

*ТРУДЫ*  
**НАМИ**

— 1976 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-  
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

---

---

*ТРУДЫ*

*НАМИ*

Выпуск 159

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ,  
ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА  
ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО  
СГОРАНИЯ

---

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1976

## РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Хлебников А. М. (председатель), Лунев И. С. (зам. председателя), Петрушов В. А. (зам. председателя), Григорьева Л. А. (отв. секретарь).

### Секция двигателей

Гельбрас-Аксенов В. П., Григорьев М. А., Дмитрневский А. В., Прудников Б. И., Ханин Н. С., Чистозвонов С. Б., Цветков С. И.

*Канд. техн. наук М. А. Григорьев, инж-ры В. А. Метелкин,  
Г. В. Борисова, канд-ты техн. наук В. И. Новиков,  
Л. К. Поляковский, инж-ры Т. С. Жаргалов, В. А. Чуфистов*

## **МЕТОД ПОВЕРХНОСТНОГО АКТИВИРОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Проблема повышения долговечности автомобильных двигателей требует непрерывного совершенствования методов испытаний, в частности, разработки новых, менее трудоемких и более эффективных и точных методов замера износа деталей двигателей. Кроме того, перед экспериментаторами стоит ряд задач, решение которых невозможно без широкого исследования особенностей протекания процесса изнашивания деталей с получением информации без остановки и разборки двигателя. К числу таких методов измерения износа следует отнести дифференциальный метод радиоактивных индикаторов, или метод поверхностного активирования [4; 5].

Настоящая работа посвящена отработке техники измерений износа методом поверхностного активирования как одной детали двигателя (гильзы цилиндра), так и нескольких одновременно (гильза цилиндра, компрессионное кольцо, шейка коленчатого вала) при изнашивании деталей под воздействием различных факторов.

### **Радиоиндикаторные методы определения износа деталей машин**

Успехи в создании ядерных реакторов и ускорителей заряженных частиц способствуют развитию промышленного получения искусственных радиоактивных изотопов и разработке различных методов определения износа деталей с помощью радиоактивных индикаторов.

Способы нанесения источника излучений на поверхности исследуемой детали можно классифицировать следующим образом:

- 1) активирование деталей в реакторе;
- 2) активирование путем введения радиоактивных изотопов в материал детали при плавке отливки;

- 3) электроосаждение исследуемого материала на изнашиваемую поверхность;
- 4) включение в деталь вставок с радиоактивными источниками;
- 5) введение радиоактивного препарата путем диффузии;
- 6) электроискровая обработка трущейся поверхности радиоактивным электродом;
- 7) поверхностное активирование детали путем облучения пучком заряженных частиц.

Первая работа по применению радиоактивных индикаторов для изучения износа была выполнена еще в 1944 г. группой Пинотти при исследовании износа поршневых колец, активирование которых проводилось в реакторе.

В СССР работы в этой области получили развитие в институтах ИМАШ, ВИАМ, МВТУ им. Баумана, НАМИ, НАТИ, ВНИИНП и др. Основным направлением работ является изучение износа деталей двигателя внутреннего сгорания, режущего инструмента и подшипников под воздействием различных конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов.

Поскольку наблюдения ведутся по активности продуктов износа, необходимы высокая удельная активность самих изнашиваемых деталей и проведение работы в специализированных лабораториях. Выполнение замеров не требует остановки и разборки механизма, но чаще всего дает интегральный результат для всей облученной детали, не позволяющий точно определить место максимального износа.

В МВТУ им. Н. Э. Баумана под руководством проф. В. И. Постникова был разработан «дифференциальный» метод радиоактивных индикаторов [4; 5], который позволяет вести непрерывный и периодический контроль процесса изнашивания деталей машин без их остановки и разборки в обычных производственных условиях и при эксплуатации. В основе метода лежит контроль изменения  $\gamma$ -активности участка поверхности исследуемой детали и в сопоставлении с изменением величины износа в линейных единицах.

### **Физические основы активирования деталей ускоренными заряженными частицами**

Исследование износа деталей машин и механизмов методом поверхностного активирования предусматривает такой важный этап, как выбор режима облучения детали на циклотроне, который определяют исходя из трех основных параметров активирования:

- 1) глубины образования изотопов под воздействием ускоренных заряженных частиц в облучаемом материале;
- 2) выхода изотопов, т. е. увеличения активности необходимых изотопов на единицу режима облучения;
- 3) изотопного состава облученных деталей, его распределения по глубине и изменения по времени.

На облученном участке детали в результате ядерных действий образуются различные радиоактивные изотопы. Образование радиоактивных изотопов на определенной глубине зависит как от полного пробега заряженных частиц в материале детали, так и от порога ядерных реакций образования изотопов.

Полный пробег заряженных частиц  $R$  с начальной их энергией  $E_a$  может быть определен по ряду различных предложенных расчетных зависимостей [3—5], в том числе:

$$R = \int_{E_a}^0 \frac{dE}{\left| \frac{dE}{dx} \right|} \text{ мз/см}^2,$$

где  $E$  — энергия бомбардирующих частиц, Мэв;

$$R = 2,4 \frac{I_A^{1/4} A_z E_a^{7/4}}{Z_A Z_a^2 a^{3/4}},$$

где  $A_z$ ,  $a$ ,  $Z_A$ ,  $Z_a$  — соответственно массовые числа и относительные заряды атомов тормозящего вещества и бомбардирующей частицы;

$I_A$  — средняя энергия возбуждения атомов тормозящего вещества, Мэв,

или

$$R = P b E_a^{7/4},$$

где  $P$  — коэффициент, зависящий только от свойств облучаемого вещества,

$$P = \frac{A_z I_A^{1/4}}{Z_A};$$

$b$  — коэффициент, характеризующий свойства бомбардирующих частиц,  $b = \frac{2,4}{Z_a^2 a^{3/4}}$ ; в частности, для дейтронов

$b = 1,427$ , для протонов  $b = 2,4$  и для  $\alpha$ -частиц  $b = 0,212$ .

Зависимости «пробег—энергия» важны для контроля управления глубиной активирования  $L$  исследуемых деталей, что определяет величину измерений износа и их точностные показатели. Кроме того, оценка величины пробега дает возможность контролировать один из важных параметров — энергию заряженных частиц.

$$L = R(E_a) - R(E_{\text{пор}}^{\text{min}}) \text{ мз/см}^2,$$

где  $R(E_a)$  — полный пробег частиц с энергией  $E_a$  в заданном материале;

$R(E_{\text{пор}}^{\text{min}})$  — пробег частиц до минимального эффективного порога образования данного изотопа.

Величина пробега и глубина активирования в ядерной физике обычно определяются в  $мг/см^2$ . Для перехода от этих единиц к микрометрам необходимо величину в  $мг/см^2$  разделить на  $0,1\rho$ , где  $\rho$  — плотность материала в  $г/см^3$ .

Результаты расчета величин пробегов различных частиц, полученных на циклотроне У-120, и экспериментально определенная глубина активирования облучаемых деталей представлены в табл. 1.

Таблица 1

Глубина активирования в зависимости от материала облучаемых деталей и характера заряженных частиц

Материал	Плотность $\rho$ , $г/см^3$	Вид частиц					
		протоны		дейтроны		$\alpha$ -частицы	
		пробег $R$ , $мкм$	глубина активирования $L$ , $мкм$	пробег $R$ , $мкм$	глубина активирования $L$ , $мкм$	пробег $R$ , $мкм$	глубина активирования $L$ , $мкм$
Низколегированные стали и чугун	7,4	130	70	260	200	130	50
Сплавы на основе меди	8,9	115	60	230	130	115	45
Хром	7,14	135	60	270	110	135	40

Примечание. Активирование исследуемых поверхностей производилось под углом  $90^\circ$ .

Доля частиц, испытавших ядерное взаимодействие, называемая выходом ядерной реакции, определяется следующим образом:

$$B(E) = \frac{\nu}{N^*} = n \int_{E_{\text{пор}}}^{E_a} \frac{\sigma(E)dE}{\left| \frac{dE}{dx} \right|} \cdot \frac{\text{мккюри}}{\text{мка}\cdot\text{ч}},$$

где  $\nu$  — полное число взаимодействий в толстом слое вещества;

$N^*$  — поток частиц;

$n$  — концентрация ядер;

$E_{\text{пор}}$  — порог ядерной реакции по данному каналу.

Выходы ядерных реакций увеличиваются с повышением энергии бомбардирующих частиц, поскольку функция возбуждения  $\sigma(E)$  резко возрастает с увеличением энергии заряженных частиц:

Исследование изотопного состава радиоактивного участка образцов и деталей, образовавшегося при активировании их пучком ускоренных частиц на циклотроне, производится снятием  $\gamma$ -спектров. Кроме того, на основании известного химического состава материала можно теоретически определить основные возможные ядерные реакции частиц с химическими элементами, входящими в состав материала.

## Активирование образцов и деталей ускоренными заряженными частицами и моделирование износа

Облучение образцов и деталей осуществляется в условиях глубокого вакуума ( $10^{-6}$  мм рт.ст.) и при атмосферном давлении. Максимальные энергии частиц, используемые для облучения образцов и деталей в вакууме, следующие: для дейтонов 13,2 Мэв, для  $\alpha$ -частиц 26,5 Мэв и для протонов 6,6 Мэв.

При моделировании износа для перевода уменьшения относительной активности в линейную величину износа необходимо иметь закономерности уменьшения активности в зависимости от величины снятого слоя.

Методика определения этой зависимости, в значительной степени определяющей погрешности измерений износа, предусматривает проведение следующих работ:

1) равномерное снятие слоев материала с облученных поверхностей образцов и тщательное измерение их линейных размеров с целью определения величины снятого слоя с высокой точностью;

2) измерение радиоактивности образцов по мере их искусственного изнашивания с помощью аппаратуры, используемой при определении интенсивности излучения деталей на двигателях.

Во время таких измерений облученные образцы должны экранироваться в той же мере, что и детали на двигателях.

Истирание образцов производится на притирочной плите, помещенной в вытяжной шкаф, абразивным порошком карбида бора №1 со снятием слоя глубиной 3—5 мкм.

После истирания образец промывается в спирте и охлаждается до постоянной для измерений температуры. Затем интерферометром ИКПВ-8 измеряются величины снятого слоя в трех фиксированных точках в области радиоактивного пятна. За окончательный результат принимается среднеарифметическое из трех измерений.

После каждого снятого слоя  $\Delta B$  производится измерение скорости счета  $N$  детектором с постоянной геометрией измерения.

По результатам проведенных измерений определяется зависимость

$$A = \frac{N}{N_0} = f(\Delta B),$$

где  $N$  — скорость счета, измеренная после снятия радиоактивного слоя  $\Delta B$ ;

$N_0$  — начальная скорость счета.

На рис. 1 представлены результаты моделирования на образцах. На участке относительной активности от 100 до 25% кривая моделирования описывается уравнением  $b = 41,99 - (0,4199 \pm 0,0168)A$ .

Наличие смеси изотопов не позволяет определить распад с помощью известных констант, полученных для одного изотопа (постоянной распада  $\lambda$  и периода полураспада  $T_{1/2}$ ). Поэтому необходимо определить закономерности распада смеси радиоактивных изотопов в облученных материалах.

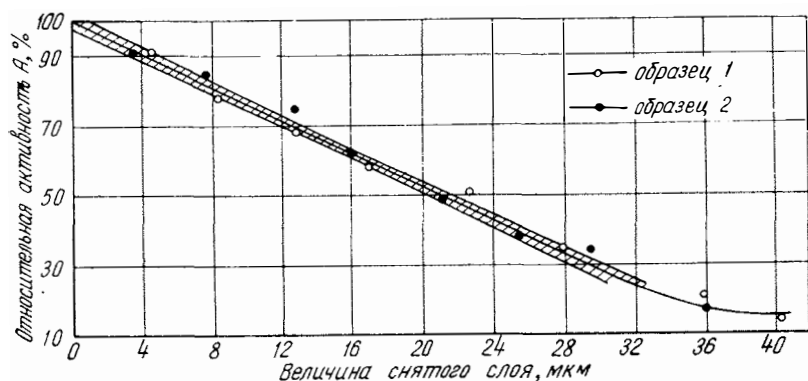


Рис. 1. Зависимость относительной активности от толщины снятого слоя

С этой целью два эталона распада, материал которых соответствовал материалу нирезистовой вставки цилиндров, исследовались на распад около 1200 ч путем периодических замеров скорости счета. В полулогарифмических координатах строился график зависимости  $N_{ст} = f(t)$  (рис. 2).

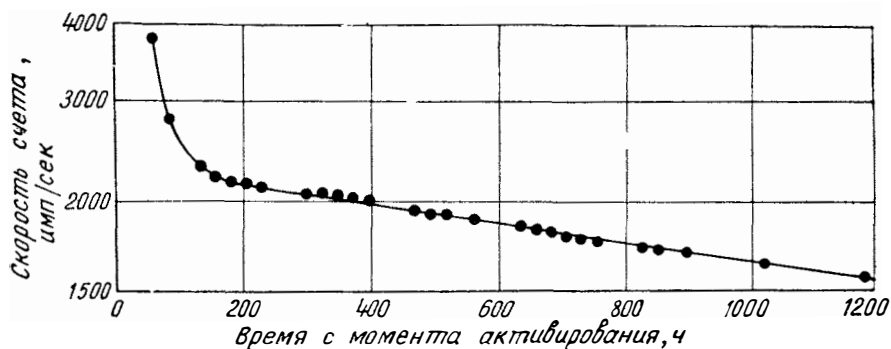


Рис 2 Изменение скорости счета при распаде радиоактивных изотопов, полученных при облучении  $\alpha$ -частицами чугуна тина нирезиста

Анализ полученных результатов показал, что по истечении 200 ч с момента активирования постоянная распада остается практически постоянной величиной, равной  $0,000392 \pm 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$ , что соответствует периоду полураспада смеси  $T_{1/2} = 73,7 \pm 0,75$  дня.

Из числа радиоактивных изотопов, наиболее близких по периоду полураспада смеси  $T_{1/2} = 73,7 \pm 0,75$  дня, является  $\text{Co}^{58}$ , имеющих  $T_{1/2} = 71,3$  дня.

Увеличение периода полураспада объясняется присутствием кобальта — 56 и цинка — 65.

## Аппаратурное обеспечение и радиационная безопасность при определении износа методом поверхностного активирования

Для регистрации активности облученных деталей следует рекомендовать следующую серийно выпускаемую аппаратуру: сцинтилляционный датчик УСД-1 или датчик на основе кристалла NaI (Тl) 70×70 и фотоумножителей ФЭУ-52, ФЭУ-56 (рис. 3,б), дискриминатор типа ПД-2—1 с фиксированными порогами и окнами, широкополостный неперегружающийся усилитель типа УИС-2М, пересчетные приборы типа ПП-9—2М или ПП-12 и блок стабилизации высокого напряжения типа ВС-22, БВ-2. Блок-схема измерительной аппаратуры приведена на рис. 3,а.



а)

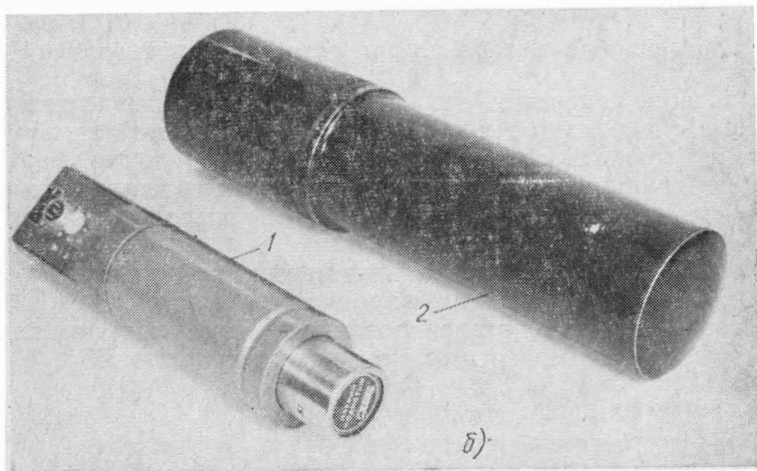


Рис. 3. Блок-схема измерительной аппаратуры (а) и датчики (б): 1 — серийный сцинтилляционный УСД-1; 2 — экспериментальный на основе кристалла NaI (Тl) 70×70

Согласно санитарным правилам [6] определение износа деталей машин с помощью радиоактивных изотопов следует относить к работе с открытыми радиоактивными веществами, поскольку продукты износа могут загрязнять окружающую среду.

Радиоактивные вещества в открытом виде, как потенциальные источники внутреннего облучения, по их токсичности делятся на четыре группы (*A, B, В, Г*). Принадлежность к той или иной группе определяется в зависимости от предельно допустимой концентрации данного вещества в воздухе помещений.

Теоретические и экспериментальные исследования радиоизотопной смеси, образующейся при активировании легированного чугуна дейтонами и  $\alpha$ -частицами, показали, что она может быть отнесена к веществам со средней радиотоксичностью, т. е. к группе *B*.

В результате исследований [4; 5] установлено, что достаточная активность для проведения исследования износа деталей двигателей внутреннего сгорания не превышает 10 *мккюри*. Согласно санитарным правилам [6] работы с источниками  $\gamma$ -излучений активностью 10 *мккюри* и менее могут производиться без специальных мер защиты. Меры защиты от внешнего облучения необходимо принимать, если активность источников  $\gamma$ -излучений составляет более 100 *мккюри*.

Следовательно, работы по определению износа деталей методом поверхностного активирования, если активность деталей не превышает норм [6], нужно считать проводимыми как со стабильными изотопами, поскольку санитарные правила не распространяются на работы с веществами, удельная и суммарная активность которых ниже оговоренных в них величин.

### Погрешность метода поверхностного активирования

В процессе измерения скорости счета возможны погрешности, связанные с имеющейся погрешностью используемой аппаратуры, наличием меняющегося по времени естественного фона, необходимостью введения поправок на распад радиоактивных изотопов, которые определяются и вносятся в качестве поправок в измеряемые величины.

Полная погрешность определения износа *b* складывается из погрешностей эталонирования и определения величины активности *A*. Поскольку процессы эталонирования и измерения активности облученной детали независимы, то можно записать, что

$$(\Delta b_i)^2 = (\Delta b_A)^2 + (\Delta b_k)^2,$$

где  $\Delta b_i$  — погрешность определения износа в *i*-м замере;

$\Delta b_A$  — погрешность, связанная с определением относительной активности *A*;

$\Delta b_k$  — погрешность эталонной кривой, которая имеет разную абсолютную величину для различных участков.

Погрешность  $\Delta b_A$  может быть определена по формуле

$$\Delta b_A = \frac{\delta A}{\gamma_i},$$

где  $\delta A$  — относительная погрешность определения активности  $A$ ;  
 $\gamma_i$  — чувствительность метода, которая характеризует относительное изменение активности при истирании поверхности на единицу толщины:

$$\gamma_i = \frac{dA}{db} / A \text{ \%}/\text{мкм}.$$

Зависимость чувствительности от величины износа, построенная по данным эталонирования, приведена на рис. 4.

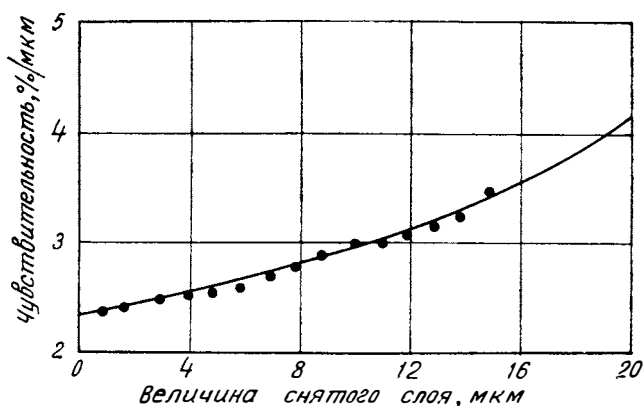


Рис. 4 Зависимость чувствительности от величины износа

Погрешность  $\delta A$  складывается из аппаратурной, обусловленной нестабильностью параметров измерительных устройств, статистической, связанной со статистическим характером регистрируемых величин, погрешности, связанной с неточным определением периода полураспада радиоактивных изотопов, и погрешности, определяемой наличием изменяющегося фона.

В наших исследованиях суммарная погрешность определения относительной активности  $\delta A$  составляла 1,5—2,5%.

Погрешность  $\Delta b_k$  в свою очередь складывается из ряда погрешностей, связанных с неточным знанием величины снятого слоя материала при истирании образцов, неточным знанием угла бомбардировки и т. п.

Анализ этих погрешностей показал, что относительная ошибка эталонной кривой убывает с увеличением нарастающей величины износа.

На рис. 5 приведена зависимость погрешности определения нарастающей величины износа с учетом вышеперечисленных составляющих.

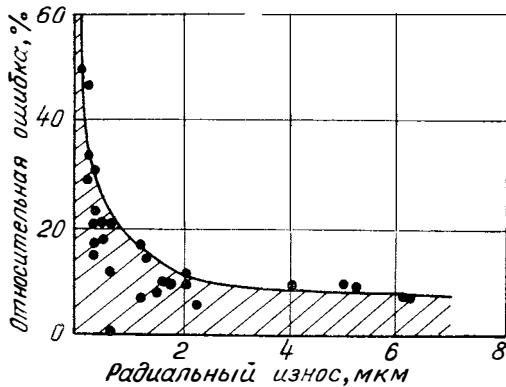


Рис. 5. Зависимость относительной ошибки (при доверительной вероятности 0,95) от величины износа за один цикл, замеренного методом поверхностного активирования (наименьшие квадраты)

### Применение метода поверхностного активирования в исследовании динамики износа деталей автомобильных двигателей

В задачу исследования входила отработка техники измерений, регистрации  $\gamma$ -излучения от активированного пятна как на одной детали (гильзе цилиндра двигателя ЗМЗ-21А) с разборкой после каждого цикла испытаний, так и на нескольких деталях (коленчатый вал, кольцо, гильза цилиндра двигателя ЗИЛ-130) с разборкой и без разборки двигателя во время испытаний.

При разборке двигателя замерялись вырезанные лунки и затем сопоставлялись данные метода поверхностного активирования и искусственных баз [7].

### Исследование износа гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-21А с разборкой после каждого цикла испытаний

Целью испытаний двигателя ЗМЗ-21А являлись установление зависимостей износа гильз цилиндров от воздействия различных факторов и сопоставление результатов износа, полученных методами поверхностного активирования и «вырезанных лунок».

Перед началом испытаний на рабочую поверхность гильзы первого цилиндра в зоне ее максимального износа (пояс остановки верхнего компрессионного кольца в в. м. т., расположенный на расстоянии 9 мм от верхнего торца гильзы) в плоскости качания

шатуна наносилось активированное пятно диаметром около 5 мм. В том же поясе равномерно по окружности цилиндра было нарезано 17 лунок, две из которых (назовем их 1-я и 17-я) располагались по обе стороны от активированного пятна на расстоянии 1,5—2 мм. В остальных цилиндрах в поясе 9 мм было нарезано 8 лунок через каждые 45°.

Испытания двигателя проводились циклами по 10 ч. В каждом цикле в двигатель вместе с топливом вводилась определенная насадка пыли по методике, изложенной в работе [2].

Циклы испытаний имели следующее назначение:

1) циклы 1—3 — подбор дозировки пыли и апробирование системы двигателя;

2) циклы 4—24, 27 — работа двигателя на неустановившихся режимах, при которых нагрузки и обороты двигателя изменялись плавно и непрерывно с разной периодичностью (35; 68,5 и 135 сек), а именно: обороты коленчатого вала от 600 до 3000 об/мин, крутящий момент от нуля до 25, 50, 75 и 100% от максимального момента, пятый режим включал работу двигателя без нагрузки;

3) циклы 25 и 26 — работа двигателя на неустановившихся режимах (при изменении нагрузки от нуля до 100% и оборотов от 600 до 3000 об/мин) с периодичностью, равной 35 сек, при нормальной и пониженной температуре воды и масла;

4) цикл 28 — работа двигателя на постоянном режиме без нагрузки;

5) циклы 29—32 — работа на одинаковом установившемся режиме с пылью разного дисперсного состава.

Циклы 1—24 были проведены на одном экземпляре двигателя, остальные циклы — на другом.

После окончания каждого цикла испытаний демонтировалась головка блока цилиндров, замерялись лунки, нарезанные на рабочей поверхности цилиндров, и тщательно собиралась пыль, оставшаяся в приборах системы питания и впускной трубе двигателя.

При испытаниях износ цилиндров замерялся методом поверхностного активирования.

При методе поверхностного активирования износ исследуемой детали определяется в линейных величинах, что дает возможность провести его прямое сравнение с износом, замеренным методом «вырезанных лунок».

Сравнение производилось по следующим величинам:

1) по средним износам двух лунок (1-й и 17-й), расположенных в поясе 9 мм первого цилиндра, между которыми находилось активированное пятно;

2) по средним износам первого цилиндра в поясе 9 мм, где было нарезано 17 лунок;

3) по средним износам пояса 9 мм всех цилиндров двигателя.

Сравнение износа по активированному пятну с износами по лункам № 1 и № 17, расположенным около пятна, по каждому циклу в отдельности приведено в табл. 2.

Таблица 2

Сравнение среднего износа цилиндров, определенного по двум лункам, с износами, замеренными по активированному пятну, от 4-го до 24-го цикла

Номер цикла	Наименование величин		
	Средний износ по 1-й и 17-й лункам, <i>мкм</i>	Износ по активированному пятну, <i>мкм</i>	Отношение износов
4	1,0	1,5	0,67
5	2,5	1,17	2,14
6	1,3	1,22	1,07
7	0,6	0,20	3,0
8	1,0	0,37	2,7
9	0,2	0,34	0,59
10	0,2	0,30	0,67
11	0	0,60	0
12	0,4	0,4	1,0
13	0,4	0,32	1,25
14	0	0,21	0
15	0	0,22	0
16	0,4	0,32	1,25
17	1,9	0,40	4,75
18	0,4	0,32	1,25
19	0,4	0,21	1,9
20	0,2	0,58	0,34
21	0,4	0,72	0,55
22	1,2	1,30	0,92
23	2,3	1,60	1,44
24	2,3	2,25	1,02

В последнем столбце табл. 2 приведены отношения износов, которые колеблются в широких пределах, что свидетельствует об отсутствии связи между износами, замеренными методом лунок и методом поверхностного активирования в области до 1,5 *мкм*, где погрешности обоих методов высокие.

Поэтому следует оценить возможность применения метода поверхностного активирования в области измерений износов, превышающих 1,5—2 *мкм*.

Как видно из табл. 3, при износе цилиндров от 2,8 до 6,4 *мкм* имеется удовлетворительное совпадение результатов, полученных

Таблица 3

Сравнение износов цилиндров, определенных по двум лункам, с износами, замеренными по активированному пятну, по сгруппированным циклам

Наименование величин	Группа циклов				
	4—6	7—13	14—20	20—24	4—24
Износ по лункам, <i>мкм</i>	5,9	2,8	3,3	6,2	18,2
Износ по активированному пятну, <i>мкм</i>	4,1	3,2	2,8	6,4	16,5
Отношение износов	1,43	0,88	1,18	0,97	1,1

обоими методами. Исключенные составляют циклы 4—6, в которых разница величин износа составила 43%.

В другой серии экспериментов (циклы 25—32) износы цилиндров в большинстве циклов были значительно больше (табл. 4).

Таблица 4

Сравнение среднего износа цилиндров, определенного по двум лункам, с износами, замеренными по активированному пятну, от 25-го до 32-го цикла

Наименование величины	Номер цикла							
	25	26	27	28	29	30	31	32
Износ по 1-й и 17-й лункам, <i>мкм</i>	6,9	5,3	5,2	1,8	2,7	2,6	4,2	4,9
Износ по активированному пятну, <i>мкм</i>	6,4	5,8	5,8	2,3	1,7	1,4	3,8	5,6
Отношение износов	1,08	0,92	0,90	0,78	1,59	1,86	1,10	0,87

Из табл. 4 следует, что при износах порядка 4—7 *мкм* результаты замеров, произведенных методами лунок и поверхностного активирования, совпадают с точностью, достаточной для практических целей, их разница не превышает 8—12%.

Данные, приведенные в табл. 3 и 4, показывают, что при износе от 3 *мкм* и больше результаты замеров локального износа методами поверхностного активирования и лунок расходятся не более чем на 12%, т. е. износ, замеренный с помощью активированного пятна, удовлетворительно совпадает со средним износом, определенным по двум лункам, расположенным по обе стороны пятна. Вышеизложенное иллюстрируется верхними кривыми (рис. 6), из которых видно, что абсолютные значения суммарных износов локальной точки цилиндра, замеренные обоими методами, в течение всех испытаний достаточно близки. Относительная разница в измеряемых величинах с возрастанием износа непрерывно уменьшается и при износе от 10 *мкм* и выше не превышает 2—3%. Вместе с тем приведенные данные показывают, что в области малых износов (до 1,5—2 *мкм*) замеры износа локальной точки цилиндра, произведенные обоими методами, имеют большую разницу, достигающую нескольких раз.

