<p>УМ- Универсальный модификатор (Россия)</p>	<p>ДВС и транс- миссия автомо- биля</p>	<p>Поверхностно- активные ве- щества, «жид- кий» фторо- пласт - маслораство- римая форма политетрафто- рэтилена</p>	<p>Добавление к моторно- му маслу</p>	<p>Снижение трения и износа, повышение задиристосткости</p>	
<p>СУРМ (Россия)</p>	<p>Система смазки ДВС</p>	<p>Комплексное металлоорга- ническое со- единение ме- таллов и поли- меров</p>	<p>Добавление к моторно- му маслу</p>	<p>Снижение трения и износа, облегчение пуска, восстано- вление компрес- сии, уменьшение шума и вибрации</p>	

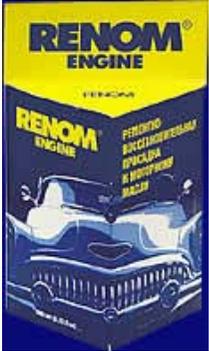
МОЛИТРАНС (Россия)	ДВС и транс- миссия автомо- биля	Активноеое- динение мо- либдена, фтора и фосфора	Добавление к моторно- му и трансмиссионно- му маслам	Эффективное сни- жение трения и из- нашивания, высокие антизадирные свой- ства	
ЛИ – ликвидирую- щая износ (ООО «ВиГО» - Россия)	То же	Маслораство- римое соеди- нение молиб- дена	То же	Снижение износа, токсичности, увели- чение межремонтно- го пробега автомо- биля	
<b>РЕМЕТАЛЛИЗАНТЫ</b>					

LUBRIFILM – METALYZ (Швейцария)	ДВС и трансмиссия автомобиля	Композиция мягких металлов (медь-свинец-серебро)	Добавление к смазочному материалу	Восстановление изношенных поверхностей, снижение трение и износа	
ХАДО (Украина)	ДВС и трансмиссия автомобиля	Металлокерамическая композиция	Добавление к смазочному материалу	Производит выборочное наращивание металлокерамического слоя в наиболее изношенных местах двигателя. Снижение трения и износа.	
ТРИБО (Россия)	ДВС и трансмиссия автомобиля	Металлокерамическая композиция	Добавление к смазочному материалу	Локальное восстановление изношенных поверхностей, снижение трения и износа	

<p>ФОРСАН (Россия)</p>	<p>ДВС и транс-миссия автомо-биля</p>	<p>Силикатно-керамическая композиция</p>	<p>Добавление к смазочному материалу</p>	<p>Восстановление размеров изношенных деталей, снижение трения и износа</p>	
<p>РЕСУРС (Россия)</p>	<p>ДВС и транс-миссия автомо-биля</p>	<p>Мелкодисперсные порошки металлов</p>	<p>Добавление к смазочному материалу</p>	<p>Восстановление размеров изношенных деталей, снижение трения и износа</p>	
<p>РЕАГЕНТ 2000 (Россия)</p>	<p>ДВС и транс-миссия автомо-биля</p>	<p>Ультрадисперсные минералы, металлы-катализаторы, органические кислоты и соли</p>	<p>Добавление к смазочному материалу</p>	<p>Восстановление размеров изношенных деталей, снижение трения и износа, восстановление компрессии</p>	

НИОД (Россия)	То же	Мелкодисперсный порошок металлокерамики (силикатные соединения, серпентиниды)	Добавление к смазочному материалу	Восстановление размеров изношенных деталей, снижение трения и износа, восстановление компрессии	
РЕТОЛ (Украина)	То же	Паста черного цвета, содержащая мелкодисперсную металлокерамику	ДВС и трансмиссия автомобиля	Восстановление изношенных поверхностей трения; компрессии, уменьшение шума работы механизмов, снижение количества вредных выбросов в атмосферу	
SUPER GOLD OZEROL MP-8 (Украина)	То же	ПАВ, активный компонент НОУ-ХАУ компании-производителя	То же	Снижение трения и износа, восстановление компрессии, экономия топлива	

<p>ЖИВОЙ МЕТАЛЛ (Россия)</p>	<p>Тяжелонагруженные и интенсивно изнашиваемые детали машин, в том числе узлы трения ДВС и трансмиссии автомобиля</p>	<p>Ультрадисперсная металлокерамика</p>	<p>То же</p>	<p>Восстановление геометрии и упрочнение изношенных поверхностей деталей, увеличение срока службы машин и механизмов</p>	
<p>ВД - Восстанавливающая добавка Автокомфорт-М (Россия)</p>	<p>Средне- и сильно изношенные узлы трения ДВС</p>	<p>Многокомпонентная мелкодисперсная смесь минералов-серпентинитов, хлоритов, каолинитов и др.</p>	<p>Добавление к моторному маслу/от 2 до 6%</p>	<p>Преобразование поверхностей трения в металлокерамические. Увеличение износостойкости двигателя. Уменьшение расхода масла, топлива и токсичности</p>	

RENOM ENGINE (Россия)/Продукт группы FENOM	То же	Металлоорганический компонент	То же	Повышение износо- и задиростойкости	
СУПЕРМЕТ (Россия)	Средне- и сильно изношенные узлы трения ДВС	Суспензия ультрадисперсного порошка на основе медного сплава в моторном масле с добавлением специальных поверхностно-активных веществ	Добавление к смазочному материалу/до 2,5%	Исправление дефектов и неровностей рабочих поверхностей двигателя в местах износа	

РиМЕТ (Россия)	То же	Ультрадисперсная металлокерамика	Добавление к смазочному материалу/до 5%	Компенсация износа поверхностей трения деталей, восстановление компрессии в цилиндрах двигателя	
----------------	-------	----------------------------------	---	---	---