На рис. 6 приведены также средние суммарные износы за соответствующее количество циклов. Видно, что средние износы цилиндров расходятся с данными метода поверхностного активирования, причем абсолютная и относительная разница износов увеличивается по мере их нарастания.

Все эти материалы явились предварительной проверкой метода поверхностного активирования.

С целью дальнейшей проверки возможности использования метода поверхностного активирования для выявления закономерностей изнашивания цилиндров автомобильных двигателей были проведены специально два цикла испытаний (циклы 25 и 26).

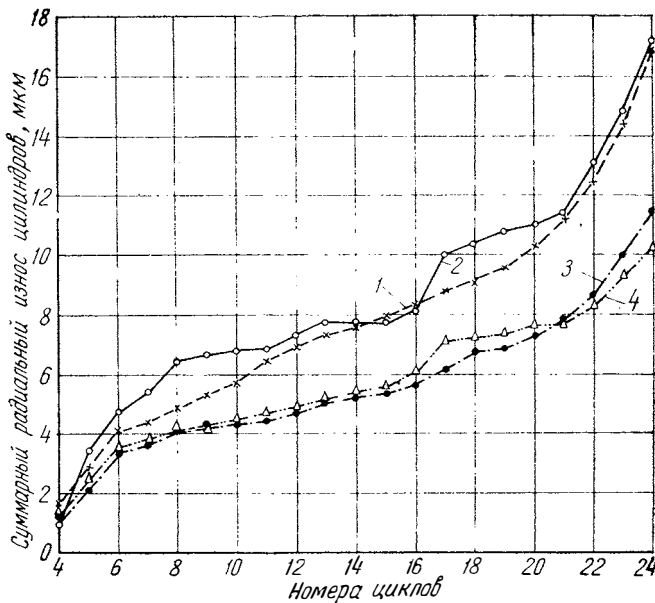


Рис. 6. Сравнение износов цилиндров, замеренных различными методами:

1 — износ по активированному пятну; 2 — средний износ по двум лункам, расположенным по краям активированного пятна; 3 — средний износ первого цилиндра в поясе 9 мм; 4 — средний износ по всем цилиндрам

В цикле 25 двигатель работал при нормальной температуре воды и масла, равной  $80^{\circ}\text{C}$ , а в цикле 26 температура воды и масла составляла  $40^{\circ}\text{C}$ . В обоих циклах двигатель работал на неустановившемся режиме при изменении амплитуды нагрузок от нуля до 100% и оборотов от 600 до 3000 об/мин с периодичностью, равной 35 сек.

Износ цилиндров, замеренный лунками, показан в табл. 5, а на рис. 7 приведены эпюры удельных износов по образующей и в плоскости, перпендикулярной оси цилиндров и расположенной от верхней кромки гильзы на расстоянии 9 мм.

Таблица 5

Радиальный износ цилиндров в поясе 9 мм, замеренный методом лунок

Режим работы двигателя	Средний износ цилиндров, мкм			Количество пыли, поступившей в цилиндры	Средний удельный износ цилиндров, мкм/г пыли		
	по 1-й и 17-й лункам	по 1-му цилиндру	по всем цилиндрам		по 1-й и 17-й лункам	по 1-му цилиндру	по всем цилиндрам
«Горячий» (цикл 25)	6,9	5,0	5,9	1,95	3,6	2,6	3,0
«Холодный» (цикл 26)	5,3	5,0	4,4	2,09	2,6	2,4	2,1

Таким образом, замеры, произведенные методом лунок, показывают уменьшение абразивного износа верхней части цилиндров при понижении теплового режима двигателя от 7% (для среднего износа первого цилиндра) до 43% (средний износ по всем цилиндрам).

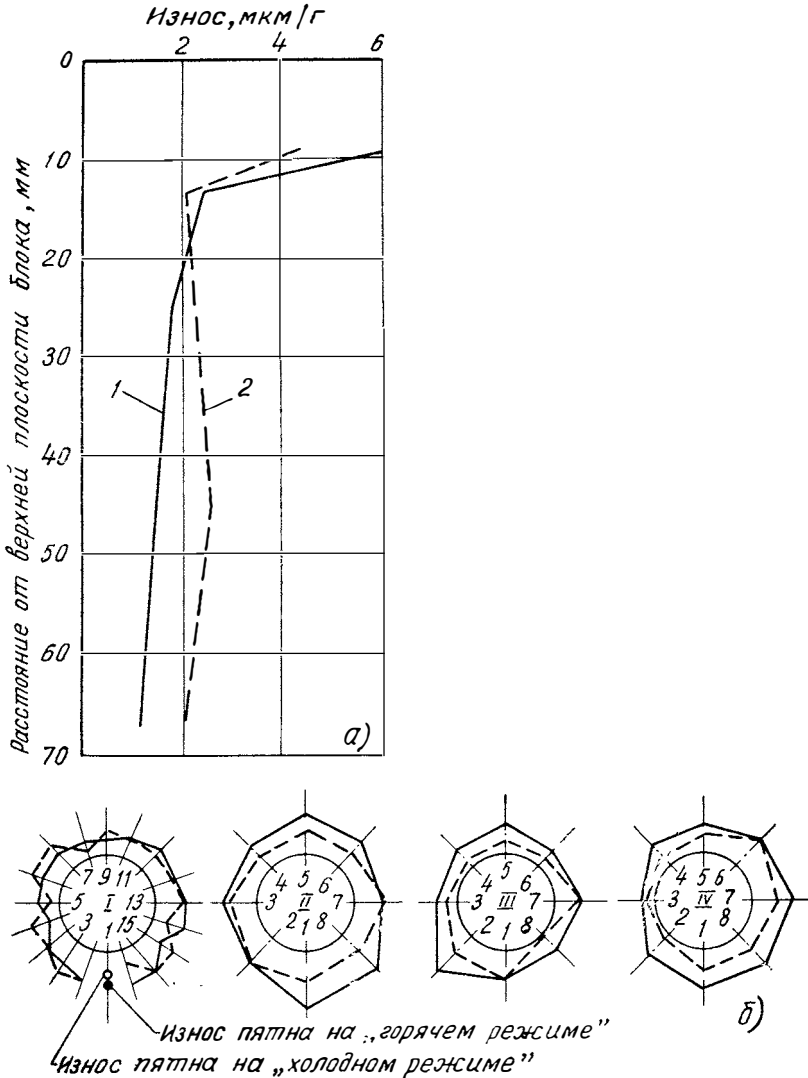


Рис. 7. Абразивный износ цилиндров в зависимости от температурного режима работы двигателя (1 и 2 соответственно при температуре воды и масла 80 и 40°C):

а — средний по всем цилиндрам; б — в поясе 9 мм (арабские цифры внутри окружности — номера лунок, римские — номера цилиндров)

Рассмотрим, как отражают эту закономерность данные, полученные с помощью метода поверхностного активирования (табл. 6).

Т а б л и ц а 6

**Износ активированного пятна в зависимости от теплового состояния двигателя**

Режим работы двигателя	Износ, <i>мкм</i>		Количество пыли, поступившей в цилиндры, г	Удельный износ, <i>мкм/г</i>	
	по разности активной посты пятна	по способу наименьших квадратов		по разности активной посты пятна	по способу наименьших квадратов
«Горячий» (цикл 25)	6,4	6,06	1,95	3,3	3,10
«Холодный» (цикл 26)	5,8	6,24	2,09	2,8	2,99

Абразивный износ локальной поверхности первого цилиндра, замеренный методом поверхностного активирования, и износ в том же поясе по всей окружности, замеренный методом лунок, существенно не отличались при испытаниях двигателя с различными тепловыми режимами. На основании равенства износа в отдельных случайных точках, а также в отдельном поясе по окружности одного цилиндра делать вывод о том, что температурный режим двигателя в целом не влияет на абразивный износ цилиндров, не представляется возможным.

### **Исследование износа группы деталей двигателя ЗИЛ-130 с разборкой после каждого цикла испытаний**

При проведении испытаний двигателей на износ желательно, а иногда и необходимо определять одновременно износ группы деталей. В данном разделе приводятся результаты проверки такой возможности.

Износные испытания двигателя ЗИЛ-130 проводились по методике ускоренных стендовых испытаний на износостойкость [2], разработанной НАМИ, при которой загрязнитель вводится в двигатель вместе с топливом.

Одновременное определение износа нескольких деталей двигателей ранее не производилось. Поэтому в задачу исследования входили отработка техники измерений регистрации  $\gamma$ -излучения от активированных участков коленчатого вала, гильзы и кольца и сравнение полученных износов деталей с износами, замеренными лунками.

Перед испытанием первая коренная шейка активировалась на воздухе  $\alpha$ -частицами с энергией 21 Мэв со стороны противовеса в зоне максимального износа, перпендикулярно к поверхности трения. Первое компрессионное кольцо активировалось в вакууме  $\alpha$ -частицами с энергией 26,4 Мэв равномерно по периметру,

нормально к рабочей поверхности кольца. Гильза цилиндра активировалась в вакууме дейтонами с энергией, равной 13,2 Мэв, под углом 55° в зоне максимального износа под третьим компрессионным кольцом в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала.

Суммарная активность трех деталей не превышала 10 мккюри. В период снятия начального отсчета  $N_0$  была отработана техника измерений, которая проходила в следующем порядке:

- 1) установка блока двигателя на испытательный стенд без активированных деталей;
- 2) установка детектора в стойке с посадочными местами для измерения скорости счета фона;
- 3) измерение фона;
- 4) установка активированного кольца с поршнем в блок двигателя (поршень находится в в. м. т.);
- 5) измерение скорости счета  $N_0$  от этого кольца (табл. 7);

Т а б л и ц а 7

Средние скорости счета $N_{0\text{cp}}$	
Наименование активированных деталей, установленных на двигателе	Средняя скорость счета $N_{0\text{cp}}$ , импульс 100 сек
Кольцо (см. п. 5)	29720
Гильза (см. п. 8)	53670
Коленчатый вал (см. п. 11)	34391
Коленчатый вал и кольцо коленчатый вал (см. п. 13)	34401
кольцо (см п 13)	29731
Коленчатый вал, кольцо, гильза (см. п. 15):	
коленчатый вал	34373
кольцо	29702
гильза	53604

6) снятие активированного кольца с поршнем и установка на его место неактивированного кольца с поршнем;

7) установка активированной гильзы в блок двигателя;

8) измерение скорости счета  $N_0$  от гильзы (см. табл.7);

9) снятие гильзы и установка вместо нее неактивированной гильзы;

10) установка коленчатого вала;

11) измерение скорости счета от активированного коленчатого вала (см. табл. 7) и после определения по углу поворота коленчатого вала максимального счета фиксация этого положения на маховике меткой;

12) установка активированного кольца с поршнем;

13) замер скорости счета кольца и коленчатого вала в фиксированных положениях;

- 14) установка активированной гильзы в блок двигателя;  
 15) замер скорости счета у гильзы, кольца и коленчатого вала в фиксированных положениях.

На основании этих измерений была собрана схема установки активированных деталей на двигатель, при которой было исключено влияние  $\gamma$ -излучений от гильзы, кольца и коленчатого вала друг на друга.

Проверка возможности использования метода поверхностного активирования для одновременного замера износа группы деталей (гильза цилиндра, поршневое кольцо, коренная шейка коленчатого вала) была осуществлена при исследованиях по определению интенсивности изнашивания двигателя ЗИЛ-130 с различными фильтрами очистки топлива. Испытания состояли из пяти циклов, каждый из которых отличался друг от друга конструкцией фильтра и материалом фильтрующего элемента тонкой очистки топлива (табл. 8).

Т а б л и ц а 8

Распределение топливных фильтров по циклам при испытаниях на двигателе		
Номер цикла	Фильтрующий элемент (ФЭ)	Тонкость отсева, мкм
I	Бумажный ФЭ, бумага АФБ-1К	10—15
II	Бумажный ФЭ, бумага БФ-16	30—35
III	Бумажный ФЭ, бумага БФМ	20—25
IV	Керамический ФЭ	60—70
V	Керамический ФЭ	60—70

Двигатель работал на постоянном режиме ( $P_e = 0,5P_{e \text{ max}}$ ,  $n = 1600 \text{ об/мин}$ ) с подачей пыли в топливо по методике [2].

С помощью метода поверхностного активирования были получены данные по износу пятна восьмой гильзы цилиндров (табл. 9 и рис. 8). Пятно располагалось между 1-й и 17-й лунками, данные по которым представлены в табл. 9. Сравнение абсолютных линейных износов за каждый цикл по радиоактивному пятну и по 1-й и 17-й лункам показывает, что между ними практически нет различия по всем пяти циклам. Сравнение данных по износу пятна и среднему износу по восьмому цилиндру показывает, что между ними имеется некоторая, хотя и незначительная разница. Несколько большие различия получаются при сопоставлении данных, полученных по пятну, с данными по всему двигателю. Однако и здесь сходимость вполне удовлетворительная. Коэффициент корреляции для указанных трех вариантов составляет соответственно 0,99; 0,95 и 0,9. Эти данные дают количественную характеристику соответствия полученных результатов.

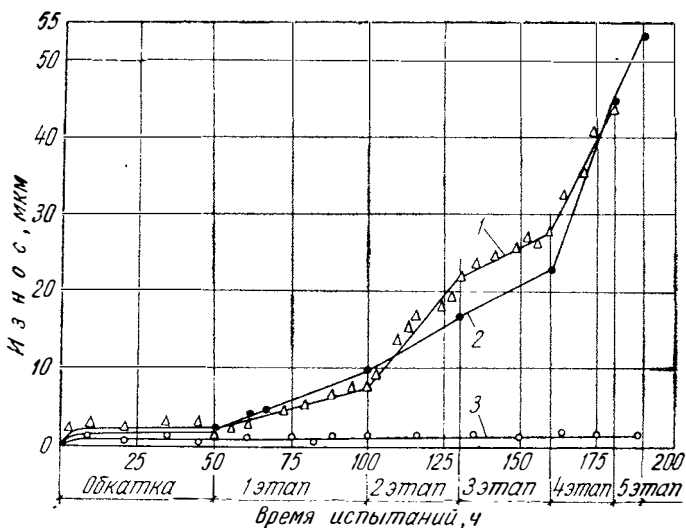


Рис. 8 Зависимость износа гильзы восьмого цилиндра, компрессионного кольца второго поршня и первой коренной шейки, определенного с помощью метода поверхностного активирования (с снятием головки цилиндров двигателя после каждого этапа) от времени испытаний при подаче абразива вместе с топливом:

1 — компрессионное кольцо; 2 — гильза цилиндра; 3 — шейка коленчатого вала

Таблица 9

Износ и соотношение износов гильз цилиндров, полученных методом лунок и методом поверхностного активирования, за пять циклов

Износ, мкм	Цикл				
	I	II	III	IV	V
По радиоактивному пятну $I_p$	14	12	9	48	15,4
По 1-й и 17-й лункам $I_{1,17}$	14,1	12,2	10,2	40,8	15
По восьмому цилиндру $I_{ц}$	15,8	13,4	8	45,3	13
По всему двигателю $I_d$	10,9	9,1	7,8	40	13,4/10,9
Отношение износов $I_p/I_{ц}$	0,90	0,90	1,1	1,07	1,2
Отношение износов $I_p/I_{1,17}$	1,0	1,0	0,9	1,17	1,0
Отношение износов $I_p/I_d$	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1/1,4

Примечание.  $I_{ц}$ ,  $I_d$  — соответственно средние износы восьмого цилиндра и всех цилиндров, замеренные с помощью лунок.

Следовательно, для получения относительных данных метод поверхностного активирования вполне приемлем.

Износ коренной шейки коленчатого вала оказался в пределах точности замера методами лунок и поверхностного активирования, и его можно считать практически равным нулю. Поэтому на данном этапе проверки можно полагать, что результаты, полученные по пятну, являются верными, так как они согласуются с имеющимися представлениями о влиянии абразивных частиц, вводимых через впускной тракт, на износ деталей двигателя [2].

Износ первого поршневого кольца определялся с помощью метода поверхностного активирования (см. рис. 8) и с помощью метода спектрального анализа масла [1]. В качестве элемента индикатора износа использовался хром. Данные по темпу износа кольца представлены в табл. 10.

Таблица 10

**Износ верхнего компрессионного кольца, замеренный методами поверхностного активирования и спектрального анализа масла**

Темп износа	Цикл				
	I	II	III	IV	V
По радиоактивному пятну, <i>мкм/ч</i>	0,09	0,47	0,17	0,04	
По спектральному анализу, $10^{-5}\%$ /ч	3,0	14,0	13,0	102,0	9,0
Отношение $\times 100$	3	3,4	1,3	0,04	—

Следует отметить, что данные, полученные с помощью спектрального анализа масла, информируют об интегральном износе всех хромированных колец, в то время как для сопоставления желательнее иметь данные об износе только активированного кольца.

На данном этапе проверка возможности одновременного определения износа трех деталей показала, что наличие в двигателе активированного пятна на шейке коленчатого вала и облученного кольца не снижает достоверности получаемых данных по гильзе цилиндров.

### **Исследование износа группы деталей без его разборки во время испытаний**

Целью данного исследования было определение зависимости интенсивности изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы и коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 от размеров абразивных частиц, поступающих в двигатель с маслом.

Испытание на двигателе состояло из семи циклов, по одному на каждую приготовленную фракцию пыли. Фракционный состав кварцевой пыли имел следующие градации: 0—4, 4—7, 7—10, 10—20, 20—40, 40—60, 0—60 *мкм*.

Пыль вводилась в картерное масло интенсивностью 1,5 и 3 г/ч дозами по 0,5 г каждые 10—20 мин.

Для устранения многократного прохода частиц через масляную систему двигателя была предусмотрена специальная система фильтрации. Однократный проход частиц устранял влияние дробления частиц в трущихся парах, при котором изменяется дисперсный состав введенной пыли.

В качестве основного метода определения износа деталей исследуемого двигателя был применен метод поверхностного активирования.

Определение интенсивности изнашивания гильзы восьмого цилиндра, третьего компрессионного кольца и первой коренной шейки коленчатого вала по циклам проводилось без разборки двигателя.

Полученные результаты приведены на рис. 9 и в табл. 11.

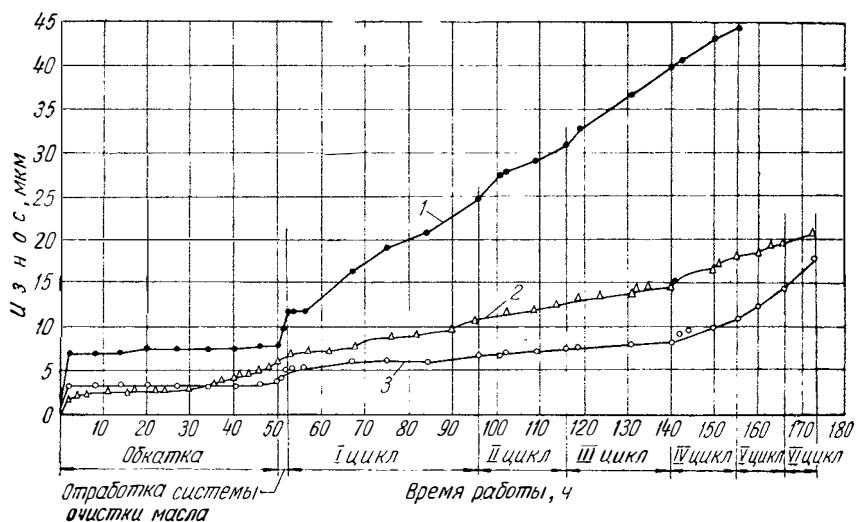


Рис. 9. Зависимость износа гильзы восьмого цилиндра, компрессионного кольца второго поршня и первой коренной шейки, определенного методом поверхностного активирования, от времени испытаний при подаче пыли в масло без разборки двигателя:

1 — компрессионное кольцо; 2 — гильза цилиндра; 3 — первая коренная шейка коленчатого вала

Для сопоставления полученных данных по начальным и конечным точкам всего испытания на цилиндрах и коленчатом валу двигателя в поясе активированного пятна были нарезаны лунки.

На коренной шейке коленчатого вала нарезались 9 лунок по окружности на расстоянии 5 мм от торца шейки. Две лунки (5-я и 6-я) были расположены около активированного пятна.

Таблица 11

Износ деталей двигателя ЗИЛ-130, полученный в процессе испытания с помощью метода поверхностного активирования

Номер цикла	Размер час- тиц, <i>МКМ</i>	Количество пыли, подав- ной в двига- тель, г	Продолжи- тельность цикла, ч	Износ					
				Коленчатый вал		Гильза цилиндров		Компрес- сионное кольцо	
				<i>МКМ</i>	$\frac{МКМ}{г \cdot ч}$	<i>МКМ</i>	$\frac{МКМ}{г \cdot ч}$	<i>МКМ</i>	$\frac{МКМ}{г \cdot ч}$
1	0—4	65,5	44	1,5	$5 \cdot 10^{-4}$	4,0	$14 \cdot 10^{-4}$	16,9	0,006
2	4—7	29,5	20	0,9	$15 \cdot 10^{-4}$	1,8	$30 \cdot 10^{-4}$	6,0	0,01
3	7—10	36	24	1,4	$16 \cdot 10^{-4}$	2,6	$30 \cdot 10^{-4}$	8,8	0,01
4	10—20	30,5	15	2,6	$57 \cdot 10^{-4}$	2,4	$52 \cdot 10^{-4}$	4,5	0,01
5	20—40	29	10	3,0	$103 \cdot 10^{-4}$	1,6	$53 \cdot 10^{-4}$	—	—
6	40—60	20,5	7	1,6	$111 \cdot 10^{-4}$	0,84	$58 \cdot 10^{-4}$	—	—
7	0—60	16,5	6	1,0	$101 \cdot 10^{-4}$	—	—	—	—

Сравнительные данные абсолютных линейных износов первой коренной шейки коленчатого вала за все циклы испытаний по радиоактивному пятну и лункам приведены в табл. 12.

Таблица 12

Сопоставление данных по износу первой коренной шейки коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, полученных методом поверхностного активирования и методом лунок

Метод замера износа	Износ, <i>МКМ</i>
По радиоактивному пятну $I_0$	26,7
По 5-й и 6-й лункам коренной шейки $I_{5,6}$	27,3
По 9-ти лункам коренной шейки $I_{ш}$	24,6
Отношение износов $I_p I_{5,6}$	0,98
Отношение износов $I_p I_{ш}$	1,08

Из табл. 12 видно, что оба метода имеют высокую сходимость результатов.

Таким образом, на основании вышеизложенного можно считать, что при соблюдении некоторых условий (достаточная величина износа, предварительное знание характера износа) метод поверхностного активирования может быть успешно использован для определения влияния конструкторских и технологических факторов, а также условий работы на износ цилиндров, поршневых колец и шеек коленчатого вала в лабораторных условиях при ускоренных испытаниях автомобильных двигателей на износостойкость.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев М. А., Новиков В. И. Исследование динамики износа деталей автомобильных двигателей с помощью спектрального анализа масел. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 119. М., 1969.
  2. Григорьев М. А., Пономарев Н. Н. Разработка методики ускоренных стендовых испытаний двигателей на надежность и долговечность. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 103. М., 1968.
  3. Константинов И. О., Краснов Н. К. Анализ ошибок при определении износа деталей машин методом поверхностной активации. Теоретические основы и опыт внедрения метода поверхностной активации для исследования износа машин. М., НИИНАМШ, 1969.
  4. Постников В. И., Поляковский Л. К. Активизация ускоренными заряженными частицами и моделирование на образцах и деталях. Теоретические основы и опыт внедрения метода поверхностной активации для исследования износа машин. М., НИИНАМШ, 1969.
  5. Постников В. И. Радиоактивные изотопы в исследовании и автоматизации контроля износа. М., «Машиностроение», 1967.
  6. Санитарные правила работы с радиоактивными веществами и источниками ионизирующих излучений. М., Атомиздат, 1963.
  7. Хрущов М. М., Беркович Е. С. Определенне износа деталей машин методом искусственных баз. М., Изд-во АН СССР, 1959.
-

*Канд техн наук М А Григорьев, инж-ры Б. М. Бунаков, В. М. Павлиский*

## **ОСОБЕННОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ ЦИЛИНДРОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ РАБОТЕ НА ПОНИЖЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМАХ**

Износ цилиндров и поршневых колец до настоящего времени продолжает оставаться одним из основных факторов, определяющих долговечность двигателей внутреннего сгорания.

Изучению причин, вызывающих изнашивание этих деталей, посвящено значительное число работ отечественных и зарубежных исследователей, однако до сих пор не существует единого мнения по данному вопросу. Разные авторы [5; 7; 13; 23] в качестве преобладающего вида изнашивания цилиндров и поршневых колец называют абразивный, коррозионно-механический, молекулярно-механический и др. Такие противоречия во взглядах, по-видимому, обусловлены тем, что с совершенствованием конструкции двигателей, повышением качества горюче-смазочных материалов, а также с изменением условий эксплуатации изменяются величины и соотношения различных видов износов цилиндров и поршневых колец.

До 50-х годов конструктивные особенности двигателей, несовершенство методов обработки деталей и низкое качество применяемых материалов, топлив и моторных масел обусловили преобладающее влияние коррозионно-механического вида изнашивания в общем износе деталей цилиндро-поршневой группы [9].

В дальнейшем прогресс в области конструкторско-технологических разработок и улучшение качества конструкционных и эксплуатационных материалов позволили заметно повысить моторесурс автомобильных двигателей, причем износ их деталей стал в большей степени определяться абразивным видом изнашивания, чем коррозионно-механическим [5].

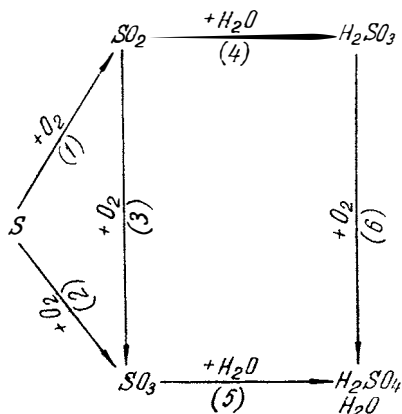
С учетом этого в последние годы на некоторых автомобильных двигателях (АЗЛК-412, ЯМЗ-740, ВАЗ-2101) внедрены, а для других проводятся работы по внедрению комплекса мероприятий, обеспечивающих надежную защиту их от пыли, что существенно повышает долговечность цилиндров и поршневых колец за счет сниже-

ния величины абразивного износа. Это привело к относительному увеличению доли коррозионно-механического износа в общем износе цилиндров. Так, по данным эксплуатационных испытаний легковых автомобилей ГАЗ-24 в НАМИ [5] при использовании стандартных инерционно-масляных воздухоочистителей износ цилиндров за летний период составлял 65%, а за зимний при отсутствии пыли в воздухе — 35% от среднего износа за календарный год; использование высокоэффективных опытных воздухоочистителей с бумажным фильтрующим элементом позволило снизить общий износ за год почти в 2 раза, при этом доля износа за летний период составила 29%, а за зимний — 71%. То есть резко повысилась доля неабразивных видов изнашивания — коррозионно-механического и молекулярно-механического, проявление которых особенно характерно при работе двигателей с низкими рабочими температурами и в период пуска.

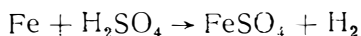
Для дальнейшего повышения долговечности деталей цилиндропоршневой группы необходимо рассмотреть особенности износа при работе на пониженных тепловых режимах.

Общепринято, что при низкотемпературных режимах работы двигателя износ цилиндров обусловлен процессами коррозионно-механического изнашивания и главным образом электрохимической коррозии [9; 13; 23].

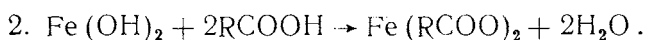
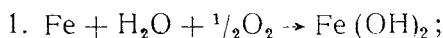
Физико-химическая сущность электрохимической коррозии цилиндров состоит в наличии условий, обеспечивающих возможность прямого контактирования коррозионно-агрессивных веществ, образующихся в процессе работы двигателя, с рабочей поверхностью цилиндров и протекания окислительно-восстановительных реакций. Веществами, вызывающими электрохимическую коррозию деталей, в основном являются вода, водные растворы серной, сернистой, угольной и азотной кислот, а также высокомолекулярные органические кислоты, растворимые в масле. Процесс трансформации серы, содержащейся в топливе, в сернистую и серную кислоту при работе двигателя [22] идет следующим образом:



Наиболее интенсивная коррозия деталей цилиндрико-поршневой группы имеет место при концентрациях серной кислоты в водном растворе от 10 до 20% [20]. Электрохимические реакции при взаимодействии металла цилиндров с указанными веществами протекают по известным схемам, например:



и т. д. Растворимые в масле высокомолекулярные органические кислоты могут воздействовать на железо только после совокупного действия на него воды и кислорода и образования на поверхности железа слоя гидроокиси. Процесс коррозии в этом случае идет в две стадии:



Величина и скорость коррозии на различных участках цилиндров будут характеризоваться количественными и качественными параметрами, определяющими интенсивность протекания указанных реакций. Однако износ цилиндров в условиях благоприятствующих коррозионно-механическому изнашиванию, определяется также рядом таких процессов, как смывание и разрыв масляной пленки, ее эмульгируемость, и других, протекающих параллельно коррозионным и способствующих молекулярно-механическому изнашиванию. Коррозионный процесс может происходить и во время длительных остановок двигателя [16]. Эти процессы неразрывно связаны между собой. Поэтому в дальнейшем износ цилиндров при работе двигателя на пониженном тепловом режиме будем объединять более широким понятием — низкотемпературный износ.

Величина низкотемпературного износа конкретного участка цилиндра  $I_{\text{ц}}$  зависит от большого количества факторов, т. е.

$$I_{\text{ц}} = f(q; \Delta t_{\text{p}}; \tau_{\text{к}}; j; p_{\text{x}}; \lambda; k_1; k_2; k_3),$$

где  $q$  — коррозионная износостойкость материала цилиндра;  
 $\Delta t_{\text{p}}$  — разность температуры насыщения водяного пара, образующегося при сгорании топлива  $t_{\text{s}}$ , и рабочей поверхности цилиндра  $t_{\text{н}}$ ;  
 $\tau_{\text{к}}$  — время возможной конденсации газов на рабочей поверхности цилиндра;  
 $j$  — скорость конденсации водяного пара на рабочей поверхности цилиндра;  
 $p_{\text{x}}$  — давление поршневого кольца на цилиндр;  
 $\lambda$  — коэффициент, учитывающий условия смазки пары цилиндр — поршневое кольцо;

$k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$  — коэффициенты, учитывающие соответственно особенности конструкции двигателя, физико-химические свойства топлива и масла.

Для определения влияния указанных факторов на износ цилиндров при пониженных рабочих температурах двигателя в НАМИ были проведены специальные исследования.

### Влияние на износ разности температур насыщения водяного пара и рабочей поверхности цилиндра $\Delta t_p$

Для нахождения  $\Delta t_p$  применительно к одноцилиндровому отсеку ЗИЛ-130 были определены исходные значения  $t_{ц}$  и  $t_s$ . Изменение температуры цилиндра по образующей определялось термометрированием. В стенку цилиндра было установлено 5 хромель-копелевых термопар, спаи которых располагались на расстоянии 0,5 мм от внутренней поверхности цилиндра. Замер температур производился при работе двигателя на постоянном скоростном и нагрузочном режиме ( $n = 0,5n_{ном}$  и  $N_e = 0,5N_{еном}$ ).

Одновременное повышение температуры воды и масла вызывает пропорциональный рост температуры различных участков цилиндра  $t_{ц}$ . Указанные зависимости могут быть выражены уравнением

$$t_{ц} = a + bt_o,$$

где  $t_o$  — температура охлаждающей жидкости и масла;  $a$  и  $b$  — коэффициенты пропорциональности (табл. 1).

Таблица 1

Значения коэффициентов  $a$  и  $b$

Точка замера	Расстояние от верхнего торца гильзы, мм	Коэффициент	
		$a$	$b$
1	13	66	0,56
2	25	44	0,70
3	80	27	0,81
4	128	17	0,86
5	178	23	0,82

Температура насыщения водяного пара  $t_s$  определялась из таблицы по известному значению парциального давления. Текущие значения парциального давления водяного пара рассчитывались по формуле [4]:

$$p_{сф} = \left[ 0,00161d\alpha L_0 + \frac{H}{2} \left( \frac{\gamma}{\mu_0} + \chi_l \right) \right] \frac{p\varphi}{\mu_{\varphi} (1 + \gamma)\mu_0}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха;  
 $d$  — весовое влагосодержание воздуха, г/кг сухого воздуха;

$0,00161 d \alpha L_0$  — количество водяного пара, попадающего в цилиндр с воздухом, *моль/кг* топлива;

$\gamma$  — коэффициент остаточных газов;

$\mu_0$  — химический коэффициент молекулярного изменения;

$\gamma_i$  — доля выделившегося тепла, затраченного на механическую работу и повышение внутренней энергии;

$p_{\varphi}$  — текущее давление в цилиндре;

$\mu_{\varphi} (1 + \gamma) \mu_0$  — текущее количество молей рабочего тела;

$\mu_{\varphi}$  — текущее значение коэффициента молекулярного изменения.

Для определения числовых значений  $p_{\varphi}$  и  $\gamma_i$  было проведено индицирование рабочего процесса двигателя, работавшего на различных тепловых режимах при  $n = 0,5 n_{\text{ном}}$  и  $N_e = 0,5 N_{e\text{ном}}$ . Индицирование производилось с использованием пневмоэлектрического индикатора МАИ-2.

Известно [4], что расчетные значения  $t_s$ , получаемые при использовании формулы (1), на  $4-8^{\circ}$  меньше действительной температуры насыщения водяного пара. На такую же приблизительно величину температура цилиндра, определенная термометрированием, меньше температуры его внутренней поверхности из-за установки спая термодпар на расстоянии  $0,5 \text{ мм}$  от ее поверхности. Однако для упрощения при сравнительном анализе данных величин чаще всего используют именно эти нескорректированные значения температуры насыщения водяного пара и цилиндра.

При этом как правило не учитывают изменение температуры цилиндра на протяжении цикла (главным образом на такте расширения), которое по данным [11] может составить весьма заметную величину. Одновременно пренебрегают также и колебаниями температуры в пленке масла на рабочей поверхности цилиндра, хотя указанное, безусловно, может внести существенные коррективы в оценку условий протекания коррозионных процессов на деталях цилиндро-поршневой группы двигателей.

Расчет амплитуды колебаний температуры в пленке масла представляет собой достаточно сложную техническую задачу, тем более, что она должна решаться индивидуально для каждого конкретного двигателя и определенных условий его работы. Эта задача осложняется еще и тем, что необходимо учитывать динамику изменения толщины пленки, возможность ее смывания и разрыва на различных участках гильзы по образующей.

Поэтому при сравнительном анализе температур насыщения водяного пара и цилиндра учитывалось только изменение величины  $t_{\text{ц}}$  за счет колебаний температуры внутренней поверхности цилиндра, вызываемых нестационарностью теплового потока на такте расширения. В соответствии с исследованием [11] принято, что на этом такте при повороте коленчатого вала на  $40^{\circ}$  от в. м. т. температура открываемого при этом участка гильзы цилиндра увеличивается на  $15^{\circ}\text{C}$ , а при повороте на  $100^{\circ}$  от в. м. т. — на  $5^{\circ}\text{C}$  по сравнению с значениями температур, полученными путем термометрирования.

Амплитуда колебаний температуры (от 15 до 5°C) изменяется плавно.

Из рис. 1, 2 видно, что при понижении рабочих температур двигателя увеличивается максимальное значение величины  $\Delta t_p$ , а также одновременно возрастает высота участка возможной конденсации водяного пара на гильзе  $\Delta h_k$ . Максимальное значение  $\Delta t_0$  связано с  $t_0$  зависимостями:

- 1) по данным термометрирования  $\Delta t_p = 74,5 - 0,79t_0$ ;
- 2) по скорректированным данным  $\Delta t_p = 61,2 - 0,79t_0$ .

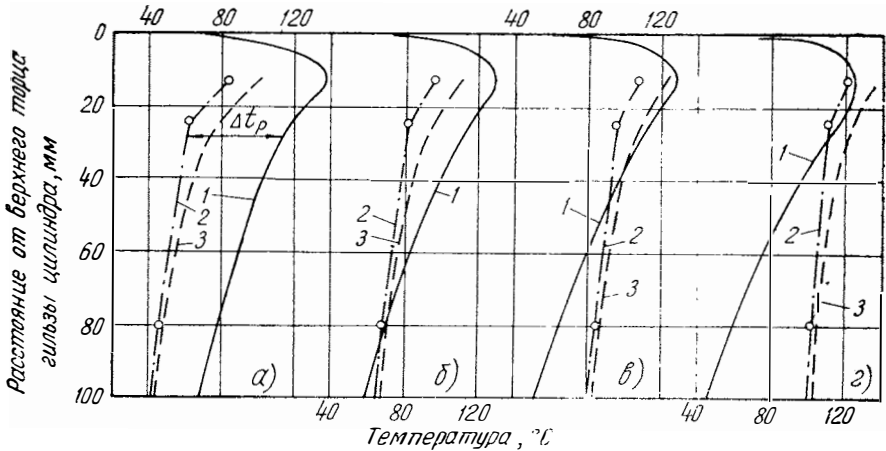


Рис. 1 Изменение температуры насыщения водяного пара (1) и рабочей поверхности цилиндра по образующей (2 — данные термометрирования; 3 — скорректированные данные) при работе двигателя с температурой воды и масла:

*a* —  $t = 25^\circ\text{C}$ ; *б* —  $t = 50^\circ\text{C}$ ; *в* —  $t = 70^\circ\text{C}$ ; *z* —  $t = 90^\circ\text{C}$

Если теперь принять в качестве основного критерия, определяющего коррозию цилиндра, значение  $\Delta t_p$ , то можно наблюдать, что возможность протекания коррозионных процессов по данным термометрирования происходит при температуре охлаждающей жидкости ниже  $94^\circ\text{C}$ . Однако по скорректированным результатам коррозия цилиндра возможна только при температуре ниже  $78^\circ\text{C}$ . Это подтверждается экспериментальными данными на рис. 3, где показана зависимость износа цилиндра двигателя от его рабочих температур. В интервале рассматриваемых температур  $75\text{—}95^\circ\text{C}$  износ цилиндра практически не меняется. При понижении температуры воды ниже  $75\text{—}78^\circ\text{C}$  наблюдается увеличение износа. Это свидетельствует о том, что при анализе коррозионных процессов, протекающих в двигателях внутреннего сгорания, необходимо производить корректировку температурного поля цилиндра за счет колебаний температуры его поверхности. Полученные результаты не подтверждают имеющиеся сведения [3] о резком увеличении износа деталей двигателей при их работе с температурой воды ниже  $85^\circ\text{C}$ .

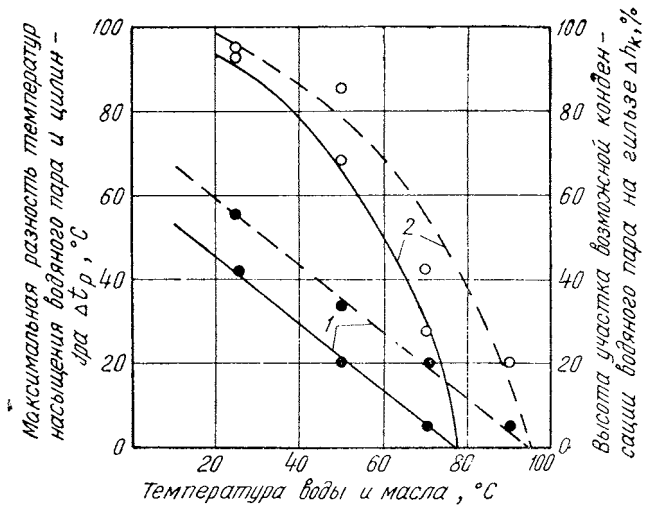


Рис. 2. Изменение максимальной разности температур насыщения водяного пара и цилиндра  $\Delta t_p$  (1) и высоты участка возможной конденсации водяного пара на цилиндре  $\Delta h_k$  (2) в зависимости от температуры воды и масла:

— скорректированные данные; - - - термометрирование

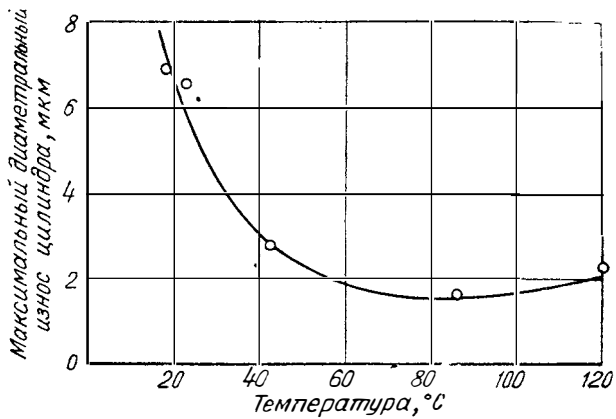


Рис. 3. Изменение максимального диаметрального износа цилиндра при работе двигателя на различных тепловых режимах

Как следует из данных, приведенных на рис. 4, износ гильзы цилиндра увеличивается с ростом  $\Delta t_p$ . Однако эти величины не связаны однозначно и зависимость  $I_{ц} = f(\Delta t_p)$  наблюдается только для конкретных участков цилиндра. Разница в износах этих участков при одинаковых значениях на них  $\Delta t_p$  свидетельствует о влиянии на этот процесс ряда других факторов и показывает необходимость их учета при расчете обобщенного показателя низкотемпературного износа.

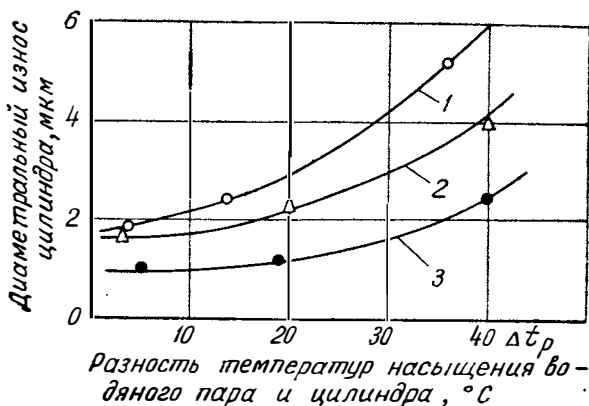


Рис. 4. Зависимость диаметрального износа различных участков цилиндра от разности температур насыщения водяного пара и рабочей поверхности цилиндра на этих участках:

1 — 14 мм от верхнего торца цилиндра; 2 — 21 мм от верхнего торца цилиндра; 3 — 28 мм от верхнего торца цилиндра

Действительно, интенсивность коррозии на гильзе в конечном итоге будет зависеть от степени ее увлажнения водным конденсатом, которая наряду с величиной  $\Delta t_p$  определяется временем конденсации и концентрацией водяных паров по ходу поршня. В свою очередь именно значение степени увлажнения гильзы в сочетании с давлением колец и условиями смазки трущейся пары цилиндр — поршневое кольцо будет характеризовать величину износа последней при работе двигателя на пониженных тепловых режимах.

Для нахождения степени увлажнения гильзы цилиндра конденсатом определим скорость и время конденсации водяного пара на ее различных участках. Скорость конденсации водяного пара рассчитывается по формуле (2) [20]

$$j = \frac{2k}{2 - k} \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi R_{ц}}} \left( \frac{p_{п}}{\sqrt{T_{п}}} - \frac{p_{пов}}{\sqrt{T_{пов}}} \right), \quad (2)$$

где  $T_{п}$  — температура пара, °К;  
 $T_{пов}$  — температура поверхности конденсата, °К;

- $p_n$  — давление насыщенного водяного пара при температуре  $T_n, \text{н/м}^2$ ;  
 $p_{пов}$  — давление насыщенного водяного пара при температуре  $T_{пов}, \text{н/м}^2$ ;  
 $R_n$  — газовая постоянная водяного пара;  
 $k$  — коэффициент конденсации ( $k=1$  при давлении выше атмосферного).

Результаты определения относительной скорости конденсации водяного пара (в %) на цилиндре по ходу поршня при различных температурах двигателя представлены на рис. 5. Здесь и в дальнейшем за начало отсчета принят участок цилиндра, открываемый при повороте коленчатого вала на  $40 \text{ град}$  от в. м. т., то есть в момент полного сгорания рабочей смеси. Видно, что при температуре охлаждающей жидкости  $25^\circ\text{C}$  скорость конденсации  $i$  почти в два раза

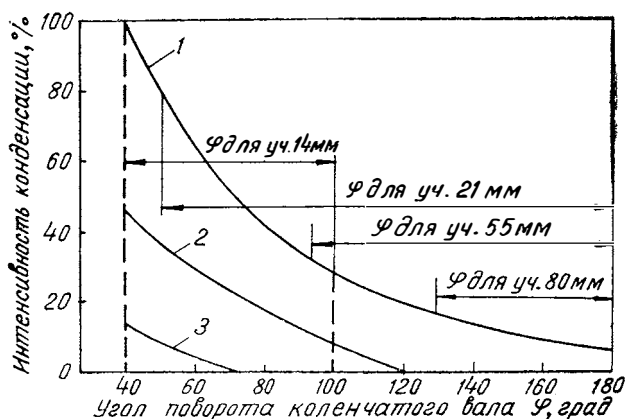


Рис. 5. Изменение относительной скорости конденсации водяного пара (в %) на цилиндре по ходу поршня при различных температурах двигателя:  
 1 —  $t=25^\circ\text{C}$ ; 2 —  $t=50^\circ\text{C}$ ; 3 —  $t=70^\circ\text{C}$  ( $\varphi$  — время конденсации водяного пара на различных участках цилиндра при  $t=25^\circ\text{C}$ )

больше, чем при температуре  $50^\circ\text{C}$ , и в семь раз больше, чем при  $70^\circ\text{C}$ . Для двух последних температур величина  $i$  достигает нулевого значения при повороте коленчатого вала соответственно на угол  $120$  и  $70 \text{ град}$  от в. м. т.

Обычно при оценке коррозии время возможной конденсации продуктов сгорания на поверхности цилиндра принимают постоянным. Однако это допущение может привести к ошибкам при установлении основных причин низкотемпературного износа и объяснении закономерностей указанного процесса. На рис. 6 показано определение времени возможной конденсации газов на участке цилиндра  $\Delta h_k$ , расположенном от его верхнего торца на расстоянии, проходимом поршнем при повороте коленчатого вала на угол  $\varphi_1$ . Видно, что в момент открытия поршнем этого участка температура на

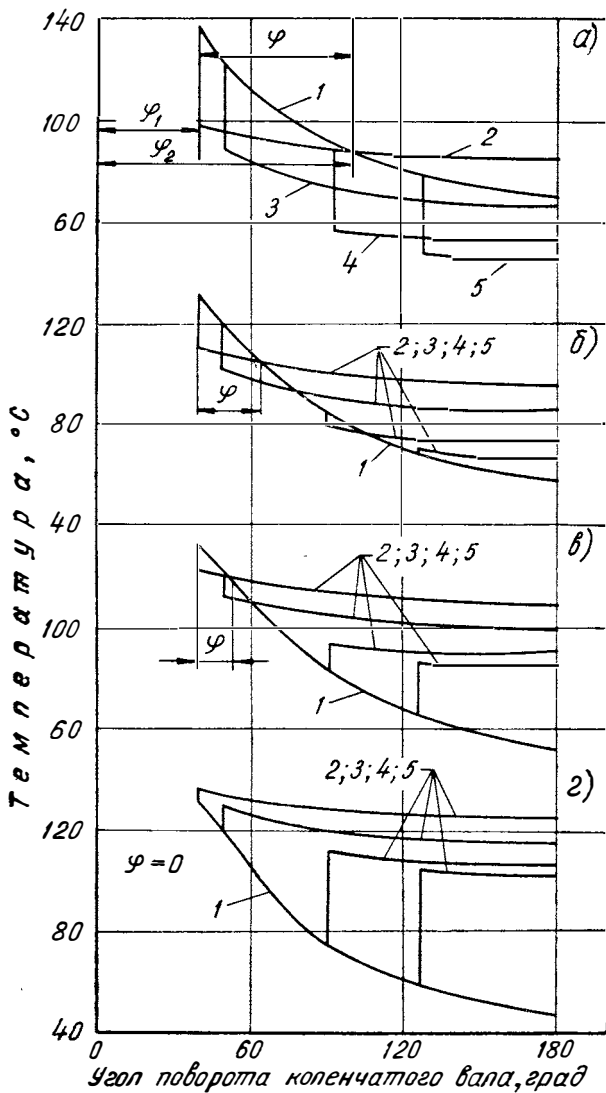


Рис. 6. Определение времени (по углу поворота коленчатого вала) возможной конденсации продуктов сгорания на различных участках цилиндра двигателя при его работе с различной температурой воды и масла (1 — изменение температуры насыщения водяного пара; 2, 3, 4, 5 — изменение температуры цилиндра соответственно в поясах, отстоящих на 14, 21, 55 и 80 мм от его верхнего торца:

a —  $t = 25^\circ\text{C}$ ; б —  $t = 50^\circ\text{C}$ ; в —  $t = 70^\circ\text{C}$ ; г —  $t = 90^\circ\text{C}$

сыщения водяных паров  $t_s$  на такте расширения может быть выше температуры цилиндра, вследствие чего здесь возможна их конденсация, а следовательно, и протекание коррозионных процессов. При движении поршня вниз значения  $t_s$  и  $t_u$  на участке  $\Delta h_k$ , естественно, будут изменяться и возможность конденсации газов на нем сохранится до момента  $\varphi_2$ , когда температура насыщения сравняется с температурой рассматриваемого участка цилиндра.

В этом случае значение времени возможной конденсации продуктов сгорания  $\varphi$  на каком-либо участке цилиндра, выражаемое в градусах угла поворота коленчатого вала, определяется по уравнению

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1, \quad (3)$$

где  $\varphi_1$  — начало открытия поршнем рассматриваемого участка цилиндра, *град*;

$\varphi_2$  — значение угла поворота коленчатого вала, при котором на рассматриваемом участке цилиндра  $t_s = t_u$ , *град*.

Уравнение (3) может иметь частные решения. При температуре цилиндра меньше  $t_s$  на всем ходе поршня от  $\varphi_1$  до н. м. т.

$$\varphi = 180 - \varphi_1.$$

Если же по ходу поршня от  $\varphi_1$  до н. м. т.  $t_u > t_s$ , т. е. когда  $\varphi_2 = 0$ , уравнение (3) решения не имеет.

Выражая угол поворота коленчатого вала через

$$\varphi = \frac{360n}{60} \tau = 6n\tau,$$

где  $n$  — число оборотов двигателя в минуту, *об/мин*;

$\tau$  — время, *сек*,

и решая его относительно  $\tau$ , получаем

$$\tau_k = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{6n} = \frac{\varphi}{6n}. \quad (4)$$

Согласно уравнению (4) время конденсации газов на поверхности цилиндра  $\tau_k$ , кроме величины  $\varphi$ , зависит также от числа оборотов двигателя. Это указывает на возможность различной интенсивности протекания коррозионных процессов в старых малооборотных и современных высокооборотных двигателях.

На основании экспериментальных данных были найдены значения  $\varphi$  и  $\tau_k$  для конкретных участков цилиндра отсека двигателя ЗИЛ-130, работавшего на различных тепловых режимах при  $n = 0,5n_{ном}$  и  $N_e = 0,5N_{eном}$ .

Результаты определения  $\varphi$  и  $\tau_k$  приведены в табл. 2. Видно, что в зависимости от температурного режима время конденсации газов на рассматриваемых участках цилиндра далеко не одинаково, причем максимум этого параметра для каждого режима отмечается в различных зонах.

Как и следовало ожидать, максимальное значение времени конденсации наблюдается при работе двигателя с температурой воды и масла 25°C. В этом случае на участке цилиндра, расположенном на расстоянии 21 мм от его верхнего торца, конденсация продуктов сгорания на такте расширения возможна в течение 130 град поворота коленчатого вала. С повышением рабочих температур время конденсации резко сокращается и на указанном участке при 50°C  $\varphi_{\max} = 28^\circ$ , а при 70°C  $\varphi_{\max} = 11^\circ$ . Обращает на себя внимание резкое снижение времени конденсации в зоне первого компрессионного кольца по сравнению с максимальным при работе двигателя на наиболее низком температурном режиме  $t_0 = 25^\circ\text{C}$ .

Таблица 2

Значение времени возможной конденсации газов для различных участков цилиндра

Расстояние от верхнего торца цилиндра, мм	Температурный режим, °C					
	25		50		70	
	$\varphi^*$	$\tau_k^{**}$	$\varphi$	$\tau_k$	$\varphi$	$\tau_k$
14	60	5,0	26	2,2	13	1,1
21	130	10,8	28	2,3	11	0,92
55	90	7,5	10	0,83	—	—
80	53	4,4	—	—	—	—

\* $\varphi$  — град.

\*\*  $\tau_k$  — сек  $\times 10^{-3}$

На рис. 7 приведена зависимость износа различных участков цилиндра от времени возможной конденсации на них продуктов сгорания. Видно, что с увеличением времени конденсации износ цилиндров повышается. Однако если для некоторых его участков износ возрастает по линейной зависимости, то для других эта связь имеет более сложный вид.

Как уже указывалось, такая разница в характере полученных зависимостей  $I_{\text{ц}} = f(\tau_k)$ , а также  $I_{\text{ц}} = f(\Delta t_p)$  обусловлена тем, что в обоих случаях износ цилиндра рассматривался в зависимости от каждого параметра отдельно, тогда как он является результатом совокупного действия этих величин, определяющих степень увлажнения цилиндра конденсатом. Последняя определяется путем нанесения действительных значений времени возможной конденсации водяного пара  $\varphi$  на кривую изменения скорости конденсации по ходу поршня  $j$  и характеризуется площадью фигуры, ограниченной этой кривой на участке от  $\varphi_1$  до  $\varphi_2$  (см. рис. 5).

То есть степень увлажнения конкретного участка гильзы цилиндра  $\delta$  может быть найдена по формуле

$$\delta = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} j d\varphi. \quad (5)$$

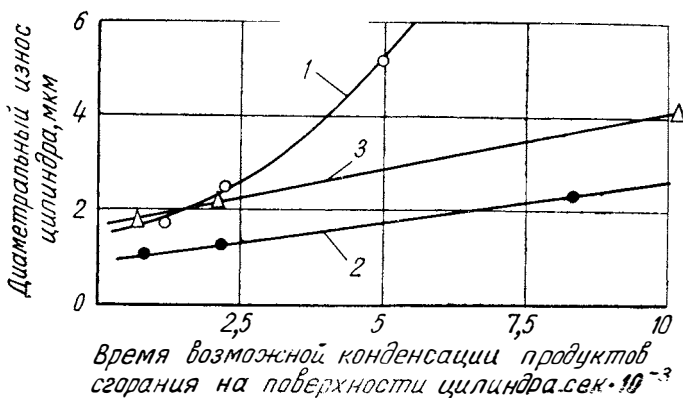


Рис. 7. Зависимость диаметрального износа участков цилиндра от времени возможной конденсации продуктов сгорания на этих участках:

1 — 14 мм от верхнего торца цилиндра; 2 — 21 мм от верхнего торца цилиндра; 3 — 28 мм от верхнего торца цилиндра

Распределение величины  $\delta$  по образующей цилиндра приведено в табл. 3. Принимая во внимание сложность определения действительной степени увлажнения цилиндра конденсатом в абсолютных величинах, здесь и в дальнейшем все расчеты сделаны в относительных единицах (%). Максимальное значение  $\delta$  принято за 100 %.

Таблица 3

Значение степени увлажнения  $\delta$  для различных участков цилиндра

Расстояние от верхнего торца гильзы, мм	Температурный режим $t_0, ^\circ\text{C}$		
	25	50	70
	Степень увлажнения $\delta, \%$		
14	84	24	3,5
21	100	18	2,3
55	34	4,5	—
80	14	—	—

На рис. 8 показано, что износ цилиндра закономерно растет с увеличением степени увлажнения, однако характер связи этих величин для конкретных участков цилиндра различен. Как следует из рис. 8 и табл. 3, максимум степени увлажнения цилиндра отмечен не на участке с максимальным износом, а в зоне остановки второго компрессионного кольца. Эти данные свидетельствуют о том, что использование только величины  $\delta$  также недостаточно для

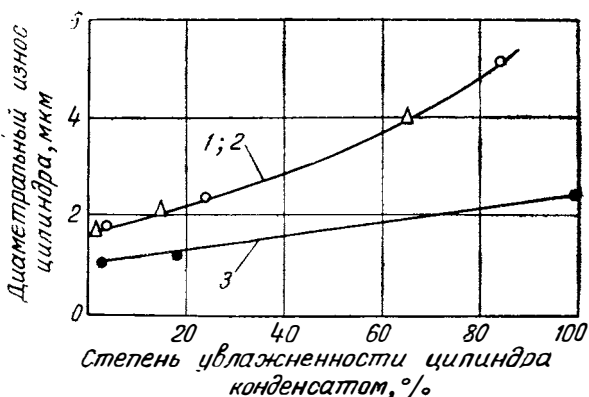


Рис. 8. Зависимость диаметрального износа различных участков цилиндра от степени их увлажненности  $\delta$ :

1, 2 — участок 14 и 28 мм; 3 — участок 21 мм

однозначного определения износа цилиндра на различных его участках.

В отличие от описанного выше способа определения степени увлажненности цилиндра в работе [20] толщину слоя конденсата рассчитывают по формуле

$$\delta = \frac{\beta}{\gamma_w} \cdot \frac{Z}{R_D T} (p_D - p_s), \quad (6)$$

где  $\delta$  — толщина слоя сконденсировавшейся жидкости, м;

$\gamma_w$  — удельный вес воды, кг/м<sup>3</sup>;

$Z$  — время, ч;

$R_D$  — газовая постоянная для водяного пара, м<sup>3</sup>/°К;

$T$  — температура пограничного слоя, °К;

$p_D$  — парциальное давление водяного пара, кг/м<sup>2</sup>;

$p_s$  — давление насыщения, соответствующее температуре стенки, кг/м<sup>2</sup>;

$\beta$  — коэффициент переноса вещества, м/ч;

Значение  $\beta$  вычисляют по формуле:

$$\beta = \frac{b}{\left[ \frac{\lambda_k}{K \left( \frac{K \gamma_k C_p}{\lambda_k} \right)^{0,3} A} + B \right]},$$

где  $b$  — коэффициент теплопередачи, ккал/м<sup>2</sup>·ч;

$\lambda_k$  — коэффициент теплопроводности выпускных газов, ккал/м<sup>2</sup>·град·ч;

$\gamma_k$  — удельный вес выпускных газов в пограничном слое, кг/м<sup>3</sup>;

$K$ — коэффициент диффузии водяных паров в выпускных газах,  $m^2/ч$ ;

$C_p$ — удельная теплоемкость выхлопных газов,  $ккал/кг \cdot град$ ;

$A$ ;  $B$ — коэффициенты, учитывающие наличие высоких парциальных давлений и разности между ними.

На рис. 9 приведено распределение пленки конденсата по образующей цилиндра в процентах, рассчитанное по формуле (6) и определенное описанным выше

методом по формуле (5) для температурного режима двигателя  $25^\circ C$  по воде и маслу.

Видно, что характер распределения конденсата для этих двух случаев несколько различен. Максимум степени увлажненности при температуре  $25^\circ C$  отмечается на различных участках цилиндра. Наличие максимума в зоне остановки верхнего компрессионного кольца при расчете толщины пленки конденсата по формуле (6) объясняется принимаемыми при этом допущениями [20], а именно постоянными временем конденсации и разностью температур  $t_s$  и  $t_{ц}$ . Однако выше (см. рис. 6) показано, что указанные величины заметно изменяются по ходу поршня. Поэтому эти допущения могут приводить к ошибке при расчете толщины слоя конденсата и, естественно, к неправильному толкованию возможности и интенсивности протекания коррозионных процессов на различных участках цилиндра. Так, например, относительная толщина пленки конденсата в верхней зоне цилиндра, рассчитанная по формуле (6) для температуры  $50^\circ C$ , всего в два

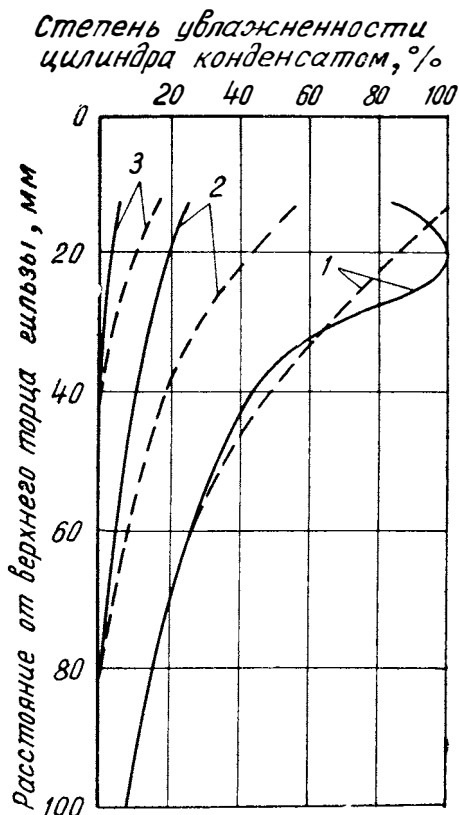


Рис. 9. Изменение степени увлажненности цилиндра конденсатом  $\delta$  при работе двигателя с различной температурой воды и масла (сплошные линии—расчет по формуле (11), пунктир—по формуле (6):

1  $t = 25^\circ C$ ; 2 —  $t = 50^\circ C$ ; 3 —  $t = 70^\circ C$

раза меньше, чем при  $25^\circ C$ , в то время как по формуле (5) эта разница намного больше (в четыре раза).

Ранее указывалось, что интенсивность коррозионно-механического изнашивания цилиндров наряду с факторами, характеризующими протекание собственно коррозионных процессов, определяет

ся также давлениями колец на их рабочую поверхность. Суммарное давление колец  $P_y$ , оказываемое ими на каждый конкретный пояс цилиндра за цикл рабочего процесса двигателя, можно выразить в виде

$$P_y = \sum_{i=1}^{i=n} \sum_{i=1}^{i=m} p_x,$$

где  $p_x$  — текущее давление кольца непосредственно на стенку цилиндра;

$n$  — количество тактов рабочего процесса двигателя;

$m$  — количество колец на поршне.

Значение  $p_x$  принимаем равным

$$p_x = p_y + B_i(p_r - 1),$$

где  $p_y$  — давление от силы упругости кольца;

$B_i$  — доля от давления газов в цилиндре в подкольцевой канавке поршня;

$p_r$  — давление газов в надпоршневом пространстве цилиндра.

Значение  $p_y$  вычисляется по следующей формуле:

$$p_y = \frac{P_t}{hr},$$

где  $P_t$  — сила упругости кольца,  $\kappa\Gamma$ ;

$h$  — высота сопрягаемой с цилиндром части кольца;

$r$  — радиус цилиндра,  $\text{см}$ .

Согласно отраслевой нормали ОН 025 205—53 для компрессионных колец  $p_y$  должно составлять для бензиновых двигателей 1,30—2,75  $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ , для дизельных двигателей 1,5—3,5  $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ .

Значения  $B_i$  для первой, второй и третьей подкольцевых канавок поршня равны соответственно 0,8; 0,2 и 0,03.

Давление газов в надпоршневом пространстве цилиндра  $p_r$  определяется по индикаторным диаграммам или расчетами по известным в теории двигателя формулам. Для упрощения принято, что окисная пленка на поверхности цилиндра, являющаяся результатом коррозии, удаляется кольцами только на такте расширения, тогда  $p_r$  можно найти по формуле:

$$p_r = p_z \left[ \frac{1}{1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} (1 - \cos\varphi)} \right]^{n_2},$$

где  $p_z$  — максимальное давление на такте расширения;

$\varepsilon$  — степень сжатия;

$n_2$  — показатель политропы расширения ( $n_2 = 1,2—1,3$ ).

Для определения  $P_y$  в интересующих зонах, расположенных на расстоянии  $x$  от положения первого (верхнего) кольца в в. м. т., необходимо знать давление всех колец на стенку цилиндра в этой

зоне. Поэтому при расчете давлений  $p_x$  значения  $p_r$  окажутся разными для различных колец, поскольку отдельные кольца проходят пояс  $x$  при разном положении поршня, зависящем от расстояния  $l$  между первым и любыми последующими кольцами.

В соответствии с кинематикой движения поршня

$$x - l = r_k (1 - \cos\varphi) + \frac{r_k}{4} (1 - \cos 2\varphi).$$

Пренебрегая вторым членом правой части этого уравнения ввиду его относительной небольшой величины, имеем

$$\cos\varphi = 1 - \frac{x - l}{r_k},$$

или

$$\varphi = \arccos\left(1 - \frac{x - l}{r_k}\right),$$

где  $r_k$  — радиус кривошипа.

Величины давлений колец для такта расширения, в том числе и суммарные на различных участках цилиндра отсека двигателя ЗИЛ-130, приведены в табл. 4. При определении вышеуказанных величин принято, что изнашивание сопряженных деталей происходит при движении колец по цилиндру в случае нарушения сплошности

Таблица 4

Давление компрессионных колец на цилиндр двигателя ЗИЛ-130 на такте расширения ( $n=0,5n_{ном}$ ,  $N_e=0,5N_{еном}$ )

Расстояние от верхнего торца, мм	Давление компрессионных колец, кг/см <sup>2</sup>			Суммарное давление $p_{\Sigma}$		$(\delta p_{\Sigma}), \%$ ( $t=25^{\circ}\text{C}$ )	Износ, % ( $t=25^{\circ}\text{C}$ )	Примечание
	от 1-го кольца	от 2-го кольца	от 3-го кольца	кг/см <sup>2</sup>	%			
14	13,0*	—	—	13,0	60,3	53	100	За 100% принято максимальное значение произведения степени увлажнения цилиндра конденсатом $\delta$ и суммарного давления колец, выраженных в относительных единицах (%).
21	15,6	4,7*	—	20,3	94,0	100	44	
28	11,9	5,9	3,8*	21,6	100,0	73	77	
55	6,4	3,7	3,3	13,4	62,0	23	30	
105	3,9**	3,0	2,8	9,2	48,6	—	—	

\* Положение поршня в в. м. т.

\*\* Положение поршня в н. м. т.

масляной пленки, т. е. когда кольцо непосредственно контактирует с поверхностью цилиндра. Безусловно, что при более эффективной смазке нарушение сплошности масляной пленки менее возможно. Поэтому при определении давлений колец на цилиндр в данном случае не учитывалось давление масляной пленки на кольцо [20].

Из табл. 4 видно, что повышенные суммарные давления колец на цилиндр наблюдаются на участках, расположенных под вторым и третьим компрессионными кольцами. В то же время максимум износа цилиндров обычно имеет место в зоне остановки первого компрессионного кольца. Поэтому суммарное давление колец, рассмотренное как в отдельности, так и в совокупности с проанализированными ранее факторами (см. табл. 4), также не позволяет однозначно объяснить характер и величину коррозионного износа цилиндров автомобильных двигателей. По-видимому, это связано с разными условиями смазки пары цилиндр — поршневое кольцо в процессе движения поршня.

### **Влияние на износ условий смазки пары цилиндр — поршневое кольцо**

Условия смазки этой пары при определенном качестве масла характеризуются толщиной масляной пленки. Толщина пленки в свою очередь зависит от количества поступающего к кольцам масла и его температуры, гидродинамического эффекта, а также от интенсивности ее смывания топливом и сдувания газами, прорывающимися из цилиндра в картер.

Наиболее тонкая масляная пленка обычно наблюдается под поршневыми кольцами при положении поршня в в. м. т., особенно под верхним компрессионным кольцом. Об этом свидетельствуют расчетные данные, приведенные на рис. 10 и иллюстрирующие изменение толщины масляной пленки в контакте цилиндр — поршневые кольца при обильном снабжении маслом [21]. Видно, что толщина масляной пленки под действием гидродинамического эффекта закономерно меняется на каждом такте, имея минимум в в. м. т. и н. м. т. и максимум приблизительно на половине хода поршня, который увеличивается с повышением числа оборотов двигателя. На такте расширения при нахождении поршня в в. м. т. толщина пленки под первым компрессионным кольцом приблизительно в два раза меньше, чем под вторым [21].

В в. м. т. уменьшению толщины масляной пленки между верхним поршневым кольцом и цилиндром способствуют высокие термические нагрузки верхней зоны цилиндра, попадание рабочей смеси и прорыв газов из цилиндра в картер на тактах сжатия и расширения. Совокупное действие этих факторов в ряде случаев приводит к нарушению целостности масляной пленки за счет последовательного ее смывания, испарения и сдувания. В работе [2] на экспериментальном материале убедительно показано наличие разрыва масляной пленки между верхним кольцом и цилиндром при

положении в в. м. т., где имеет место металлическое контактирование или граничная смазка.

Таким образом, приведенные данные свидетельствуют о том, что работа пары цилиндр — поршневое кольцо происходит в условиях граничного и жидкостного трения. Тогда в первом приближении износ цилиндра в зоне остановки верхнего компрессионного кольца (в в. м. т.) можно принять пропорциональным давлению кольца на цилиндр в этой зоне  $p_{x1}$ , т. е.

$$I_1 = K p_{x1},$$

где  $K$  — коэффициент пропорциональности.

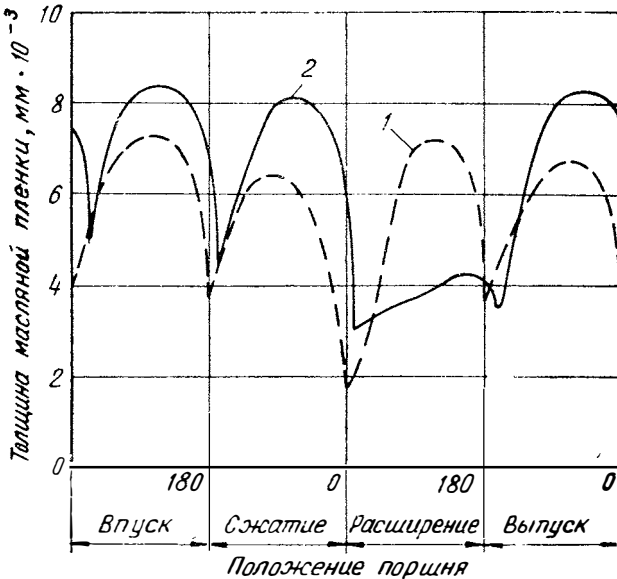


Рис. 10. Изменение толщины масляной пленки на первом поршневом кольце при обильном снабжении маслом:  
1 — 4500 об/мин; 2 — 2500 об/мин

В этом случае износ цилиндра в зоне остановки второго кольца запишется в виде

$$I_2 = K(p_{x2} + \lambda p'_{x1}),$$

где  $p_{x2}$  — давление второго кольца на цилиндр при положении поршня в в. м. т.;

$\lambda$  — коэффициент, характеризующий условия гидродинамической смазки при движении кольца по цилиндру;

$p'_{x1}$  — давление первого кольца на цилиндр при его движении через зону остановки второго кольца.

Отсюда

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{p_{x1}}{p_{x2} + \lambda p_{x'}} \quad (7)$$

Решая уравнение (7) относительно  $\lambda$ , получаем

$$\lambda = \frac{I_2 p_{x1} - I_1 p_{x2}}{I_1 p_{x1}} \quad (8)$$

Подставляя в формулу (8) экспериментальные данные износов  $I_1$  и  $I_2$ , а также величину давления колец на цилиндр из табл. 4, находим значение  $\lambda$ . Для данного случая  $\lambda = 0,085$ . Тогда с учетом принятых допущений показатель  $I_x$  (%), учитывающий влияние на износ любого участка цилиндра значений степени увлажнения  $\delta$ , давления поршневых колец  $p_x$  и условий смазки  $\lambda$ , запишется в виде

$$I_x = K \delta \sum_{i=1}^{i=m} \left( \frac{p_{xi}}{q_{xi}} + \frac{\lambda p'_{xi}}{q_{xi}} \right), \quad (9)$$

где  $x$  — рассматриваемый участок цилиндра;

$m$  — количество колец, проходящих через рассматриваемый участок цилиндра за такт расширения;

$q_{xi}$  — относительная износостойкость пары цилиндр — поршневое кольцо;

$K$  — коэффициент пропорциональности.

Принимая во внимание, что работа двигателя на низкотемпературном режиме увеличивает исходное значение износа в сравнении с нормальным тепловым режимом примерно в три-четыре раза (при температуре воды  $20-25^\circ\text{C}$ , см. рис. 3), выражение, определяющее низкотемпературный износ, примет следующий вид:

$$I_{ix} = \frac{S I_n}{S + \rho} + \frac{K}{100} \delta \sum_{i=1}^{i=m} \left( \frac{p_{xi}}{q_{xi}} + \frac{\lambda p'_{xi}}{q_{xi}} \right), \quad (10)$$

где  $I_n$  — максимальный износ при нормальном тепловом режиме, определенный значением 25% (за 100% принят износ при  $t_b = t_m = 25^\circ\text{C}$ );

$S$  — максимальное значение хода поршня, мм;

$\rho$  — расстояние от рассматриваемого участка цилиндра до верхнего торца гильзы, мм ( $\rho \leq S$ )

Величина  $\frac{S}{S + \rho}$  введена для учета принятого допущения, что износ верхней части цилиндра при нормальном тепловом режиме в два раза больше, чем в н. м. т., и это изменение происходит пропорционально значению  $\rho$ .

Для рассматриваемого случая, т. е. при практически одинаковом прорыве картерных газов, одним сорте топлива и масла, приведенное уравнение учитывает все факторы, принятые нами в качестве

определяющих низкотемпературный износ. Поэтому величина их является обобщенным показателем или безразмерным критерием износа.

Расчетное значение  $I_{цх}$  приведено в табл. 5. В соответствии с экспериментальными данными относительная износостойкость цилиндра из нирезистового чугуна в паре с хромированным кольцом принята за 1, с нехромированным чугуном кольцом за 0,5.

Таблица 5

Расчетные значения обобщенного показателя низкотемпературного износа  $I_{цх}$

Расстояние от верхнего торца цилиндра, мм	Коэффициент кор- розии ( $\delta$ ), %			$\frac{p_{xi}}{q_{xi}} + \frac{\lambda p'_{xi}}{q_{xi}}$	Обобщенный пока- затель износа $I_{цх}$ , %		
	25°C	50°C	70°C		25°C	50°C	70°C
14	84	24	3,5	100	100	46,0	26,0
21	100	18	2,3	46	62	28,0	21,0
28	70	15	1,7	53	57	26,0	20,0
55	35	4,5	—	9	20	19,0	18,0

На рис. 11 приведены эпюры износа гильзы цилиндра отсека двигателя ЗИЛ-130 при его работе с температурой воды и масла 25, 50 и 70°C. Там же нанесено распределение обобщенного пока-

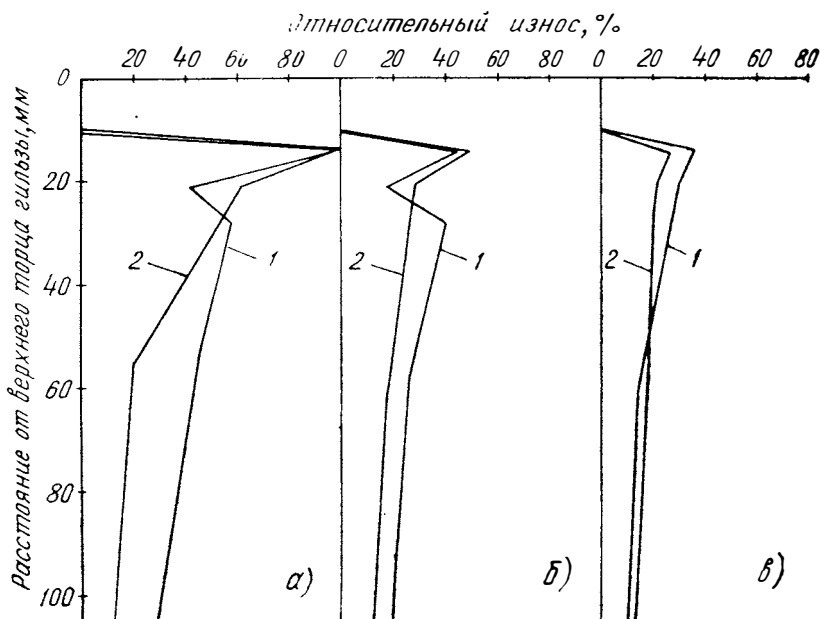


Рис. 11. Эпюры износа (1) и распределение обобщенного показателя (2) по образующей цилиндра отсека двигателя ЗИЛ-130:  
а —  $t=25^\circ\text{C}$ ; б —  $t=50^\circ\text{C}$ ; в —  $t=70^\circ\text{C}$

зателя износа при этих же температурах. Видно, что характер указанных эпюр одинаков, что свидетельствует о справедливости проведенного расчета.

Зависимость износа расчетных участков цилиндра от величины обобщенного показателя  $I_{цх}$  показано на рис. 12, откуда следует, что действительные значения износа любого участка цилиндра находятся в прямой связи с указанным параметром.

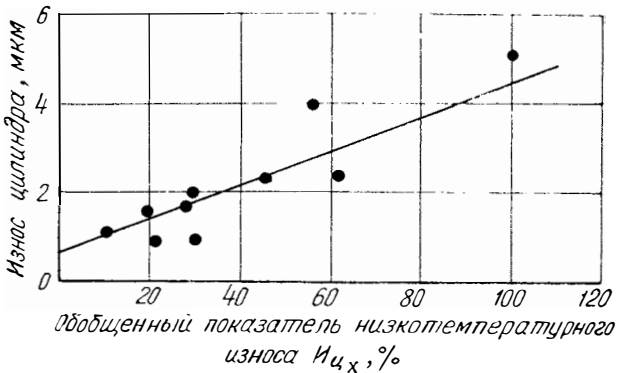


Рис. 12. Зависимость низкотемпературного износа различных участков цилиндра от расчетных значений обобщенного показателя износа  $I_{цх}$

Таким образом, показано, что при работе двигателя на пониженных тепловых режимах износ цилиндров однозначно определяется совокупностью факторов, характеризующих интенсивность коррозионных процессов, а также давления колец и условия смазки в паре цилиндр—поршневое кольцо. То есть на этих режимах цилиндры подвергаются в основном коррозионно-механическому и молекулярно-механическому изнашиванию. Соотношение этих видов изнашивания в общем значении низкотемпературного износа может резко меняться в зависимости от ряда других факторов, усиливающих действие выше рассмотренных.

### Влияние прорыва картерных газов на износ цилиндров

Проявляется главным образом за счет ухудшения условий смазки (разрушение масляной пленки в паре цилиндр — поршневое кольцо), а также снижения смазывающей способности масла из-за насыщения его конденсатом. При этом увеличение износа цилиндров происходит в основном за счет интенсификации молекулярно-механического вида изнашивания его различных участков.

Изменение износа цилиндров автомобильных двигателей с повышением прорыва картерных газов показано на рис. 13. Видно, что

с увеличением прорыва газов расширяется зона высоких значений износа по направлению от в. м. т. к н. м. т. То есть в этом случае происходит более интенсивное разрушение масляной пленки (смывание, сдувание) на больших участках цилиндра по образующей.

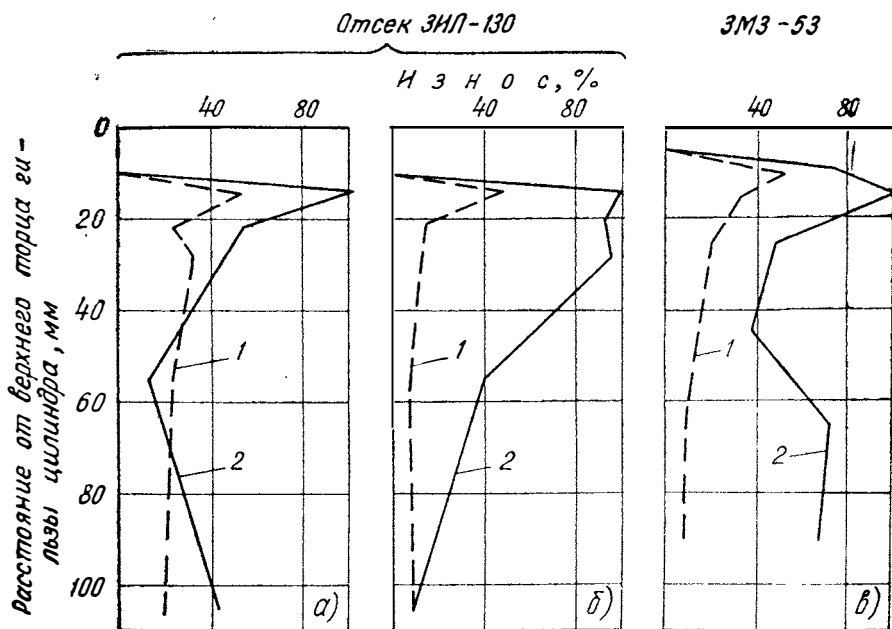


Рис. 13. Эпюры износа гильз цилиндров двигателей при различных значениях прорыва картерных газов:

а — масло группы Б (1 — 8,2 л/мин, 2 — 15 л/мин); б — масло группы Г (1 — 14,8 л/мин, 2 — 27,5 л/мин); в — масло группы Б (1 — 90 л/мин, 2 — 165 л/мин)

Повышенный износ нижней части цилиндров при работе двигателя на пониженных тепловых режимах обусловлен высоким содержанием в масле водного конденсата (см. ниже).

### Влияние топлива на износ цилиндров

Оно определяется фракционным составом топлива и наличием в нем коррозионно-агрессивных соединений — главным образом серы.

Износ зависит также от скорости и направленности потока топливо-воздушной смеси в цилиндре [12]. В зависимости от перечисленных факторов топливо может вызывать интенсификацию коррозионно-механического или молекулярно-механического вида изнашивания, а также эрозийный износ цилиндра частичками испарившегося топлива [10].

Известно, что в состав автомобильных бензинов входят 4 основных группы углеводородов: алканы, алкены, цикланы и ароматики. Вследствие высоких антидетонационных свойств ароматические углеводороды всегда являются составной частью автомобильных бензинов. Их количество в бензине доходит до 50%. Однако ароматические углеводороды имеют весьма высокую температуру конца кипения, поэтому при работе двигателя на низкотемпературном режиме рабочая смесь, содержащая значительное количество ароматики, поступает в цилиндр частично в жидкофазном состоянии. Кроме того, ароматические углеводороды по сравнению с другими углеводородами обладают наилучшей растворяющей способностью, уступая лишь кислотосодержащим растворителям (спиртам, гликолям, сложным эфирам и т. д.) [19]. Поэтому, попадая на стенки цилиндра и проникая через кольца, жидкофазная ароматика интенсивно растворяет и смывает масляную пленку с них, обнажая тем самым поверхности трения в зонах их контакта и вызывая интенсификацию главным образом молекулярно-механического изнашивания этих деталей. Помимо этого молекулы жидкофазного бензина интенсивно адсорбируются поверхностью микротрещин (дефекты структуры металла). В результате создается давление адсорбционного слоя и уменьшается свободная поверхностная энергия, что приводит к снижению механических свойств и разрушению поверхностей трения [14].

Подтверждением влияния бензина с различными температурами конца кипения на износ деталей двигателя могут служить данные табл. 6 [8].

Таблица 6

Влияние температуры конца кипения бензина на износ двигателя и расход топлива

Температура конца перегонки, °С	Износ, %	Расход горючего, %
175	97	98
200	100	100
225	200	107
250	500	140

Дополнительным доказательством снижения износа цилиндров с уменьшением количества топлива, поступающего в цилиндры двигателя в жидкофазном состоянии, являются сведения [15] о уменьшении в 1,4—2,0 раза износа цилиндров карбюраторного двигателя при его работе на газообразном топливе. В этом случае заметно улучшаются условия смазки трущихся пар (нет смывания пленки), что сказывается на величине их износа.

Снижение износа при переводе дизельного двигателя на газообразное топливо (табл. 7), видимо, связано больше с уменьшением  $p_z$  и содержания серы в продуктах сгорания, чем с улучшением

Таблица 7

Относительный износ цилиндров двигателя ЯАЗ-204 и ГАЗ-51 при их работе на жидком и газообразном топливе

Модель двигателя	Износ цилиндров, %	
	Жидкое топливо	Газообразное топливо
ЯАЗ-204	100	29
ГАЗ-51	100	49

условий смазки пары поршневое кольцо—стенка цилиндра. Действительно, специфика смесеобразования в дизельных двигателях и свойства дизельного топлива обуславливают заметно лучшую смазку верхней зоны цилиндра, чем у карбюраторных двигателей. Поэтому при малом содержании серы в дизельном топливе износ цилиндров дизелей на низкотемпературном режиме обычно ниже, чем у двигателей, работающих на бензине (рис. 14).

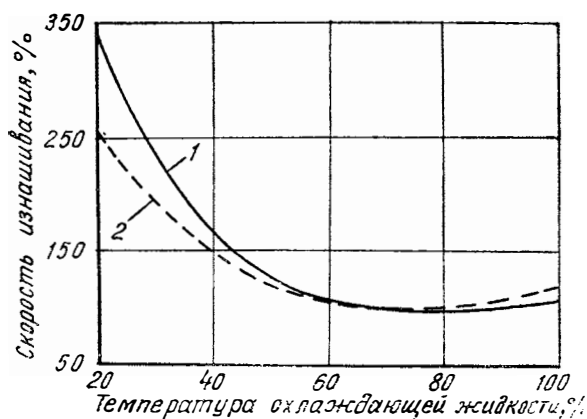


Рис. 14. Зависимость средней скорости изнашивания верхнего пояса цилиндров карбюраторного (1) и дизельного (2) двигателей при содержании серы в топливе не более 0,1%

Таким образом, очевидно, что любое мероприятие, улучшающее условия смазки пары цилиндр—поршневое кольцо, должно приводить к снижению низкотемпературного износа. Это положение находит подтверждение и в ряде ранее опубликованных работ. Так, Williams [23] показал, что интенсивность смазки цилиндров оказы-

вает большое влияние на их изнашивание при работе двигателя на низкотемпературном режиме. Об этом свидетельствуют также данные, полученные О. В. Дыбовым, который путем осуществления принудительной смазки верхней зоны гильзы и поршня получил снижение их износа при холодных пусках и прогревах двигателя в 10—12 раз [6].

В обеих работах указывалось, что улучшение смазки цилиндров обеспечивает снижение их износа за счет уменьшения интенсивности коррозионных процессов. По-видимому, это в значительно большей степени связано с восстановлением масляной пленки в местах ее разрушения, и следовательно, со снижением молекулярно-механического изнашивания. Доказательством этого могут служить экспериментальные данные, полученные в НАМИ на отсеке двигателя ЗИЛ-130 с цилиндром из серого чугуна с вибронакаткой и без нее при работе на пониженном тепловом режиме ( $t_b = 25^\circ\text{C}$ ,  $t_m = 35^\circ\text{C}$ ). Повышенная маслосъемность рабочей поверхности цилиндра с вибронакаткой обеспечивает достаточно прочную масляную пленку на его различных участках и уменьшает износ цилиндра в 1,4 раза по сравнению с цилиндром без вибронакатки при условии одинакового прерыва газов в картере.

Топливо в ряде случаев является основным фактором, определяющим и коррозионно-механическое изнашивание цилиндров. Так, на рис. 15 показана зависимость износа цилиндров из серого чугуна и нирезиста от содержания серы в топливе при работе карбюраторного двигателя на пониженном тепловом режиме. Видно, что с увеличением серы в топливе износ цилиндров заметно возрастает.

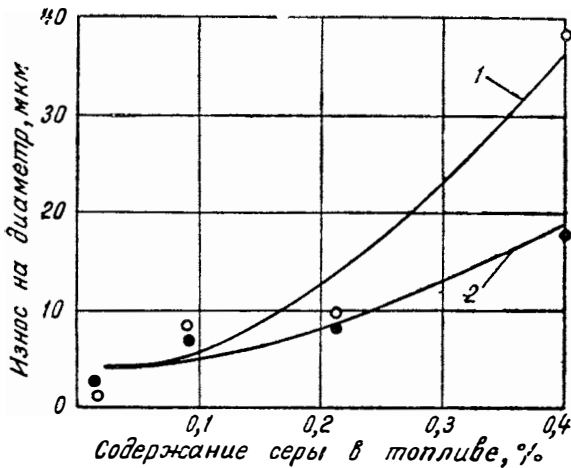


Рис. 15. Зависимость износа гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53 от различного содержания серы в топливе при его работе на низкотемпературном режиме:

1 — гильза из серого чугуна; 2 — гильза с вставкой из нирезиста

Однако ощутимая разница в износах цилиндров со вставками и без них наблюдается лишь при содержании серы в топливе более 0,15%. Это свидетельствует о том, что коррозионное воздействие агрессивных продуктов на цилиндры отчетливо проявляется при использовании топлив с содержанием серы выше установленных норм (по ГОСТ 2084—67 не более 0,1—0,15%). Очевидно, что при работе двигателя на пониженном тепловом режиме и стандартном топливе превалирующим видом изнашивания цилиндра является молекулярно-механический, а не коррозионно-механический.

### Влияние качества масла на износ цилиндров

Это влияние в определенной мере подтверждает выше высказанное предположение. Действительно, уменьшение коррозионного износа цилиндров может быть достигнуто за счет повышения способности масла нейтрализовать кислотосодержащие соединения, образующиеся при сгорании топлива и окислении масла. Между тем многочисленные эксперименты (около 40), проведенные в НАМИ, показали, что при работе двигателя на пониженном тепловом режиме и использовании бензина с содержанием серы около 0,1—0,15% качество масла практически не оказывает влияния на износ верхней зоны цилиндров. Более того отмечается некоторое увеличение износа этой зоны при работе на маслах высших групп (рис. 16), что связано с пластификацией поверхности металла под действием поверхностно-активных веществ — присадок в масле (эффект Ребиндера). В то же время при использовании бензина с более высоким содержанием серы (до 0,4%) масла с повышенной нейтрализующей способностью обеспечивают существенное снижение износа (табл. 8). Это показывает, что верхняя зона цилиндра

Таблица 8

Износ верхней зоны цилиндров (под первым компрессионным кольцом) при работе двигателей на различных маслах

Масло	Износ, мк	
	Отсек ЗИЛ-130 ( $S=0,1-0,15\%$ )	ЗМЗ-53 ( $S=0,4\%$ )
АС-8	12—16	17,5
М8ГИ	15—18	12,0

при работе двигателя на низкотемпературном режиме и стандартном топливе подвергается в основном молекулярно-механическому изнашиванию. Действие коррозионно-механического изнашивания в этой зоне становится превалирующим только при использовании бензинов с повышенным содержанием серы (более 0,15%).

Качество масел во многом определяет износ нижней части цилиндра, величина которого в основном зависит от содержания вод-

ного конденсата, попадающего в масло при низкотемпературном режиме работы двигателя. Вода резко ухудшает смазочную способность масляного слоя, а попадая на поверхность гильзы, способствует интенсификации коррозионных процессов.

Имеются данные о смазывающей способности свежего и обводненного масла [1]. Оценка производилась на лабораторной установке по величине момента трения и критической температуре нарушения сплошности пленки, а также по износу трущихся пар. Для масла (М12В), содержащего 5% воды, критическая температура нарушения сплошности масляного слоя составила 64°C, а величина закритического повышения момента трения — 0,186 кГсм/°С. Для свежего масла значения аналогичных параметров соответственно составили 83°C и 0,087 кГсм/°С. При работе обводненного масла с температурой 92°C темп прироста момента трения составил 0,49 кГсм/°С. При работе на этом масле наблюдался также значительно больший (примерно в 3 раза) износ трущихся пар, чем на свежем. При эксплуатации тепловозных дизелей износ вкладышей подшипников коленчатых валов при работе на обводненном масле в 1,4—1,6 раза выше, чем на масле без воды.

Для проверки влияния степени обводненности масла на износ гильзы был поставлен специальный эксперимент, результаты которого приведены на рис. 16. Видно, что при работе двигателя на низкотемпературном режиме принудительное введение воды вызвало увеличение износа цилиндра в нижней зоне в 4,7 раза. По мере перемещения пленки масла в верхнюю зону вода интенсивно испаряется и поэтому не оказывает существенного влияния на износ верхней и средней зоны цилиндра. Однако, если количество воды в картерном масле достаточно велико, то она может проникнуть с масляной пленкой вплоть до верхних участков цилиндра, вызывая естественное повышение износа в остальных зонах. Эпюра износа приобретает при этом характерную «бочкообразную форму» [17]. Получена зависимость износа нижней части цилиндра отсека двигателя ЗИЛ-130 от процентного содержания воды в масле  $\chi_{\text{в}}$ :

$$I = 0,8 + 0,72\chi_{\text{в}}.$$

Определенный интерес может представить механизм проникновения воды на поверхность цилиндра. Известно, что вода в нормальном состоянии проникнуть через масляную пленку не может, что и отличает ее от водяных паров, которые весьма интенсивно диффундируют через слой смазки [18]. Вместе с тем молекулы воды являются полярно-активными, ее положительные и отрицательные заряды размещены асимметрично, образуя положительный и отрицательный полюсы. Жесткий дипольный момент молекулы воды составляет 1,84 дебая при 100°C, что больше дипольного момента молекул известных полярно-активных веществ, применяемых в виде присадок к моторным маслам. Поэтому при разрыве масляной пленки, что отмечается в н. м. т. (скорость поршня равна нулю), и

обнажении поверхности цилиндра молекулы воды вступают в «конкурентную борьбу» за свободные места на поверхности цилиндров. Так как молекулы воды имеют большой дипольный момент и обладают высокой активностью, то они в первую очередь и занимают оголенную поверхность трущейся детали [22]. Вода как правило подкислена различными кислотами и, попадая на поверхность цилиндра, может проявлять коррозионное действие.

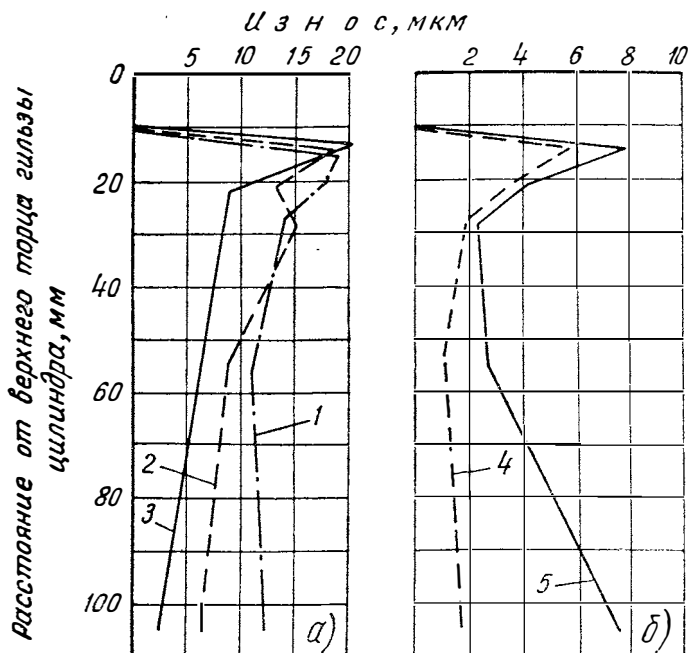


Рис. 16. Эпюры износа гильзы цилиндра карбюраторного двигателя, работавшего при пониженном тепловом режиме на маслах различных групп качества (а) и только на масле группы Б (б):

1 — группа Б (щелочность 1,5 мг КОН/л); 2 — группа В (щелочность 4,2 мг КОН/л); 3 — группа Г (щелочность 8,5 мг КОН/л); 4 — без подачи воды в масло; 5 — с добавлением 10% воды в масло

Из рис. 17 видно, что наличие присадок в масле резко уменьшает износ средней и нижней части гильзы, но не оказывает ощутимого эффекта в его верхней части, подтверждая выдвинутые ранее положения о преимущественном молекулярно-механическом изнашивании этого участка. Снижение износа цилиндров в нижней части, по-видимому, обусловлено, наряду со способностью присадок нейтрализовать коррозионно-агрессивные соединения, также

и их способностью диспергировать загрязняющие масло примеси, в том числе и воду. Из данных рис. 18 следует, что нарушение масляной пленки при наличии воды наиболее вероятно именно на масле с низкими моюще-диспергирующими свойствами. Крупные включения воды в масляной пленке под кольцом способствуют ее разрыву и продавливанию, что связано с прямым контактом трущихся пар и интенсификацией их износа. Диспергирование частиц

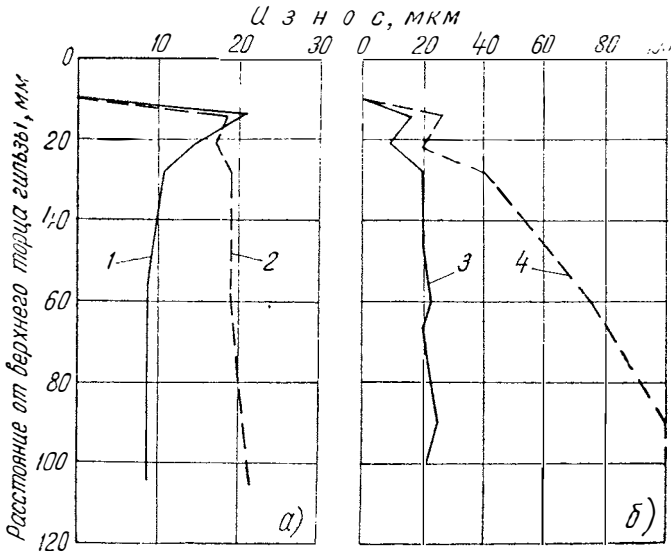


Рис. 17. Этюры износа гильз цилиндров двигателей при их работе на низкотемпературном режиме с использованием различных масел:

а — отсек двигателя ЗИЛ-130 (1 — масло АС-8 ГОСТ 10541-63; 2 — масло АС-8 без присадки); б — двигатель ЗИЛ-130 (3 — масло АС-8 ГОСТ 10541-63; 4 — автол АК-10)

воды путем создания на них адсорбционных слоев или поглощение их мицеллами более эффективных присадок (солюбилизация) делают масляный слой более однородным с повышенным сопротивлением различным механическим повреждениям. Это же явление препятствует непосредственному контакту воды с поверхностью гильзы и, естественно, зарождению коррозии.

Приведенные результаты еще раз свидетельствуют о заметной роли молекулярно-механического вида изнашивания в общем износе цилиндров при работе двигателя на низкотемпературном режиме. В этом случае, очевидно, снижение такого вида изнашивания может быть достигнуто за счет применения материалов цилиндров, обладающих повышенной износостойкостью.

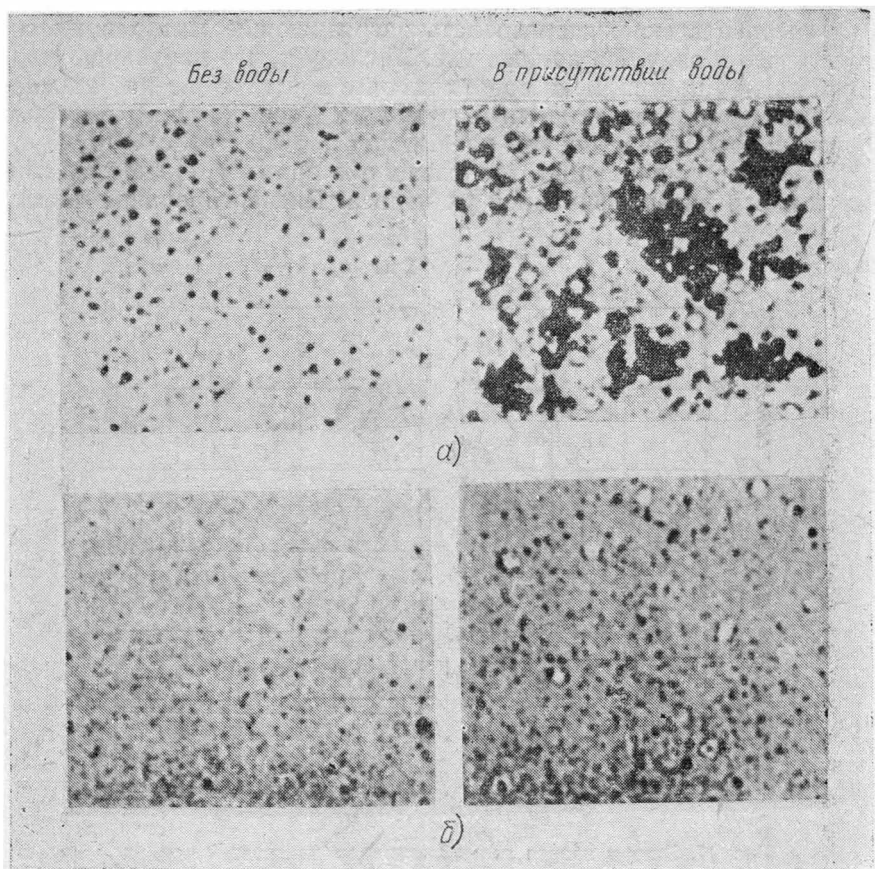


Рис. 18. Дисперсный состав работавших масел с различными диспергирующими свойствами при введении воды (увеличение  $\times 800$ ): а — масло с нормальными диспергирующими свойствами; б — масло с повышенными диспергирующими свойствами

### Влияние материала цилиндров на их износ

Это влияние при работе двигателя на пониженном тепловом режиме было определено при стендовых испытаниях отсека ЗИЛ-130. Получено, что при использовании стандартных топлив ( $S=0,1-0,15\%$ ) и масел износ цилиндров из нирезиста практически одинаков с износом цилиндров из серого чугуна, несмотря на особенно высокую коррозионную стойкость нирезиста.

Ранее Williams [23] установил, что при низкотемпературном режиме работы двигателя износостойкость цилиндров из высокохромистого чугуна (32% хрома) в 2,5—3 раза выше, чем из нирезистового, имеющего в 3 раза меньшую твердость поверхности, но лучшую коррозионную стойкость.

Все это указывает на то, что при работе двигателя на пониженном тепловом режиме и использовании современных горючесмазочных материалов износ цилиндров определяется главным образом молекулярно-механическим изнашиванием.

### Выводы

1. Износ цилиндров при работе двигателей на пониженных тепловых режимах происходит главным образом за счет молекулярно-механического и коррозионного механического изнашивания и определяется совокупностью факторов, характеризующих интенсивность коррозионных процессов, усилие в паре поршневое кольцо — цилиндр и условия смазки этой пары.

2. При работе карбюраторного двигателя на низкотемпературном режиме с использованием стандартных топлив и масел преобладающим видом изнашивания верхней зоны цилиндра является молекулярно-механический.

3. Износ нижней части цилиндров двигателя, работающего на низкотемпературном режиме, зависит главным образом от качества применяемого масла и в первую очередь от его диспергирующих и нейтрализующих свойств. Улучшение смазки рабочей поверхности цилиндра в значительной степени способствует снижению низкотемпературного износа.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Беленький А. Д. и др. Влияние обводненного дизельного масла на работу подшипников тепловозного дизеля. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1958, № 5.
2. Боуден Ф. П., Тейбор Д. Трение и смазка. М., «Машиностроение», 1960.
3. Венцель С. В. Смазка двигателей внутреннего сгорания. М., «Химия», 1969.
4. Генбом Б. Б. О коррозии цилиндров автотракторных двигателей. «Автомобильная промышленность», 1956, № 5.
5. Григорьев М. А., Долецкий В. А. Отечественный и зарубежный опыт. М., НИИНАвтопром, 1972.
6. Дыбов О. В. Снижение износа цилиндров автомобильных двигателей изменением системы смазки. Автореферат кандидатской диссертации, 1952.
7. Лакедемонский А. В., Пленцов Г. И., Шерман А. Д., Абраменко Ю. Г. Износ гильз блока цилиндров. «Автомобильная промышленность», 1967, № 2.
8. Ленин И. М., и др. Автомобильные и тракторные двигатели. М., «Высшая школа», 1969.
9. Липгарт А. А., Струнников Н. Ф. Износ деталей кривошипно-шатунного механизма бензиновых двигателей. В сб.: «Исследование в области конструирования автомобиля». М., Машгиз, 1953.
10. Муравьев В. Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130. Труды автозавода им. Лихачева, вып. 3. М., 1969.
11. Непогодьева А. В., Подвальный Л. Д. «Энергомашиностроение», 1969, № 8.

12. Райков И. Я. В сб.: «Эксплуатационно-технические свойства и применение автомобильных топлив, смазочных материалов и спецжидкостей», вып. 2. М., Автотрансиздат, 1961.
  13. Рикардо Г. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1960.
  14. Розенберг Ю. А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин. М., «Машиностроение», 1970.
  15. Самоль Г. И., Гольдблат И. И. Газобаллонные автомобили. М., Машгиз, 1967.
  16. Точильников Д. Г., Гильман Я. Г. «Энергомашиностроение», 1972, № 10.
  17. Шерман А. Д. Анализ эпоры износа цилиндров. «Автомобильная промышленность», 1969, № 7.
  18. Шехтер Ю. Н. Защита металлов от коррозии (ингибиторы, масла и смазки). М. Л., «Химия», 1964.
  19. Энглин Б. Э. Применение моторных топлив при низких температурах. М., «Химия», 1968.
  20. Энглич К. Поршневые кольца. Том II. М., «Машиностроение», 1962.
  21. Furuhashi S. I. Jap. Soc. Mech. Engrs., Vol. 64, № 515 (1961), p. 1695.
  22. Schilling A. Les huiles pour moteurs et les groissage ales moteurs. Technic, Paris, 1962.
  23. Williams C. G. Collected researches an cilinder wear. Institute of automobile enginers, 1940.
-

## **ПРОВЕРКА СООТВЕТСТВИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ И ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ**

### **ВВЕДЕНИЕ**

Соответствие характеристик двигателя и передаточных чисел трансмиссии заданным условиям эксплуатации обеспечивает более высокую производительность автомобиля и снижение расходов топлива. Это соответствие проверяется экспериментально длительными и трудоемкими пробеговыми испытаниями автомобилей в различных эксплуатационных условиях. Как правило, до начала серийного выпуска новой модели автомобиля такие испытания не удается провести в полном объеме и вопросы соответствия характеристик двигателя и передаточных чисел трансмиссии заданным условиям эксплуатации остаются открытыми.

Характеристики двигателя и передаточные числа трансмиссии выбираются с помощью известных методик при проектировании автомобиля [3—5]. Поскольку на этой стадии неизвестны действительные эксплуатационные характеристики двигателя, сопротивление движению автомобиля и т. п., выбранные величины передаточных чисел являются ориентировочными и обязательно подлежат проверке и уточнению после изготовления опытных образцов автомобиля. Необходимость последнего этапа работ подчеркивается еще и тем, что даже ориентировочно выбранные передаточные числа при проектировании трансмиссии могут несколько измениться в зависимости от кинематического и прочностного расчетов всех ее элементов.

Настоящая методика предназначена для проверки соответствия характеристик двигателя и передаточных чисел трансмиссии грузовых автомобилей заданным условиям их эксплуатации на стадии доводочных полигонных испытаний. В отличие от существующих

методик в качестве исходных данных используются параметры и характеристики, определяемые экспериментально на автомобиле. Анализ соответствия ведется методами математического моделирования движения автомобиля в заданных условиях эксплуатации. В качестве последних используются типизированные маршруты для магистральных и горных условий эксплуатации. Вопросы получения типизированных продольных профилей дорог и режимов движения автомобиля являются предметом самостоятельного исследования и в данной работе подробно не рассматриваются.

### МЕТОДИКА МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ПО ДОРОГАМ С УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫМ ПОКРЫТИЕМ

Разработанная математическая модель включает уравнения движения автомобиля, логику действий водителя по управлению автомобилем, экспериментальные параметры и характеристики динамической системы «автомобиль — дорога», математическое обеспечение ЭЦВМ.

#### Уравнения движения автомобиля

При расчете используются система дифференциальных уравнений (1) и уравнение расхода топлива (2):

$$\left. \begin{aligned} \frac{dn}{dt} &= \frac{0,955}{I} \left( M_{дв} \eta_m - \frac{M_r + M_n}{i_k} \right); \\ \frac{dS}{dt} &= Kn; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$Q_{cp} = \frac{100}{3,6\gamma S} \sum_{i=1}^n G_{Ti} \Delta t \text{ л/100 км.} \quad (2)$$

Система (1) решается численным методом Рунге-Кутты 4-го порядка по независимой переменной  $t$  с помощью ЭЦВМ.

В уравнениях обозначено:

$n$  — число оборотов коленчатого вала двигателя, об/мин;

$t$  — время, сек;

$I$  — приведенный к коленчатому валу момент инерции автомобиля, кг·м·сек<sup>2</sup>;

$M_{дв}$  — эксплуатационный крутящий момент двигателя, кг·м;

$\eta_m$  — механический к. п. д. главной передачи;

$M_r$  — приведенный к карданному валу крутящий момент сопротивления свободному качению автомобиля по динамометрической (горизонтальной) дороге, кг·м;

$M_n$  — приведенный к карданному валу крутящий момент, затрачиваемый на преодоление сопротивления от продольного профиля дороги (в дальнейшем сопротивляющий момент), кг·м;

- $i_k$  — передаточное число коробки передач;  
 $K$  — коэффициент пересчета оборотов двигателя в скорость движения автомобиля;  
 $S$  — путь, м;  
 $Q_{\text{ср}}$  — средний расход топлива автомобилем на маршруте, л/100 км;  
 $G_{\text{тi}}$  — часовой расход топлива двигателем на шаге  $\Delta t$  интегрирования системы (1), кг/ч.

Перечисленные параметры определяются экспериментально и при расчете задаются в табличной форме.

Используется пять основных таблиц следующего момента  $M_{\text{дв}}$  и соответствующего часового расхода топлива  $G_{\text{т}}$  от оборотов двигателя и положения органа топливоподачи (частичные скоростные характеристики); приведенного крутящего момента сопротивления свободному качению  $M_{\text{г}}$  от скорости автомобиля  $v$ ; синуса угла наклона продольного профиля дороги  $\sin \alpha$  и допускаемой скорости движения  $v_{\text{доп}}$  от пройденного автомобилем пути.

Результатом решения уравнений (1) и (2) являются текущие значения скорости, расхода топлива, времени движения, пройденного пути, оборотов коленчатого вала двигателя; средние значения скорости и расхода топлива на маршруте; время и путь разгона с переключением передач до заданных скоростей и в диапазоне скоростей, условная максимальная скорость при разгоне с переключением передач; продолжительность работы двигателя в заданных диапазонах нагрузки и оборотов коленчатого вала; время и путь движения на каждой передаче коробки передач, суммарное число включений каждой передачи; суммарное число оборотов коленчатого вала двигателя на маршруте; среднее передаточное число коробки передач и трансмиссии в заезде.

### Логика действий водителя по управлению автомобилем

Логика действий водителя выражается логическими операциями, запрограммированными на вычислительной машине. Основные положения логики подтверждены опытом дорожных испытаний автомобилей, проводимых автополигоном НАМИ, и исследованиями других авторов.

Как и в существующих методиках, здесь учитывается стремление водителя поддерживать наибольшую допускаемую по условиям безопасности скорость  $v_{\text{доп}}$ . Для этого расчет движения автомобиля осуществляется по графику (таблице) допускаемых скоростей.

Разгон до допускаемой скорости происходит при положении органа топливоподачи, соответствующем максимальной подаче топлива. Обороты двигателя, при которых переключаются передачи вверх, задаются при расчете равными номинальным. Логическими признаками необходимости переключения передач вверх являются превышение двигателем номинального числа оборотов или превы-

шение автомобилем допускаемой скорости  $v_{\text{доп}}$ . Логическим признаком возможности переключения при данной скорости движения является наличие на включаемой передаче запаса тягового усилия. В случае невозможности переключения при наличии необходимых для этого признаков происходит выбор положения органа топливоподачи, которое обеспечивает движение с заданной скоростью.

В последние годы увеличилась плотность потока автомобилей на магистралях, поэтому вторым по важности положением логики водителя является его стремление к меньшей утомляемости и повышению безопасности движения. В дорожных ситуациях это требование заставляет отказаться от движения на более высокой передаче из двух возможных. Например, на крутом подъеме, когда за время смены передачи скорость грузового автомобиля значительно снижается, для обеспечения работы двигателя в рабочем диапазоне оборотов водитель может переключать передачи вниз через одну и более. Кроме уменьшения работы по управлению автомобилем, это обеспечивает гарантированный запас тягового усилия на его колесах на случай непредусмотренного возрастания сопротивления движению и позволяет при необходимости быстро увеличить скорость. Логическим признаком необходимости переключения передач вниз является снижение скорости автомобиля ниже допускаемой  $v_{\text{доп}}$  при условии нахождения органа топливоподачи в положении максимальной подачи. Логическим признаком возможности переключения вниз являются обороты двигателя, которые могут установиться после переключения на соседнюю низшую передачу. Если эти обороты окажутся ниже номинальных на 150—200 об/мин, то переключение возможно. Переключение произойдет на ту самую низкую передачу, после включения которой текущие обороты двигателя останутся все еще меньше номинальных.

Одновременно в логике предусмотрено непереключение передачи, если через заданный отрезок пути потребуется обратное переключение. Для этого в процессе счета анализируется контрольный участок дороги заданной длины на изменение продольного профиля, лежащий впереди движущегося автомобиля. Например, если крутизна подъема на участке увеличится настолько, что автомобиль не сможет преодолеть его на смежной высшей передаче, последняя не включится. Логическим признаком возможности преодоления подъема является положительная разница между максимальным эксплуатационным крутящим моментом двигателя и приведенным крутящим моментом от сил сопротивления движению на подъеме.

Третьим положением логики водителя является его стремление экономить топливо. Во всех не оговоренных предыдущими положениями случаях автомобиль движется на более высокой передаче из числа возможных. Это способствует также сохранности автомобиля, в частности двигателя, и учитывается водителем наряду с требованием экономичной езды.

## Определение необходимых для расчетов параметров и характеристик автомобиля

Простота математической модели движения автомобиля предъявляет жесткие требования к качеству определения параметров и характеристик элементов динамической системы. Именно здесь должны быть отражены все важнейшие особенности процесса движения автомобиля и предусмотрены условия, обеспечивающие удовлетворительное совпадение результатов расчета и эксперимента.

Экспериментальное определение характеристик элементов динамической системы предусматривается в процессе специальных лабораторно-дорожных испытаний автомобиля. При этом необходимо использовать новейшие методы регистрации и обработки экспериментальных данных, в частности магнитной записи с последующей обработкой магнитограмм на ЭВМ «Днепр-1». Испытания проводятся при условиях, оговоренных методикой полигонных испытаний автомобилей на скоростные свойства и топливную экономичность.

### Кинематический радиус ведущих колес

Величина радиуса качения  $r_k$  изменяется в зависимости от передаваемого на колеса крутящего и тормозного моментов, нагрузки на колесо, давления воздуха в шине и скорости вращения колеса. Однако эти изменения, как показали специальные исследования, не превышают 2% [4]. Поэтому для упрощения эксперимента  $r_k$  определяется при одном значении скорости, например, 60 км/ч.

При проведении эксперимента на отрезке пути 2000 м записывается число оборотов ведущих колес автомобиля, движущегося со скоростью 60 км/ч. Радиус ведущего колеса определяется по формуле

$$r_k = \frac{S}{2\pi n_k},$$

где  $S$  — путь, пройденный автомобилем, м;

$n_k$  — суммарное число оборотов ведущего колеса.

При необходимости  $r_k$  может определяться для ряда значений скорости автомобиля и задаваться в расчет с помощью таблицы.

### Приведенный к коленчатому валу момент инерции автомобиля

Этот параметр определяется из выражения кинетической энергии приведенной массы через кинетическую энергию поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля

$$\frac{I \omega_{дв}^2}{2} = \frac{G_a v^2}{2g} + \frac{I_{вр} \omega_{дв}^2}{2},$$

откуда 
$$I = \frac{G_a r_k^2}{g i^2} + I_{вр},$$

где  $\omega_{дв}$  — угловая скорость коленчатого вала, *1/сек*;  
 $I_{вр}$  — приведенный к коленчатому валу момент инерции вращающихся масс, *кг · м · сек<sup>2</sup>*;  
 $G_a$  — полный вес автомобиля, *кг*.

Полный вес автомобиля определялся взвешиванием. Момент инерции вращающихся масс автомобиля (маховика с коленчатым валом в сборе, ведущих и ведомых колес, элементов трансмиссии) определялся методом бифилярного подвеса и приводился к коленчатому валу.

### Скоростные характеристики двигателя

Эффективные показатели двигателя на всех режимах работы с достаточной для практических целей точностью рассматриваются как функции трех переменных: числа оборотов двигателя, положения органа топливоподачи и углового ускорения коленчатого вала [1; 4]. Аналитического выражения эти функциональные зависимости не имеют; определяются они обычно экспериментально и при выполнении расчетов задаются в табличной форме.

Эффективные показатели двигателя, определяемые на моторных стендах, существенно отличаются от показателей двигателя, установленного на автомобиле [4]. При расчете «поле» возможных режимов работы двигателя оказалось удобным задавать семейством частичных скоростных характеристик. Поэтому характеристики двигателя определяются при испытаниях автомобиля в дорожных условиях через 5—10 град поворота дроссельной заслонки или через 1 мм хода рейки ТНВД.

Каждая частичная характеристика определяется в процессе разгона автомобиля на горизонтальной (динамометрической) дороге на высшей передаче от минимальной устойчивой скорости при резком перемещении органа топливоподачи до заданного фиксированного положения. В процессе разгона на магнитную ленту регистрируются отметки времени (через 0,01 сек), положение органа топливоподачи, отметки расхода топлива (через 1 см<sup>3</sup>), крутящий момент на карданном валу, отметки пройденного пути (через 1 см).

Если наибольшая скорость при разгоне на высшей передаче при фиксированном положении органа топливоподачи становится меньше наибольшей скорости на смежной нижней передаче, то переключаются на эту передачу и продолжают эксперимент. При соблюдении этого условия наибольшие ускорения коленчатого вала при разгоне автомобиля не превышают 10 рад/сек<sup>2</sup>. При этом влияние неустановившегося режима на мощностные показатели карбюраторного двигателя незначительно, а эффективные показатели дизеля без турбонаддува практически не зависят от ускорения коленчатого вала [1].

## Механический к. п. д. главной передачи

Механический к. п. д. главной передачи определялся через условные частичные характеристики двигателя  $M'_{дв}$ , полученные приведением крутящего момента на ведущих колесах тягача к коленчатому валу. В отличие от обычных характеристик двигателя последние учитывают потери на трение в трансмиссии автомобиля.

При обработке магнитограмм на заданном интервале времени дополнительно определялось ускорение коленчатого вала. По найденным значениям ускорения и приведенному к коленчатому валу моменту инерции вычисляется часть крутящего момента, расходуемая на разгон автомобиля. Добавляя соответствующие величины момента от сил суммарного сопротивления движению на горизонтальной дороге, определяемые методом выбега, получаем условные частичные характеристики двигателя.

Этими характеристиками [7] определяется механический к. п. д. главной передачи как отношение

$$\eta_{м} = \frac{M'_{дв}}{M_{дв}}.$$

### Сопротивление движению автомобиля на горизонтальной дороге

Суммарное сопротивление движению автомобиля на установившемся режиме складывается из сопротивления воздуха, сопротивления качению, трения в элементах трансмиссии. Они зависят от целого ряда конструктивных и эксплуатационных факторов, а надежных аналитических выражений не имеют.

Для оценки суммарного сопротивления  $M_r$  исследуется движение автомобиля по инерции (накат) с отключенным двигателем [6]. Дифференцирование полученной при накате зависимости скорости от времени позволяет определять замедление автомобиля в функции от скорости. Приводя это замедление к карданному валу и имея приведенный момент инерции автомобиля на прямой передаче, получаем приведенную к карданному валу зависимость сопротивления движению автомобиля от скорости  $v$  на горизонтальной дороге [7].

### Блок-схема программы

Программа, реализующая алгоритм численного решения уравнений (1) и (2), состоит из стандартной программы метода Рунге-Кутты, стандартной программы вычисления табличных функций с линейной интерполяцией, стандартных программ для перевода чисел из одной системы счисления в другую и нестандартной программы вычисления правых частей уравнений.

При расчете режимов движения в оперативную память ЭЦВМ засылаются начальные данные (номер включенной передачи, на-

чальная скорость, положение органа топливоподачи и др.), таблицы эксплуатационных крутящих моментов  $M_{дв}$  и часовых расходов топлива  $G_T$  по скоростным характеристикам двигателя, коэффициенты учета влияния неустановившегося режима работы  $\lambda$  и температуры окружающего воздуха, таблица моментов от сил сопротивления движению автомобиля на горизонтальной дороге  $M_T$ , таблица синусов углов продольного профиля трассы  $\sin \alpha$  и таблица допустимых скоростей  $v$  на каждом участке пути.

Ниже приводится краткое описание операторов блок-схемы программы.

1. Перед счетом происходит восстановление переменных команд программы, очистка счетчиков и числовых массивов, заполняемых в процессе счета, загрузка начальных данных для печати.

На печать выводятся следующие начальные данные: время движения  $t_0$ , число оборотов двигателя  $n_0$ , пройденный путь  $S_0$ , скорость движения  $v_0$ , крутящий момент  $M_{дв0}$ , суммарный момент сопротивления движению  $M_{с0}$ , расход топлива  $Q_0$ , положение органа топливоподачи  $\alpha_0$ .

Начальные данные засылаются в рабочие ячейки, которые используются для решения системы дифференциальных уравнений (1) и (2).

Засылка аргументов вычисления табличных функций происходит перед обращением к стандартной программе.

2. Осуществляются операции, имитирующие реакцию водителя на дорожную обстановку (учет профиля дороги и т. п.) и его действия, направленные на поддержание заданного режима движения.

Здесь же происходит процесс переключения передач, т. е. осуществляется перевод модели из состояния, соответствующего движению автомобиля на одной передаче, в состояние, соответствующее движению на вновь выбранной передаче.

3. Стандартная программа для вычисления функций, заданных таблично. Таблицы могут быть с одним и двумя входами. Число таблиц может быть любым. В данном варианте программы вычисляются значения пяти табличных функций. Перед выбором функций необходима загрузка информации о каждой таблице: ее размеры, шаг каждого из аргументов, начальные значения аргументов.

4. Вычисляется значение правых частей уравнений системы в текущий момент времени.

5. Осуществляется решение системы методом Рунге-Кутты, получаются значения решений.

6. На каждом такте расчета вычисляется средний расход топлива и строятся гистограммы времени или пути движения автомобиля на каждой передаче, времени движения автомобиля в различных диапазонах скоростей, времени движения автомобиля с различными значениями расхода топлива, кроме того, рассчитывается количество включений каждой передачи.

7. На печатающее устройство выдаются начальные значения и следующие промежуточные результаты: время движения, обороты

двигателя, текущая скорость автомобиля, пройденный путь, суммарный расход топлива, координаты положения органа топливоподачи, крутящий момент двигателя и суммарное сопротивление движению автомобиля.

При расчете происходит выдача на графопостроитель текущих значений оборотов двигателя, скорости автомобиля, положения органа топливоподачи и времени.

### Оценка достоверности результатов расчетов

При оценке достоверности сравниваются результаты экспериментов и расчетов вначале по отдельным фазам движения, а затем при движении автомобиля по дороге с переменным продольным профилем. Расхождения результатов расчета и эксперимента оцениваются наибольшим абсолютным и средним квадратичным отклонениями.

Эти показатели определяются отдельно для значений скорости и расходов топлива.

1) Движение автомобиля с различными заданными скоростями на динамометрической дороге. Наибольшее абсолютное отклонение по расходу топлива  $\Delta \max_Q = 1,25 \text{ л/100 км}$ , среднее квадратичная ошибка  $\epsilon_Q = 0,8 \text{ л/100 км}$ .

2) Движение автомобиля по инерции (накат) с отключенным двигателем по динамометрической дороге.  $\Delta \max_v = 0,5 \text{ км/ч}$ ;  $\epsilon_v = 0,3 \text{ км/ч}$ .

3) Разгон автомобиля с места с переключением передач на динамометрической дороге.  $\Delta \max_v = 1,5 \text{ км/ч}$ ;  $\epsilon_v = 0,3 \text{ км/ч}$ .

4) Движение автомобиля по скоростной дороге автополигона с заданными предельными скоростями 40, 60 и  $v_{\max} \text{ км/ч}$ .  $\Delta \max_v = 1,0 \text{ км/ч}$ ;  $\epsilon_v = 0,7 \text{ км/ч}$ ;  $\Delta \max_Q = 1,25 \text{ л/100 км}$ ;  $\epsilon_Q = 0,8 \text{ л/100 км}$ .

На рис. 1 сопоставлены экспериментальные и расчетные мгновенные значения скорости  $v$ , крутящего момента  $M_{кв}$  на карданном

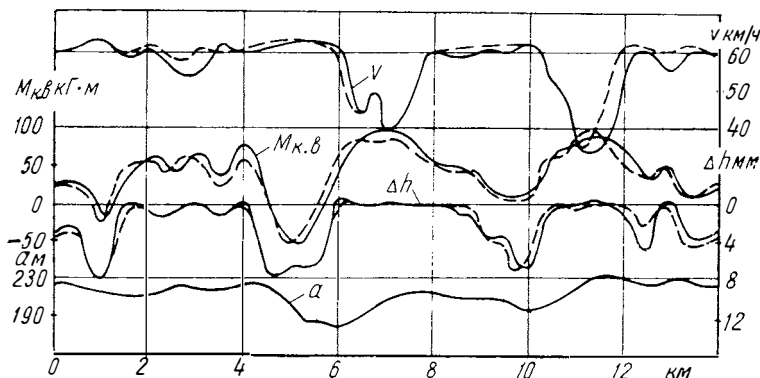


Рис. 1. Режимы движения грузового автопоезда с заданной предельной скоростью 60 км/ч по скоростной дороге автополигона НАМИ

валу, координаты  $\Delta h$  рейки ТНВД при движении автопоезда по скоростной дороге с заданной предельной скоростью 60 км/ч. Для справки на графике приведены значения абсолютной отметки «а» вдоль оси дороги.

### КРАТКАЯ ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТИПИЗИРОВАННЫХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЯ

В качестве заданных условий эксплуатации при проведении расчетов используются типизированные маршруты, представляющие собой условную дорогу длиной 50 км с заданным продольным профилем и допускаемой скоростью движения на всех участках. Предполагается, что режимы работы двигателя и трансмиссии, а следовательно, средние скорости и расходы топлива автомобиля (при заданных конструктивных параметрах) определяются суммарным сопротивлением движению (продольным профилем дороги) и текущей скоростью автомобиля.

Каждый типизированный маршрут является эквивалентной заменой совокупности реальных дорог, относящихся к магистральным, горным, городским и другим условиям эксплуатации автомобиля. Принципиально такая замена возможна, если продольный профиль реальных дорог и скоростной режим движения автомобиля рассматриваются как стационарные случайные взаимно коррелированные процессы с известными статистическими характеристиками. Типизированный маршрут является моделью двумерного случайного процесса с заданными статистическими характеристиками.

Для определения статистических характеристик реального продольного профиля и скоростных режимов проведены испытания автомобиля ЗИЛ-130 с регистрацией на магнитную ленту крутящего момента на карданном валу, пройденного пути, оборотов коленчатого вала, расхода топлива и положения органа топливоподачи. По сравнению с другими отечественными грузовыми автомобилями ЗИЛ-130 (без прицепа) имеет наибольшую удельную мощность, поэтому при последующих расчетах скоростные возможности автомобилей с меньшей удельной мощностью используются полностью.

Для типизации магистральных условий эксплуатации автомобилей испытания проведены на следующих участках реальных дорог:

Москва — Ярославль	(с 76 по 260 км),
Москва — Горький	(с 63 по 265 км),
Москва — Симферополь	(с 24 по 233 км),
Москва — Минск	(с 45 по 228 км),
Москва — Ленинград	(с 90 по 390 км).

Для типизации горных условий эксплуатации автомобилей испытания проводились на участках:

Новороссийск — Туапсе	(с 6 по 167 км),
Туапсе — Сочи	(с 176 по 287 км),
Тбилиси — Орджоникидзе	(с 68 по 173 км).

Обработка магнитограмм выполнена с помощью ЭВМ «Днепр-1» [7].

В результате обработки магнитограмм по всей совокупности реальных дорог (с учетом протяженности и интенсивности движения автомобилей) получены следующие оценки статистических характеристик типизированного маршрута (условного продольного профиля и скорости): математическое ожидание, дисперсия, дифференциальный закон распределения, автокорреляционная функция, спектральная плотность, взаимная корреляционная функция (рис. 2, 3).

Для магистральных условий эксплуатации законы распределения углов наклона условного продольного профиля дорог и скорости автомобиля близки к нормальным и имеют следующие характеристики: математическое ожидание угла наклона условного продольного профиля равно нулю; дисперсия угла наклона условного продольного профиля равна  $3,68 (\%)^2$ ; средняя скорость движения для автомобиля ЗИЛ-130 равна  $68,0 \text{ км/ч}$ ; дисперсия скорости движения для автомобиля ЗИЛ-130 равна  $104,27 (\text{км/ч})^2$ .

Автокорреляционные функции, функции спектральной плотности, взаимная корреляционная функция вычислялись для полосы длин неровностей с периодом гармонических составляющих  $10\,000—200 \text{ м}$ . Общая длина замеренных участков магистралей равна  $1200 \text{ км}$ . При этом  $95\%$ -ный доверительный интервал для функции спектральной плотности имеет доверительные границы от  $+12$  до  $-10\%$ .

Основная доля колебательной энергии процесса (угол наклона условного продольного профиля) лежит в диапазоне длин неровностей с периодом гармонических составляющих  $10\,000—2000 \text{ м}$ . При периоде неровности  $2370 \text{ м}$  нормированная функция спектральной плотности достигает своего максимального значения  $0,078$ .

Основная доля колебательной энергии процесса (скорость движения автомобиля) лежит в диапазоне длин неровностей с периодом гармонических составляющих  $10\,000—3330 \text{ м}$ . При длине неровности, равной  $7150 \text{ м}$ , нормированная функция спектральной плотности достигает своего максимального значения  $0,18$ .

Нормированная взаимная корреляционная функция угла наклона продольного профиля и скорости движения имеет отрицательный максимум, равный  $0,42$  при нулевом сдвиге.

Оценки статистических характеристик и образцы реализаций двумерного случайного процесса (угол наклона условного продольного профиля и скорость движения) приведены выше (см. рис. 2).

Для горных условий эксплуатации автомобиля оценки статистических характеристик вычислялись для полосы длин неровностей с периодом гармонических составляющих  $10\,000—200 \text{ м}$ .

Законы распределения угла наклона условного продольного профиля и скорости движения близки к нормальным и имеют следующие характеристики: математическое ожидание угла наклона условного продольного профиля равно нулю; дисперсия угла услов-

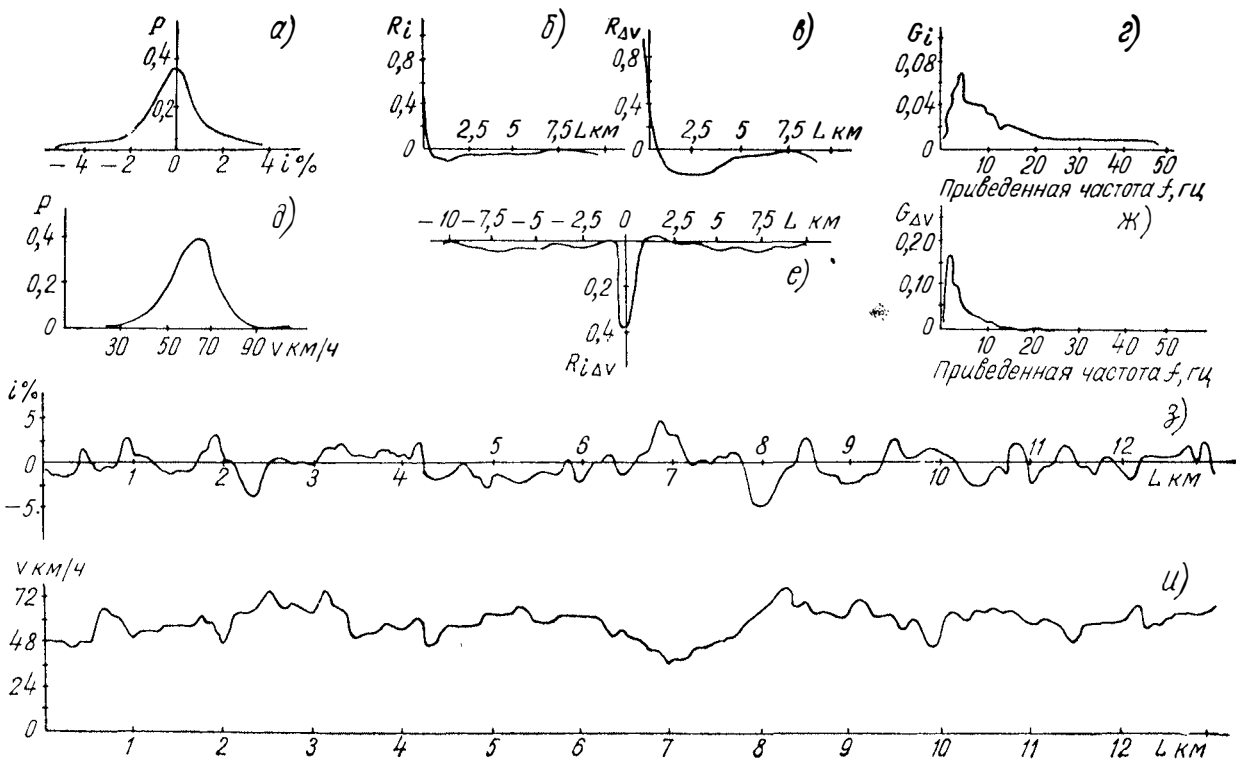


Рис. 2. Магистральные условия эксплуатации: оценки типизированных статистических характеристик и образцы реализаций двумерного случайного процесса. Полоса длин неровностей 10 000—200 м:

а — закон распределения углов наклона условного продольного профиля; б — нормированная корреляционная функция углов наклона условного продольного профиля; в — нормированная корреляционная функция изменения скорости; г — нормированная функция спектральной плотности углов наклона условного продольного профиля; д — закон распределения скорости; е — нормированная взаимная корреляционная функция углов наклона условного продольного профиля и скорости; ж — нормированная функция спектральной плотности изменения скорости; з, и — реализации двумерного случайного процесса (угол наклона условного продольного профиля и скорость движения)

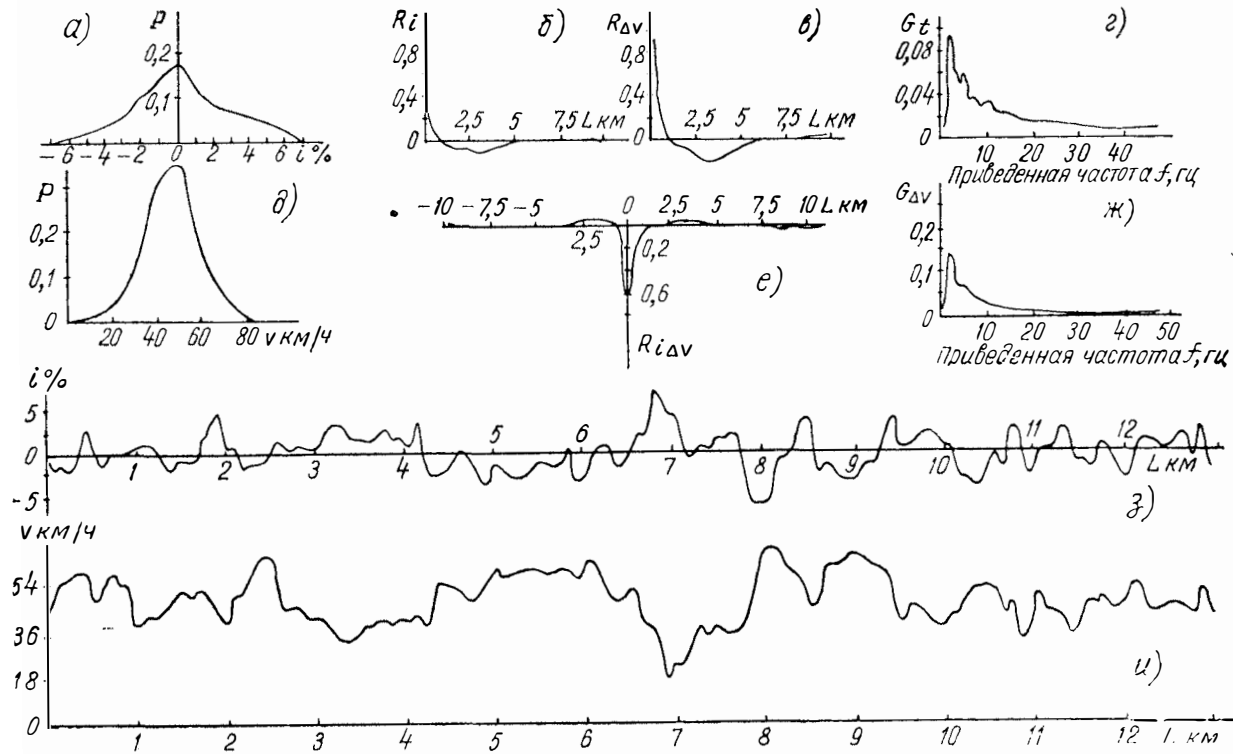


Рис. 3 Горные условия эксплуатации: оценки типизированных статистических характеристик и образцы реализаций двумерного случайного процесса. Полоса длин неровностей 10 000—200 м:

а — закон распределения углов наклона условного продольного профиля; б — нормированная корреляционная функция углов наклона условного продольного профиля; в — нормированная корреляционная функция изменения скорости; г — нормированная функция спектральной плотности углов наклона условного продольного профиля; д — закон распределения скорости; е — нормированная взаимная корреляционная функция углов наклона условного продольного профиля и скорости; ж — нормированная функция спектральной плотности изменения скорости; з, и — реализации двумерного случайного процесса, (угол наклона условного продольного профиля и скорость движения)

ного продольного профиля равна  $8,43(\%)^2$ ; средняя скорость движения для автомобиля ЗИЛ-130 равна  $45,69 \text{ км/ч}$ ; дисперсия средней скорости движения для автомобиля ЗИЛ-130 равна  $106,47 (\text{км/ч})^2$ .

Общая длина замеренных участков горных дорог—около  $600 \text{ км}$ ,  $80\%$ -ный доверительный интервал для функции спектральной плотности имеет в этом случае доверительные границы от  $+12$  до  $-10\%$ .

Основная доля колебательной энергии процесса (угол наклона условного продольного профиля) лежит в диапазоне длин неровностей с периодом гармонических составляющих  $10\,000—2300 \text{ м}$ . При периоде неровности, равном  $5,7 \text{ км}$ , функция спектральной плотности достигает своего максимального значения  $0,088$ . При периоде неровности, равном  $2 \text{ км}$ , есть второй максимум— $0,06$ .

Основная доля колебательной энергии процесса (скорость движения автомобиля) лежит в диапазоне длин неровностей с периодом гармонических составляющих  $10\,000—2300 \text{ м}$ . При периоде неровности  $8000 \text{ м}$  функция спектральной плотности достигает максимального значения  $0,15$ .

Нормированная взаимная корреляционная функция угла наклона условного продольного профиля и скорости движения имеет отрицательный максимум, равный  $0,62$  при нулевом сдвиге.

Случайный процесс с заданными статистическими характеристиками (типизированный маршрут) получен с помощью линейных и нелинейных преобразований исходного (эталонного) процесса с известным законом распределения и функцией спектральной плотности, который образован с помощью датчика случайных чисел. Нелинейное преобразование исходного процесса формирует закон распределения типизированного маршрута. Линейное преобразование обеспечивает переход от исходной реализации к реализации с заданной спектральной плотностью.

Весовая функция вычислена цифровым способом как преобразование Фурье от амплитудно-частотной характеристики фильтра:

$$h(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} \sqrt{\frac{G_{\text{вых}}(\omega)}{G_{\text{вх}}(\omega)}} e^{-i2\pi\omega\tau} d\omega,$$

где  $G_{\text{вых}}(\omega)$ —функция спектральной плотности типизированного маршрута;

$G_{\text{вх}}(\omega)$ —функция спектральной плотности исходной реализации случайного процесса.

Процесс линейного преобразования является вычислением (цифровым способом) интеграла свертки [2]:

$$Y(t) = \int_0^{\infty} h(\tau) x(t - \tau) d\tau,$$

где  $Y(t)$ —реализация случайного процесса после преобразования;  
 $x(t)$ —исходная реализация случайного процесса.

Процесс вычислений при линейных и нелинейных преобразованиях носит итерационный характер. Общий вид типизированных маршрутов для магистральных и горных условий эксплуатации грузовых автомобилей показан выше (см. рис. 2, 3).

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ

### Передачное число главной передачи

Передачное число главной передачи определяется конструктивными параметрами автомобиля и эксплуатационными факторами. Из конструктивных параметров следует отметить удельную мощность и число оборотов двигателя, число ступеней и плотность ряда передаточных чисел коробки передач, радиус качения ведущих колес.

Из эксплуатационных факторов следует отметить продольный профиль дороги, скоростной режим движения, величину заданной максимальной скорости автомобиля на горизонтальной дороге.

При известных конструктивных параметрах и заданных типизированном маршрутом условиях эксплуатации автомобиля существует оптимальное передаточное число главной передачи, обеспечивающее наименьшие народнохозяйственные затраты на выполнение в определенный срок заданного объема перевозок. Способ определения народнохозяйственных затрат приведен в соответствующей литературе [3; 4] и здесь не приводится. При выборе оптимального передаточного числа главной передачи рассматриваются два возможных случая движения автомобиля: без ограничения скорости (например, в магистральных условиях) и движение с ограниченной скоростью (например, в городских и горных условиях).

В первом случае, как показано на рис. 4, при изменении передаточного числа главной передачи  $i_0$  существенно изменяется средняя скорость автомобиля  $v_{ср}$ . Это связано с тем, что при уменьшении  $i_0$  увеличивается скорость автомобиля на спусках. При дальнейшем уменьшении  $i_0$  автомобиль либо не успевает развивать наибольшую скорость на спусках, либо эта скорость ограничивается по условиям безопасности движения и надежности. Поэтому зависимость средней скорости от передаточного числа главной передачи обычно имеет максимум. Средний расход топлива при уменьшении  $i_0$  снижается. Однако эта зависимость выражена менее ярко, так как, с одной стороны, уменьшается общее число циклов топливоподачи на высшей передаче, а с другой стороны, увеличивается время работы на промежуточных передачах.

Таким образом, для магистральных условий эксплуатации автомобиля оптимальное передаточное число главной передачи соответствует тому значению, при котором достигается наибольшая скорость движения по продольному профилю типизированного маршрута.

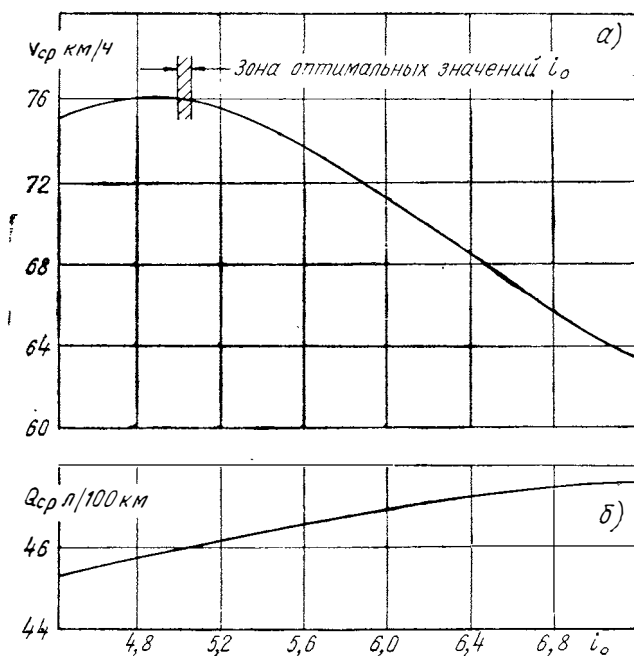


Рис. 4. Влияние передаточного числа главной передачи  $i_0$  на среднюю скорость  $v_{с-}$  (а) и средний расход топлива  $Q_{с-}$  (б) при движении автомобиля без ограничения скорости

Во втором случае, как показано на рис. 5, средняя скорость автомобиля практически не зависит от величины передаточного числа главной передачи. Характер изменения среднего расхода топлива при этом определяется плотностью ряда передаточных чисел коробки передач. Чем ниже средняя скорость, тем меньше средний расход топлива зависит от передаточного числа главной передачи. Это связано с тем, что при движении автомобиля с ограниченными скоростями по одной и той же дороге многоступенчатая коробка передач обеспечивает практически полное совпадение режимов работы двигателя в широком диапазоне передаточных чисел главной передачи. Вместе с тем при любой плотности передаточных чисел коробки передач с ростом  $i_0$  режимы работы двигателя начинают все больше смещаться на регуляторную ветвь скоростной характеристики, что вызывает существенное увеличение средних расходов топлива. Поэтому зависимость среднего расхода топлива от передаточного числа главной передачи имеет минимум.

Таким образом, для городских и горных условий эксплуатации автомобиля оптимальное передаточное число главной передачи соответствует тому значению, при котором достигается наименьший

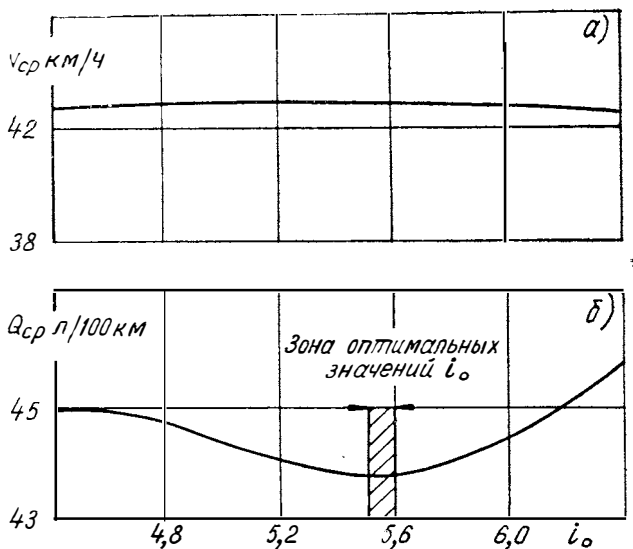


Рис. 5 Влияние передаточного числа главной передачи на среднюю скорость  $v_{cp}$  (а) и средний расход топлива  $Q_{cp}$  (б) при движении автомобиля с ограниченной скоростью

средний расход топлива при движении по типизированному маршруту с ограниченными скоростями, соответствующими графику допускаемых скоростей.

Экспериментальное определение оптимального передаточного числа главной передачи связано с большими трудностями, поэтому оно определяется в результате расчетов движения автомобиля с различными  $i_0$  по типизированным маршрутам, соответствующим заданным условиям эксплуатации автомобиля. Окончательная оценка эффективности применения оптимального передаточного числа главной передачи производится экспериментально в реальных дорожных условиях.

### Передаточное число первой передачи

Проверка соответствия автомобиля требованиям СЭВ и НИИАТ выполняется расчетным путем.

При расчете используются экспериментальные данные, полученные на автомобиле в дорожных условиях (см. раздел «Методика математического моделирования движения автомобиля по дорогам с усовершенствованным покрытием»).

Действительный угол  $\alpha$  наибольшего подъема, преодолеваемого автомобилем на первой передаче, определяется из выражения

$$\sin \alpha = \frac{M_{\text{дв max}} \eta_{\text{гп}} - \frac{M_{\text{г}}}{i_1}}{G_a r_{\text{к}}} i_0 i_1,$$

где  $M_{\text{дв max}}$  — наибольший эксплуатационный крутящий момент по внешней скоростной характеристике,  $\text{кг} \cdot \text{м}$ ;

$\eta_{\text{гп}}$  — к. п. д. главной передачи;

$M_{\text{г}}$  — момент от сил сопротивления движению автомобиля на горизонтальной дороге, приведенный к карданному валу,  $\text{кг} \cdot \text{м}$ ;

$i_1$  — передаточное число коробки передач на первой передаче;

$i_0$  — передаточное число главной передачи;

$G_a$  — вес автомобиля,  $\text{кг}$ ;

$r_{\text{к}}$  — кинематический радиус ведущих колес,  $\text{м}$ .

Тангенс угла  $\alpha$  выражается в процентах. Для одиночного грузового автомобиля наибольший преодолеваемый подъем должен быть не менее 25%, для автопоезда — 18%\*.

### Число ступеней и плотность ряда передаточных чисел

При более высокой плотности ряда передаточных чисел, а следовательно, и при большем числе ступеней коробки передач обеспечиваются более узкий рабочий диапазон работы двигателя по оборотам, приближение режима работы двигателя по оборотам к номинальному, более высокие средние скорости и расходы топлива автомобиля, уменьшение влияния величины передаточного числа главной передачи на средние скорости и расходы топлива при движении автомобиля с ограниченными скоростями, большее число переключений передач на единицу пути.

Одним из основных принципов выбора плотности ряда передаточных чисел коробки передач является обеспечение оптимального соотношения между средними скоростями и расходами топлива автомобиля. При заданных параметрах, характеристиках и условиях эксплуатации автомобиля предусматривается возможность расчетного анализа указанного соотношения для различных вариантов передаточных чисел коробки передач (при известном диапазоне коробки передач).

Оптимальным является такой ряд передаточных чисел, который обеспечивает минимальные приведенные народнохозяйственные затраты на выполнение автомобилем в определенный срок заданного объема перевозок.

\* Допускается 12% для магистральных и городских условий эксплуатации.

Режимы работы отдельных передач трансмиссии определяются в результате расчетов движения автомобиля по типизированным продольным профилям дорог при условии поддержания заданного (типизированного) скоростного режима. Результаты расчетов оформляются в виде графиков, показывающих продолжительность работы каждой передачи в процентах от пройденного ( $S\%$ ). Образец такого графика показан на рис. 6.

Известно, что на режимы работы коробки передач существенное влияние оказывают следующие факторы: продольный профиль дороги, скоростной режим движения, номинальная мощность двигателя, полный вес автомобиля, передаточное число главной передачи, число ступеней и плотность ряда передаточных чисел коробки передач.

Эти факторы используются для изменения режимов работы отдельных передач в желаемом направлении. Выбранное число ступеней и плотность ряда передаточных чисел коробки передач проверяются экспериментально в реальных дорожных условиях.

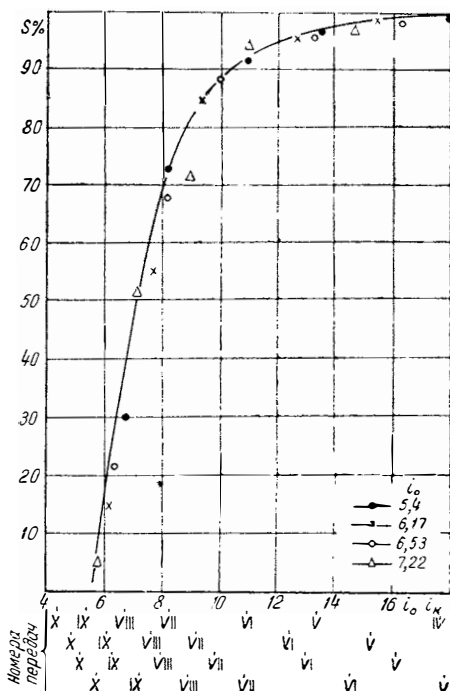


Рис. 6. Суммарная загрузка передач коробки передач автопоезда в % от пройденного пути

## ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ

### Номинальная мощность двигателя

Увеличение мощности автомобильных двигателей приводит к повышению средних скоростей, изменению средних расходов топлива и к уменьшению диапазона и числа ступеней коробки передач.

Для заданных условий эксплуатации автомобиля и конструктивных параметров трансмиссии существует оптимальная мощность двигателя, обеспечивающая оптимальное сочетание средних скоростей и расходов топлива.

Проверка соответствия номинальной мощности двигателя магистральным условиям эксплуатации выполняется по результатам расчетов, приведенных выше.

При движении автомобиля с ограниченными скоростями оптимальная мощность двигателя определяется двумя факторами: возможностью преодоления автомобилем заданного наибольшего подъема и возможностью поддержания текущих и средних скоростей, заданных графиком скоростей типизированного маршрута.

Оптимальной считается такая номинальная мощность двигателя, при которой обеспечиваются наименьшие народнохозяйственные затраты на выполнение автомобилем в определенный срок заданного объема перевозок.

Следует отметить, что изменение номинальной мощности двигателя требует уточнения оптимального передаточного числа главной передачи и повторного выполнения соответствующих расчетов.

Окончательная оценка эффективности использования двигателя с оптимальной мощностью производится по результатам экспериментальных исследований в реальных дорожных условиях.

### Форма внешней скоростной характеристики

При заданной номинальной мощности форма внешней характеристики определяется величиной коэффициента приспособляемости

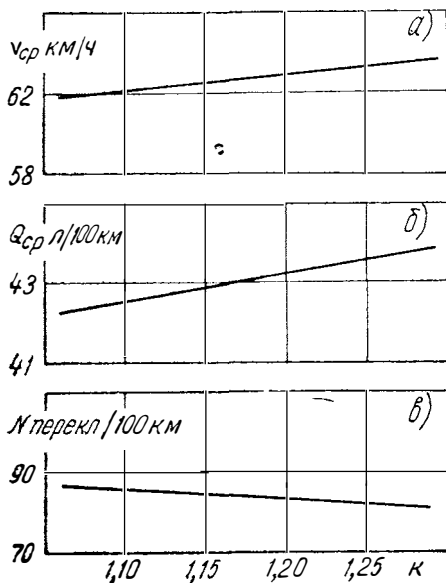


Рис. 7. Влияние коэффициента приспособляемости  $K$  на среднюю скорость  $v_{\text{ср}}$  (а), средний расход топлива  $Q_{\text{ср}}$  (б) и общее число переключений передач  $N$  (в)

по крутящему моменту  $K$ . При проектировании и доводке дизельных двигателей обычно принимаются специальные меры по его увеличению. Действительно, с ростом  $K$  повышаются средние скорости (рис. 7) и сокращается общее число переключений передач на единицу пути, но при этом возрастает средний расход топлива, дымность и токсичность выхлопа, повышаются механическая и тепловая напряженность деталей кривошипно-шатунного механизма.

Исследования режимов работы двигателей грузовых автомобилей МАЗ и КамАЗ в условиях эксплуатации показали, что в зоне наибольших значений крутящего момента двигатель работает не более 20% времени в магистральных и не более 10% в горных и городских условиях. Это связано

с тем, что при движении без ограничения скорости режимы работы двигателя смещаются в сторону номинальных оборотов, а наиболь-

ший крутящий момент соответствует середине рабочего диапазона двигателя по оборотам. При движении автомобиля с ограниченными скоростями двигатель большую часть времени работает на частичных нагрузках. Чем выше плотность передаточных чисел, тем меньше изменение  $K$  влияет на средние скорости автомобиля.

Следовательно, коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту в ряде случаев может быть уменьшен до значений, обеспечивающих приемлемую дымность и токсичность выхлопа.

Анализ влияния  $K$  на средние скорости, расходы топлива и общее число переключений передач проводится расчетным путем на заданном типизированном маршруте (см. рис. 7). Окончательная оценка эффективности двигателя с выбранной величиной коэффициента приспособляемости по крутящему моменту производится по результатам экспериментальных исследований в реальных дорожных условиях.

## ВЫВОДЫ

Работа используется в практике полигонных испытаний и доводки отечественных автомобилей. Основные положения методики апробированы при исследованиях скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей КамАЗ, ПАЗ и других.

Эффективность внедрения методики в настоящее время ограничивается в основном незавершенностью работ по типизации условий эксплуатации автомобилей и сравнительно невысоким быстродействием и недостаточной оперативной памятью некоторых из применяемых ЭВМ.

Планом дальнейших работ по совершенствованию методики предусматриваются ее распространение на другие условия эксплуатации автомобиля и перевод всех расчетов на ЭВМ третьего поколения.

## ЛИТЕРАТУРА

- 1 «Автомобильная промышленность», 1965, № 1.
2. Дженкинс Г., Ваттс Д. Спектральный анализ и его приложения. М., «Мир», 1972.
3. Лурье М. И. Выбор мощности двигателя и параметров трансмиссии дизельных грузовых автомобилей и автопоездов общего назначения. В сб.: «Труды НАМИ», вып 96. М., 1968.
4. Лурье М. И., Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М., «Машиностроение», 1967.
5. Нефедов А. Ф. Расчет режимов движения автомобилей на вычислительных машинах. Киев, «Техника», 1970.
6. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., «Машгиз», 1963.
7. Храмов Ю. В., Фигуров И. В., Шур О. З. Математическое моделирование движения автомобиля по дорогам с усовершенствованным покрытием. М., НИИНавтопром, 1973.

*Канд. техн. наук М. А. Григорьев,  
инж-ры Ю. П. Андрианов, Б. М. Бунаков*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ МАСЕЛ ПРИ РАБОТЕ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С НАДДУВОМ**

В процессе работы двигателей масло с течением времени подвергается количественным и качественным изменениям. Качественные изменения, характеризующиеся старением масла, вызываются химическими превращениями компонентов масла, попаданием в масло пыли, продуктов износа деталей, воды и несгоревшего топлива. Количественные изменения представляют собой сгорание масла (угар), испарение легких масляных фракций и вытекание части масла через сальниковые устройства.

Изменения в итоге приводят к уменьшению количества и ухудшению качества работающего масла. При этом необходимо иметь в виду, что интенсивность данных процессов в современных высокофорсированных двигателях весьма велика и может достигнуть такого уровня (при отсутствии данных о закономерности старения масла в дизельных двигателях), при котором дальнейшее ухудшение качества работающего масла приведет к выходу двигателя из строя.

Нами были проведены исследования изменения эксплуатационных свойств различных масел отечественного и зарубежного производства в высокофорсированных двигателях с турбонаддувом (среднее эффективное давление  $p_e = 11,3 \text{ кг/см}^2$ ) импортных лесозажигательных автомобилей, работавших в леспрохозах Дальнего Востока.

Основная цель работы заключалась в определении закономерности изменения физико-химических показателей масел в процессе их испытаний и исследовании изменения их основных эксплуатационных показателей. Кроме того, необходимо было установить

возможность и целесообразность применения оптимального сорта масла в двигателях импортных автомобилей с точки зрения обеспечения их надежной и долговечной работы и определить рациональный срок смены масла в этих двигателях.

В процессе исследований были испытаны следующие масла:

1) масло III серии, которое является штатным маслом для импортных автомобилей. Использовано в соответствии с рекомендациями фирмы-изготовителя;

2) масло группы Г предназначено для дизельных двигателей с турбонаддувом;

3) масло группы В является штатным маслом для дизельных двигателей без турбонаддува;

4) масло группы Б используется для смазки малофорсированных дизельных двигателей.

Физико-химические показатели свежих масел приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные физико-химические показатели свежих испытываемых масел

Показатель	Масло			
	III серия	группа Г	группа В	группа Б
Вязкость кинематическая при 100°C, <i>сст</i>	11,3	10,9	9	10,6
Индекс вязкости	88,0	91,0	95	89,0
Зольность сульфатная, %	1,28	1,42	0,8	0,48
Щелочность, <i>мг</i> КОН на 1 <i>г</i> масла	7,8	6,0	2,9	1,6
Температура вспышки в открытом тигле, °C, не ниже	228	235	220	235
Температура застывания, °C, не выше	-26	-23	-20	-16
Плотность при 20°C, <i>г/см<sup>3</sup></i> , не более	—	0,899	0,897	0,905

В период испытаний использовалось дизельное топливо марок «Л» и «З» по ГОСТ 305—62.

Каждый образец масел групп Б, В и Г испытывался на трех автомобилях, а масло III серии проходило испытания на одном автомобиле. Нарботка каждого из автомобилей, участвовавших в испытаниях, составила 60—64 тыс. км пробега.

Обкатка новых автомобилей производилась на испытываемых маслах. После обкатки были установлены следующие сроки смены масел:

для групп Б и В через 2000 км пробега, для группы Г через 3000 км пробега, для масла III серии через 4000 км пробега (в соответствии с рекомендациями фирмы-изготовителя).

Оценочными показателями масел являлись вязкость кинематическая, зольность сульфатная, щелочное число, кислотное число, суммарные механические примеси, содержание железа в масле, содержание бария, оценка эффективности диспергирующих свойств

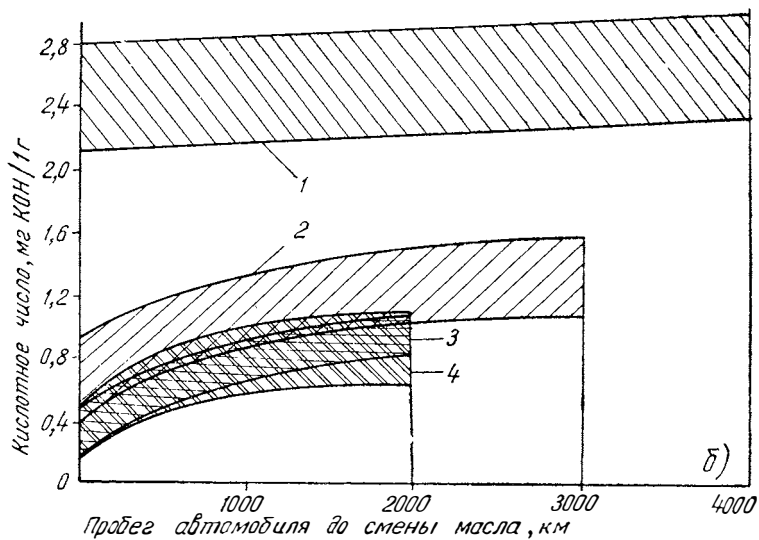
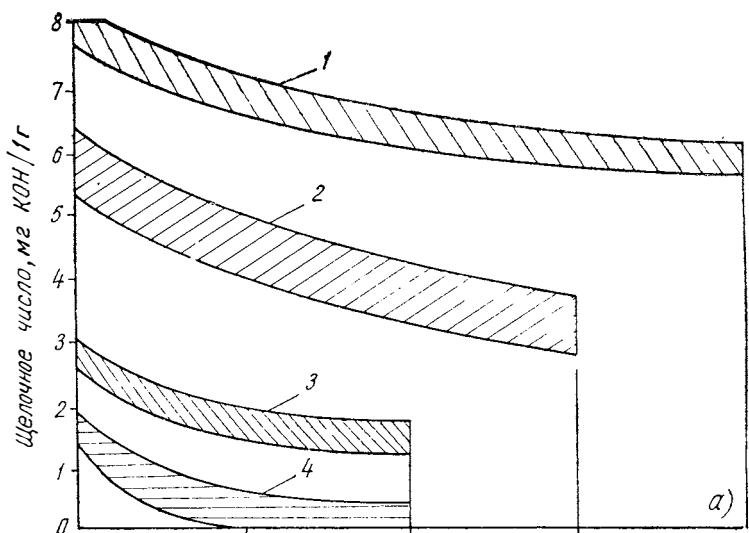
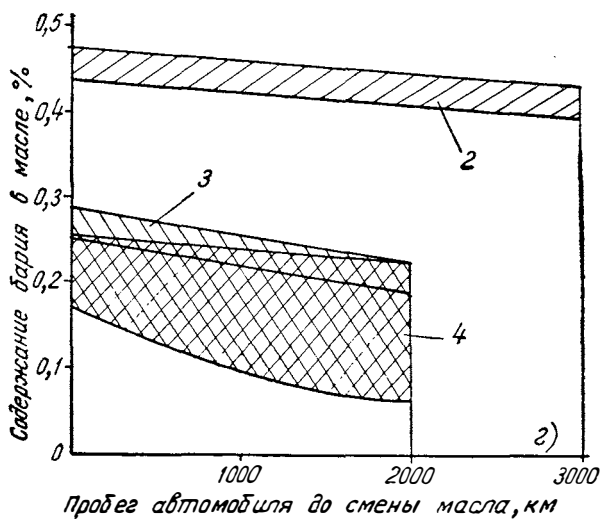
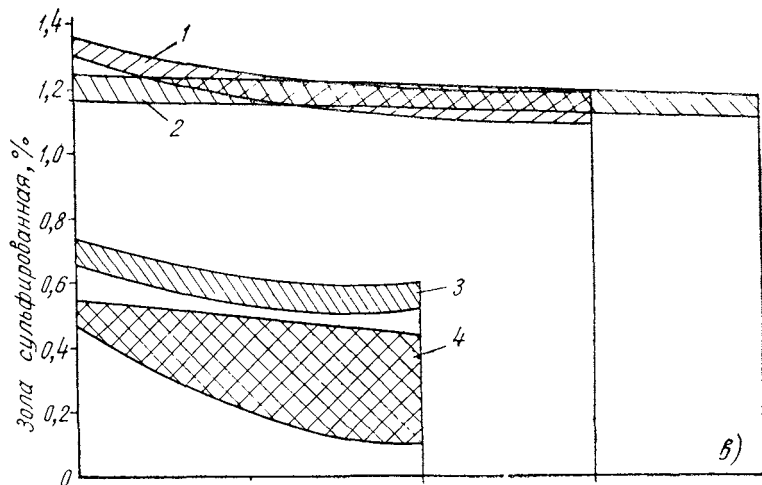


Рис. 1. Изменение щелочного числа (а), кислотного числа (б),  
се эксплуатации  
1, 2, 3 и 4 — масла соответственно



зольности (б), содержания бария (г) испытываемых масел в процес-

автомобилей:

III серии и групп Г, В и Б

масел, количественная и качественная оценка отложений на фильтрующих элементах.

На основании результатов исследований осуществлен сравнительный анализ изменения основных эксплуатационных свойств масел в процессе работы двигателей. Установлено, что характер изменения вязкости для всех масел практически одинаков: в процессе работы двигателей она снижается (в среднем на 10—20%), что, по-видимому, можно объяснить спецификой работы лесовозных автомобилей при проведении настоящих испытаний. Длительная работа двигателей на холостом ходу (погрузка леса, выгрузка, ожидание погрузки, наличие затяжных спусков на трассе и т. д.) при сравнительно низких температурах окружающего воздуха способствует попаданию в масло топлива, которое и вызывает снижение вязкости масел. Выборочный анализ работавших масел (всех испытываемых образцов) показал наличие в маслах от 2 до 2,5% топлива. Необходимо отметить более низкую исходную вязкость масла группы В (45—47 сст при 50°C) по сравнению с остальными образцами (58—65 сст при 50°C).

На рис. 1,а показано изменение щелочного числа в испытываемых маслах при эксплуатации автомобилей. Видно, что исходная щелочность масел весьма различна, наибольшее ее значение отмечено для масла III серии (около 8 мг КОН/1 г масла).

Как известно, щелочную реакцию масла приобретают за счет введения в них специальных щелочных присадок, предназначенных для нейтрализации кислых продуктов, образующихся при сгорании топлива и окислении масла. Этим достигается снижение коррозионного износа деталей и в первую очередь деталей цилиндро-поршневой группы (гильзы, поршневые кольца), вызываемого наличием кислых продуктов в масляной пленке. Установлено также влияние щелочности на эффективность моюще-диспергирующих свойств масел [3]. Т. е. при работе двигателя на испытываемых маслах с высоким запасом щелочности можно ожидать как меньшего коррозионного износа деталей, так и лучших результатов по общему состоянию двигателя (степени его загрязнения) по сравнению с маслами, имеющими меньшую щелочность.

Учитывая это, можно предположить, что практически полное расходование щелочности в масле группы В и низкий ее уровень в масле группы В являются весьма серьезным основанием установления для указанных масел сроков смены в 2000 км пробега.

Наиболее близко по значениям щелочности маслу III серии соответствует масло группы Г, что в общем вполне логично, так как оба образца предназначены для работы в двигателях одного типа — дизеля с турбонаддувом. Однако скорость расходования щелочности для этих масел несколько отличается. Если за 3000 км пробега автомобиля щелочность масла III серии уменьшилась в среднем на 23%, а после 4000 км пробега — на 27%, то у масла группы Г снижение щелочности после 3000 км пробега составило около 50%, т. е. почти в 2 раза больше, чем для масла III серии.

Скорость уменьшения щелочности масла перед заменой (в последние 2000 км пробега автомобиля) составила для масла III серии 0,27 мг КОН/1 г масла на 1000 км пробега, а для масла группы Г — 0,65 мг КОН/1 г масла на 1000 км пробега.

В процессе работы двигателей кислотное число всех испытываемых масел возрастает (рис. 1,б). Однако приращение кислотности  $\Delta K$  за установленное время работы каждого образца масла невелико (в среднем от 0,2 до 0,4 мг КОН/1 г масла) и отличается для всех испытываемых масел незначительно. Разница в исходной кислотности масел, видимо, может быть объяснена химической природой присадок, имеющихся в этих маслах.

Обращает на себя внимание характер изменения зольности работавших масел (рис. 1,в).

Среди испытываемых масел наибольшее снижение зольности отмечено для масла группы Б — до 78%, а наименьшее — у масла III серии — 5–7%. Эти значения для масла группы Г составили 15%, а масла группы В — 25%.

В масло группы Б вводится малостабильная алкилфенольная бариевая присадка, которая, как показывает опыт [2], имеет недостаточно высокие диспергирующие свойства и склонна к гидролизу. Это, вероятно, и обусловило столь резкое снижение зольности данного масла. Наличие в маслах групп Г и В наряду с этой присадкой еще сульфонатной присадки придает указанным маслам более высокие диспергирующие свойства по сравнению с маслом группы Б и позволяет сохранять зольность на достаточно высоком уровне.

Кроме указанных причин, на уменьшение зольности оказывает влияние интенсивность срабатывания присадок. Некоторое представление об этом процессе можно получить при рассмотрении данных о содержании бария в испытываемых маслах (рис. 1, г). Видно, что для всех масел, имеющих в своем составе бариевую алкилфенольную присадку, отмечено снижение содержания бария. Характер изменения содержания бария практически аналогичен изменению зольности. В масле III серии бариевого компонента не обнаружено.

Характер изменения суммарных механических примесей показан на рис. 2. Видно, что в начальный период для всех масел отмечен рост механических примесей, однако в дальнейшем их величина уменьшается (за исключением масла III серии). Максимальное значение механических примесей лежит на уровне 0,4% и относится к маслу группы Б. Для остальных масел эта величина в среднем составляет 0,15–0,25%.

Такой характер изменения суммарных механических примесей может быть объяснен следующим образом. В начальный период накапливающиеся в масле загрязняющие примеси под действием диспергирующих присадок находятся в мелкодисперсном состоянии. По мере увеличения количества загрязняющих примесей и ослабления диспергирующего эффекта происходит укрупнение

частиц, которые удерживаются агрегатами очистки масла или выпадают в осадок, в результате значение механических примесей в масле уменьшается.

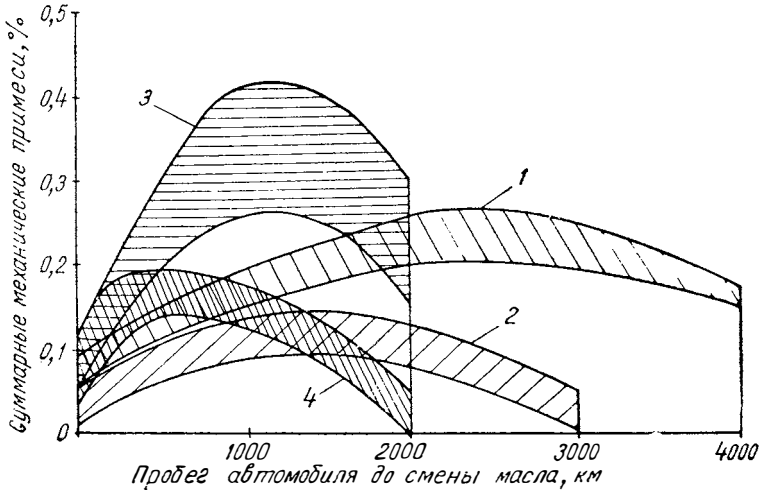


Рис. 2. Изменение суммарных механических примесей в маслах при эксплуатации автомобилей:

1, 2, 3 и 4 — масла соответственно III серии и групп Г, В и Б

С целью оценки изменения диспергирующих свойств работавших масел они были подвергнуты специальному анализу на лабораторных центрифугах по методу Фиат-50523.

Сущность данного метода заключается в испытании работавших масел на лабораторных центрифугах: высокооборотной (фактор раздела  $\Phi_p = 2500$ ) с применением коагулятора ( $H$  — бутилдиэтанолamina) и малооборотной ( $\Phi_p = 600-700$ ) без коагулятора. Получение на высокооборотной центрифуге «всех» загрязняющих примесей  $A$  (общие осадки), находящихся в масле как в крупнодисперсной, так и в мелкодисперсной фазе, а на малооборотной только «выпадающих» осадков  $B$  (механические примеси в крупнодисперсной фазе) позволяет проанализировать изменение и оценить уровень диспергирующих свойств работавших масел.

Настоящей методикой установлены критические значения диспергирующих свойств масел (т. е. значения, при которых необходима замена масла), которые определяются величинами отношений  $A/B < 2$  и  $A - B/A < 0,7$ .

На рис. 3 показано сравнительное изменение отношений  $A/B$  и  $A - B/A$  для всех испытываемых масел.

Видно, что для масел с высокими диспергирующими свойствами характерны увеличение отношения  $A/B$  и постоянное значение величины  $A - B/A$ , близкое к единице. Такое положение сохраняет-

ся для масла III серии в течение всего периода работы (4000 км пробега).

Для масла группы Г аналогичный характер изменения величин  $A$  и  $B$  сохраняется в течение 2000 км пробега автомобиля, т. е. в этот период при постоянном росте величины  $A$  значения  $B$  (крупнодисперсной фазы) невелики. Однако в дальнейшем наблюдаются

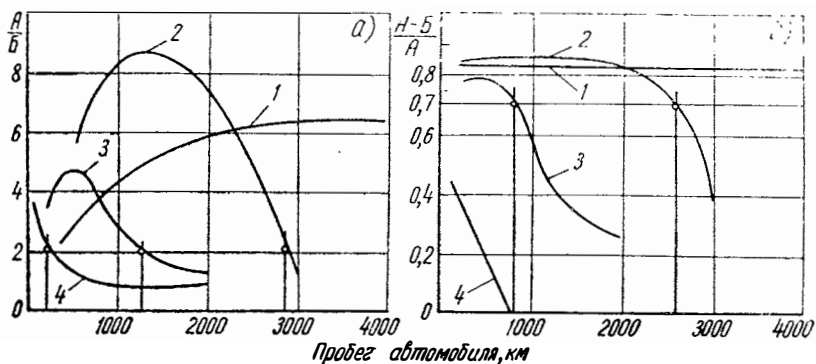


Рис. 3. Зависимость изменения величины  $A/B$  (а) и  $A-5/A$  (б) для испытываемых масел от пробега автомобиля:

1, 2, 3 и 4 — масла соответственно III серии и групп Г, В и Б

резкий рост величины  $B$  и снижение значений  $A$ . Это свидетельствует о истощении за 2500 км пробега диспергирующих свойств масла, ведущем к коагуляции загрязняющих примесей в крупные конгломераты  $B$ . Об этом говорит также снижение в данный момент отношений  $A/B$  и  $A-5/A$ .

Для масла группы В полная потеря диспергирующего эффекта отмечена уже после первой 1000 км пробега, а масло группы Б в условиях настоящих испытаний вообще практически не оказывает диспергирующего воздействия на загрязняющие примеси, которые присутствуют в нем только в крупнодисперсной фазе.

Заметная разница в эффективности диспергирующих свойств масел сказалась на результатах определения содержания железа в масле.

Наибольшее количество железа отмечено в масле III серии (рис. 4), а наименьшее — в масле группы Б. Разница по содержанию железа в этих маслах составляет 3,5 раза. Видимо, частицы износа деталей двигателя (в этом случае частички железа), попадая в масло III серии под действием эффективных диспергирующих присадок, находятся в очень мелкодисперсном состоянии на протяжении всего периода работы масла до замены. В связи с этим продукты износа не удерживаются на фильтрах очистки масла и при постоянной скорости поступления содержание их в масле неуклонно возрастает.

Для масла группы *Б* характерна интенсивная коагуляция частиц загрязнения масла, при этом продукты органического происхождения, укрупняясь, захватывают и частички металла (железа). Достигнув определенных размеров, указанные конгломераты задерживаются фильтрами, вследствие чего содержание железа в масле или уменьшается, или остается на постоянно низком уровне.

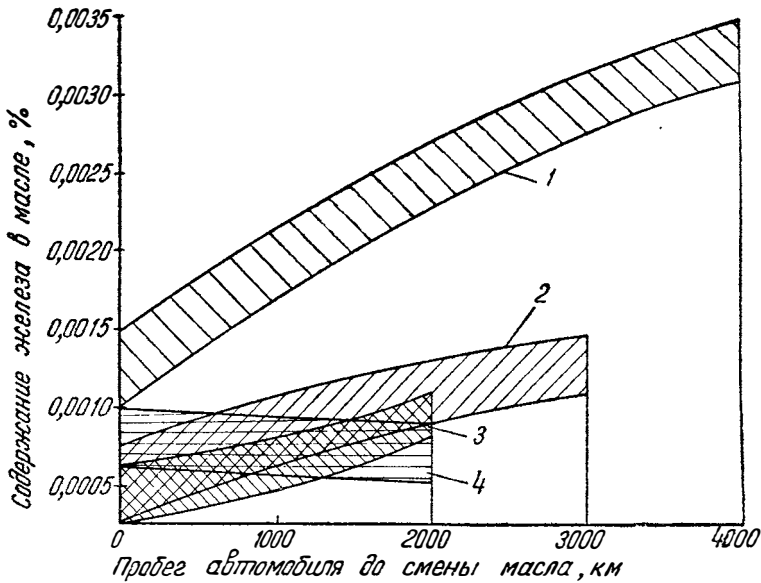


Рис. 4 Зависимость содержания железа в испытываемых маслах от пробега автомобиля с установленными сроками смены масла:  
1, 2, 3 и 4 — масла соответственно III серии и групп Г, В и Б

Такой характер изменения содержания железа в масле характерен для масел с низкими диспергирующими свойствами. При повышении эффективности указанных свойств, как правило, наблюдается увеличение содержания нерастворимого компонента в масле и уменьшается его количество в агрегатах очистки масла [5].

Для проверки этого предположения был проведен количественный и качественный анализ загрязнений на полнопоточных масляных фильтрах двигателей, работавших на различных маслах (табл. 2). Определялись количество отложений на фильтрах, зольность отложений и содержания в них железа.

Из данных, приведенных в табл. 2, видно, что наибольшее количество отложений на полнопоточном фильтре отмечено при работе на масле группы *Б* (76 г). При этом скорость накопления отложений на этом масле (в г/1000 км) в 9 раз выше, чем на масле III серии, и соответственно в 4,7 и 1,9 раза, чем на маслах групп *В* и *Г*.

Установив количественное содержание золы на фильтрующих элементах, можно было определить скорость накопления неорганических включений на полнопоточных масляных фильтрах. Видно, что значение скорости накопления зольных отложений для масла III серии в 3 раза ниже, чем для масла группы Г, и соответственно в 6 и 10 раз ниже, чем для масел групп В и Б.

Таблица 2

Количественное и качественное содержание загрязнений на полнопоточных масляных фильтрах

Масло	Вес отложений на полнопоточных фильтрах		Зола отложений на полнопоточных фильтрах		Железо в отложениях на полнопоточных фильтрах, г/за смену масла	Железо в отложениях на полнопоточных фильтрах, г/1000 км пробега
	г/за смену масла	г/1000 км пробега	г/за смену масла	г/1000 км пробега		
III серия	17	4,25	0,44	0,11	0,0055	0,0014
Группа Г	24	8	1,0	0,33	0,01	0,0033
Группа В	40	20	1,3	0,65	0,0086	0,0043
Группа Б	76	39	2,3	1,15	0,09	0,045

Анализ золы отложений позволил определить также количественное содержание и скорость накопления железа на полнопоточных фильтрах. При различных сроках смены масла наиболее характерной величиной является скорость осаждения железа на полнопоточных фильтрующих элементах (в г/1000 км). Видно, что наименьшее значение скорости осаждения железа отмечено при работе на масле III серии. Она в 2,4 раза меньше, чем на масле группы Г, и в 3,1 раза меньше, чем на масле группы В. Наибольшее значение скорости осаждения железа на фильтре получено для масла группы Б, которая в 32 раза выше, чем на масле III серии. Таким образом, полученные результаты достаточно четко подтверждают положение о различном распределении содержания железа в масле и на фильтрующих элементах при использовании масел с различной эффективностью диспергирующих свойств.

На рис. 5 приведены зависимости, устанавливающие связь между скоростью поступления железа в масло и на масляные фильтры при различных диспергирующих свойствах испытываемых масел. В качестве показателя эффективности диспергирующих свойств взят срок смены масел до замены, определенной по вышеприведенным предельным значениям отношений  $A/B$  и  $A - B/A$ .

Видно, что с повышением диспергирующих свойств интенсивность поступления железа в масло увеличивается, а на фильтры — уменьшается.

В табл. 3 приведены данные ориентировочного расчета баланса количества железа, снятого с деталей двигателей, работавших на

испытываемых маслах (за одну смену в эксплуатации). Отнеся данные по балансу железа к единице пробега, можно получить интенсивности снятия железа с деталей двигателей для различных масел.

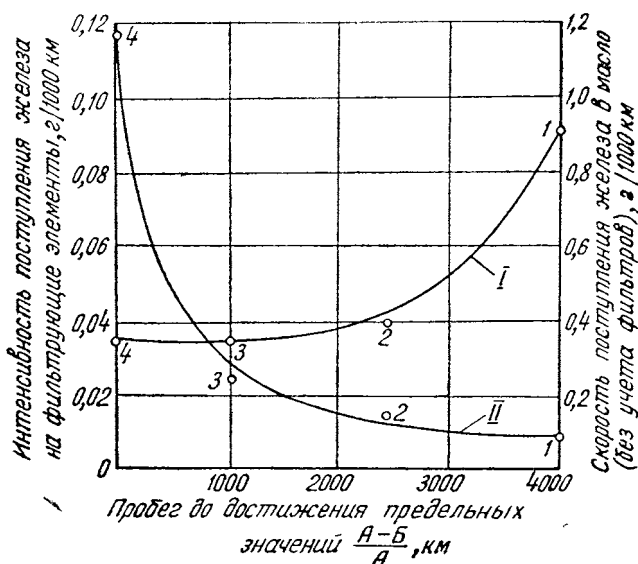


Рис. 5. Зависимость интенсивности накопления железа на фильтрах и его поступления в масло от эффективности диспергирующих свойств масел (I — железо в масле; II — железо на фильтрах):  
1, 2, 3 и 4 — масла соответственно III серии и групп Г, В и Б

Видно, что наибольшая интенсивность снятия железа с деталей двигателя отмечена на масле III серии — 0,86 г/1000 км, для остальных образцов значение интенсивности в 1,8—2,3 раза меньше и находится на уровне 0,36—0,46 г/1000 км.

Таблица 3

Количество и интенсивность снятия железа с деталей двигателей за одну смену работы на испытываемых маслах

Масло	Количество железа в масле перед его заменой, г	Количество железа в угоревшем масле, г	Интенсивность поступления железа в масло, г/1000 км	Интенсивность осаждения железа за на фильтрах, г/1000 км	Интенсивность снятия железа с деталей двигателя, г/1000 км
III серия	1,4	2	0,85	0,0095	0,86
Группа Г	0,6	0,6	0,4	0,016	0,42
Группа В	0,44	0,24	0,34	0,023	0,36
Группа Б	0,37	0,32	0,345	0,117	0,46

Для фильтра на ответвлении сохраняются примерно такие же соотношения между интенсивностями выделения железа на испытываемых маслах, как и для полнопоточного фильтра (табл. 4). Однако разница в этих величинах для масел III серии группы Б менее заметна (на масле III серии скорость в 9 раз меньше), чем получена для полнопоточного фильтра. Кроме того, по абсолютной величине интенсивность выделения железа на фильтре на ответвлении выше, что объясняется большей тонкостью отсева последнего.

Таблица 4

Интенсивность выделения железа на фильтрующих элементах двигателя

Масло	Интенсивность выделения осаждения железа, г/1000 км		
	на полнопоточном фильтре	на частичнопоточном фильтре	суммарная на фильтрах
III серия	0,0014	0,0081	0,0095
Группа Г	0,0033	0,013	0,0163
Группа В	0,0043	0,016	0,023
Группа Б	0,045	0,072	0,117

Получение различной интенсивности снятия железа с деталей на испытываемых маслах можно объяснить следующим.

Как известно, повышение моюще-диспергирующих свойств масел достигается за счет увеличения эффективности или содержания присадок, вводимых в масла. При этом ощутимое улучшение по общему состоянию двигателя (т. е. сохранение подвижности поршневых колец, незначительные отложения, увеличение времени работы фильтрующих элементов до замены и т. д.), как правило, сопровождается увеличением износа деталей цилиндро-поршневой группы, в первую очередь износом компрессионных и маслоъемных колец, а также поршневых канавок.

Объяснение этому явлению нужно искать в механизме действия и природе используемых моюще-диспергирующих присадок. Здесь необходимо различать следующие моменты:

1) адсорбционное понижение прочности металла при использовании высокоэффективных моюще-диспергирующих присадок (эффект Ребиндера) [1; 6];

2) повышение абразивной составляющей в маслах с эффективными моющими свойствами за счет увеличения содержания в них зольных (металлосодержащих) присадок [3];

3) изменение баланса распределения нерастворимых продуктов загрязнения (абразива) в работавших маслах, на фильтрах и деталях двигателя с повышением моющего эффекта масел;

4) изменение условий работы некоторых пар трения двигателя, в частности поршневого кольца — канавки поршня, за счет сниже-

ний демпфирующего действия отложений в местах их контакта при использовании масел с моющими присадками;

5) возможность увеличения сроков смены масел с высокими моюще-диспергирующими свойствами и снижение противоизносных свойств по времени работы этих масел [5].

Как известно, моющие присадки являются полярно-активными веществами, которые, адсорбируясь на поверхности металла, способствуют разупрочнению микрослоя пары трения и последующему его снятию. Кроме того, проникая в микротрещины (царапины, риски и т. д.), как правило, имеющиеся на деталях, моющие присадки за счет адсорбции одноименно-заряженных мицелл на краях клина микронеровностей создают расклинивающее давление и препятствуют сглаживанию этих неровностей, их затягиванию и т. д. Эти микротрещины, развиваясь под действием переменных нагрузок, имеющих место в парах трения двигателей внутреннего сгорания, возможно, служат капиллярами, благодаря которым коррозионно-агрессивные продукты сгорания топлива увеличивают площадь и глубину своего воздействия. Действие этих факторов (переменных нагрузок и коррозионных продуктов) в сочетании с упомянутым воздействием на микрорельеф детали мицелл моющих присадок, естественно, повышает скорость ее износа.

Подтверждением этого являются полученные в НАМИ результаты испытаний масла АС-6 с различными присадками на установке Т-1 НАМИ (кулачок-толкатель) [4].

При работе на маслах с низкими моюще-диспергирующими свойствами детали двигателя, как правило, покрываются слоем углеродистых отложений. Это главным образом характерно для кольцевого пояса поршней, где отложения нагара в кольцевых канавках создают своего рода демпфирующие подушки, препятствующие непосредственному контакту поршневых колец с поверхностями кольцевых канавок.

Повышение моюще-диспергирующего эффекта масел приводит к уменьшению слоя углеродистых отложений на деталях двигателя, а в отдельных случаях и к полному их отсутствию.

В результате устанавливается непосредственный контакт поверхностей кольца и канавки, что, естественно, увеличивает износ этих деталей.

Установлено, что работавшие масла с высокими моюще-диспергирующими свойствами в отличие от масел с низким уровнем этих показателей имеют значительно худшие противоизносные свойства, чем свежие. При этом противоизносные свойства масел снижаются в зависимости от времени их работы [4]. Между тем для этих масел характерно постоянное увеличение сроков их смены, что, естественно, приводит к увеличению времени работы двигателя на масле с пониженными противоизносными свойствами, а следовательно, и к повышенным износам.

Таким образом, отмечается тенденция к повышению износа некоторых деталей двигателя при увеличении моюще-диспергирую-

щих свойств масел, чем и объясняется разница в величинах снятия железа с деталей на испытываемых маслах.

Путем проведения количественной и качественной оценок отложений на фильтрующих элементах удалось установить интенсивность поступления железа на фильтры в заключительный период испытаний. Эти данные сведены в табл. 5, где одновременно показаны интенсивность поступления железа в масло и интенсивность снятия железа с деталей двигателя в этот период.

Таблица 5  
Интенсивность поступления железа в масло и на фильтры

Масло	Скорость поступления железа в масло, г/1000 км	Скорость осаждения железа на фильтрах, г/1000 км	Скорость снятия железа с деталей двигателя, г/1000 км
III серия	0,69	0,04	0,73
Группа Г	0,63	0,06	0,69
Группа В	0,36	0,12	0,48
Группа Б	0,4	0,21	0,61

На рис. 6 значения величины интенсивностей снятия железа с деталей двигателя в начальный и заключительный периоды испытаний представлены в виде диаграммы. Видно, что в процессе всего цикла испытаний наибольшая интенсивность снятия железа с деталей характерна для масла III серии. Однако в заключительный

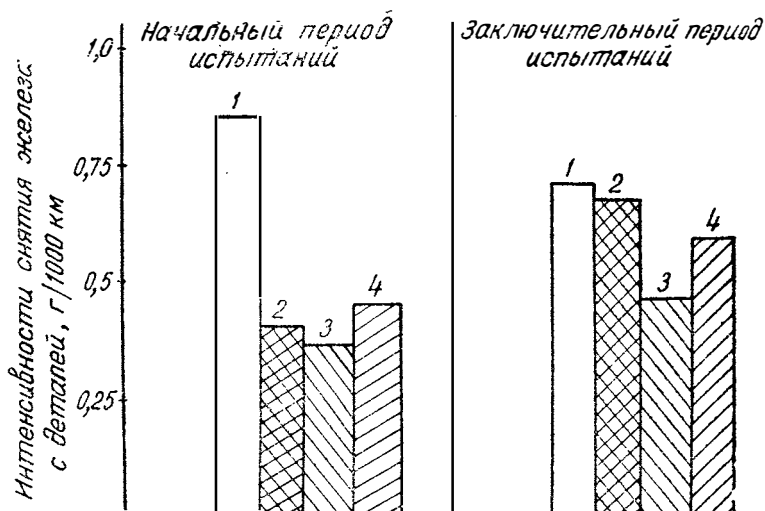


Рис. 6. Интенсивность снятия железа с деталей двигателя в начальный и заключительный периоды испытаний:

1, 2, 3 и 4 — масла соответственно III серии и групп Г, В и Б

период соотношение величин скоростей для различных образцов масел резко изменилось. Если в начальный период для масла III серии скорость снятия железа была почти в 2 раза выше, чем на остальных маслах, то на конечном этапе она превышала аналогичную величину для масла группы Г на 6%, группы В — на 5% и группы Б — на 20%.

Это связано с тем, что в процессе испытаний скорость снятия железа с деталей двигателя, работающего на масле III серии, снизилась на 18%, а для остальных масел увеличилась: для группы Г на 68%, группы В — на 34% и группы Б — на 32%.

Причиной данного явления для масла III серии может быть покрытие деталей пленкой лаковых отложений и накопление на их различных участках нагаров, оказывающих демпфирующее действие и препятствующих непосредственному контакту, например, таких деталей, как поршневое кольцо—канавка поршня и т. д.

Для остальных масел повышение скоростей снятия железа в конечный период испытаний, видимо, связано с интенсификацией коррозионных процессов деталей двигателя, в частности гильзы цилиндра, из-за увеличения прорыва картерных газов при пониженных нейтрализующих свойствах масел.

Лучшие моющие показатели масла группы Г по сравнению с группой В и Б, видимо, служили причиной более резкого повышения скорости снятия железа в конечный период испытаний на этом масле.

Полученные данные дают некоторое представление о суммарном износе деталей двигателей на различных маслах, однако на практике степень изношенности двигателя часто определяет износ его локальных зон, в связи с чем результаты лабораторного определения скорости снятия железа с деталей могут быть использованы только в совокупности с реальными замерами износа деталей двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Виноградова И. Э. Противозносные присадки к маслам. М., «Химия». 1972.
2. Григорьев М. А., Бунаков Б. М., Пименов А. М. О склонности автомобильных масел к образованию низкотемпературных отложений в двигателе В сб.: «Труды НАМИ», вып. 130. М., 1971.
3. Морозов Г. А., Арцимов О. М. Очистка масел в дизелях. Л., «Машиностроение», 1971.
4. Рамая К. С. и др. Методы оценки противозадирных и противозносных свойств смазочных материалов. М., «Наука», 1969.
5. Резников В. Д. и др. Пути повышения эффективности применения моторных масел с присадками. М., «Машиностроение», 1972.
6. Розенберг Ю. А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин. М., «Машиностроение», 1970.

*Канд. техн. наук М. А. Григорьев,  
инж-ры Ю. П. Андрианов, Б. М. Бунаков*

## **ПОДБОР МАСЛА ДЛЯ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Правильный подбор для двигателя сорта смазочного масла является одним из важнейших факторов обеспечения его надежности в условиях эксплуатации. Существующие в настоящее время методики подбора масел для двигателей внутреннего сгорания включают в себя следующие основные этапы [1]:

- 1) изучение конкретных условий работы масла в двигателях;
- 2) анализ материалов по механизму действия различных присадок к маслам и их эффективности;
- 3) определение физико-химических и эксплуатационных показателей масел на лабораторных приборах и специальных установках;
- 4) стендовые моторные испытания масел;
- 5) эксплуатационные испытания масел;
- 6) анализ результатов исследований (по выбранным критериям), проведение технико-экономических расчетов и на их основе окончательный выбор.

В данном случае необходимость подбора соответствующего сорта моторного масла возникла в связи с эксплуатацией на лесозаготовительных предприятиях Дальнего Востока большого количества импортных автомобилей-лесовозов. На этих автомобилях установлены высокофорсированные (среднее эффективное давление  $p_e = 11,3 \text{ кг/см}^2$ ) дизельные двигатели с турбонаддувом.

Объектом исследований являлись моторные масла III серии и групп *Б*, *В* и *Г*.

Испытания масел проводились в эксплуатационных условиях (в леспромхозах Дальнего Востока) на новых лесовозных автомобилях. Эксплуатационным испытаниям предшествовали лаборатор-

ные исследования свежих масел, а в процессе эксплуатации осуществлялся комплексный анализ изменения основных эксплуатационных свойств масел.

Лабораторные исследования масел включали определение их физико-химических показателей и оценку коррозионной агрессивности и стабильности масел против осадкообразования в приборе ДК-3 НАМИ. На этом приборе, кроме показателей, предусмотренных ГОСТ 13517—68 и ГОСТ 11063—64, определялись также индукционный период коррозии (ИПК) и индукционный период осадкообразования (ИПО). Как показали исследования, проведенные в НАМИ, эти критерии позволяют более строго дифференцировать современные масла по уровню их качества, чем упомянутые в стандартах (табл. 1).

Таблица 1

**Результаты оценки стабильности масел в приборе ДК-3 НАМИ**

Масло	ГОСТ 11063—64		Определение ИПО
	Осадок, %	Удельная вязкость, %	Индукционный период осадкообразования, ч
III серия	0,2	53,1	47
Группа Г	0,4	78,4	42
Группа В	2,6	119	33
Группа Б	2,4	121	30

Лабораторный анализ работавших масел включал оценку изменения вязкости масла, щелочности, кислотности, зольности, содержания бария, механических примесей, содержания железа и топлива. Кроме того, определялась эффективность диспергирующих свойств работавших масел на лабораторных центрифугах по изменению «общего» осадка *A* и крупнодисперсного осадка *B* и их отношениям  $A/B$  и  $A-B/A$ . Согласно принятой методике оценки отношение  $A/B$  не должно быть меньше 2, а  $A-B/A$  меньше 0,7. Достижение этих величин свидетельствует об истощении диспергирующих свойств масел и необходимости их замены. В табл. 2 приведены пробеги автомобилей, при которых указанные параметры для испытываемых масел достигли критических величин.

В качестве критериев для оценки целесообразности применения определенного сорта масла, кроме того, были использованы следующие эксплуатационные показатели двигателей: расход смазочного масла, интенсивность износа основных деталей двигателя, величины нагароотложений на деталях и состояние (степень подвижности) поршневых колец, а также срок службы бумажного фильтрующего элемента до замены.

Расход масла в процессе эксплуатационных испытаний контролировался в соответствии с ГОСТ 10448—63. Данные о расходе мо-

Таблица 2

Пробег автомобиля до достижения значений  
 $A/B < 2$  и  $A-B/A < 0,7$

Масло	Пробег, км	
	$A/B < 2$	$A-B/A < 0,7$
III серия	Более 4000	Более 4000
Группа Г	2800	2600
Группа В	1200	800
Группа Б	200	0—200

торных масел за период испытаний (наработка каждого из автомобилей, участвовавших в испытаниях, составила 60—64 тыс. км пробега) представлены в табл. 3.

Таблица 3

## Расход моторных масел за период испытаний

Масло	Расход масла		
	общий, % к расходу топлива	на угар	
		% к расходу топлива	г/л. с.-ч
III серия	2,30	0,72	0,52
Группа Г	3,20	0,84	0,60
Группа В	3,80	0,88	0,62
Группа Б	3,93	0,90	0,63

Анализ данных табл. 3 показывает, что наименьшую величину расхода масла на угар имеет масло III серии — 0,72% к расходу топлива и 0,52 г/л. с.-ч, а наибольшую — масло группы Б — 0,9% к расходу топлива и 0,63 г/л. с.-ч, т. е. расход на угар масла группы Б на 25% больше, чем III серии. Расход на угар масел групп В и Б отличается незначительно. Разница составляет всего 2% в сторону меньшего расхода масла группы В. Расход на угар масла группы Г на 7% меньше по сравнению с маслом группы Б.

Средний расход испытываемых масел на угар относительно небольшой и составляет 0,83% к расходу топлива и 0,59 г/л. с.-ч.

При проведении настоящих испытаний с целью подбора сорта масла для дизелей лесовозных автомобилей были определены характер и количество нагароотложений на их деталях. Загрязненность опытных двигателей оценивалась по методике 344Т.

Для оценки качества испытываемых масел были определены численные величины загрязненности в баллах для следующих деталей и поверхностей: поршней, масляного поддона, сетчатого масляного фильтра, а также крышек и корпусов коромысел. У поршней отдельно оценивались загрязненность канавок колец, перемы-

чек, головки, юбки, внутренней поверхности, дренажных отверстий и определялась подвижность поршневых колец.

Результаты оценки качества испытываемых масел по нагаро- и лакоотложению поршней представлены в табл. 4.

Таблица 4

Оценка степени загрязнения поршней двигателей после эксплуатационных испытаний масел различных групп

Оцениваемые детали и поверхности	Масло			
	III серия	Группа Г	Группа В	Группа Б
	Срок смены масла, км			
	4000	3000	2000	2000
Оценка, баллы				
Подвижность поршневых колец:				
1-го	0	0	0	0
2-го	0	0	0	0
3-го	0	0	0	0
4-го	0	0	0	0
Суммарная оценка по кольцам	0	0	0	0
Канавки поршня:				
1-я	2,38	4,9	4,9	4,9
2-я	1,7	2,9	4,9	4,9
3-я	0,9	0,9	0,9	4,9
4-я	0,03	0,27	0,3	0,9
Суммарная оценка по канавкам	5	9	11	15,6
Перемычки поршня:				
1-я	0,9	2,1	2,1	2,1
2-я	0,45	0,69	0,84	2,1
3-я	0,81	0,9	0,9	2,1
Суммарная оценка по перемычкам	2,2	3,7	3,84	6,3
Юбка поршня	0	0,15	4	6,4
Дренажные отверстия и прорези маслосъемного кольца	0	0	0	1
Внутренняя поверхность поршня	0	0,25	0,5	0,8
Суммарная оценка	7,2	13	19,3	30

Из табл. 4 видно, что загрязненность двигателей, работавших на масле III серии, была значительно меньше по сравнению с двигателями, работавшими на маслах групп Б, В и Г.

Так, оценка степени загрязненности двигателей, работавших на маслах групп Б, В и Г, соответственно в 4; 2,7 и 1,8 раза выше, чем двигателя, работавшего на масле III серии.

Эти результаты согласуются с данными лабораторной оценки эксплуатационных свойств масел. Например, видно (рис. 1), что существует достаточно четкая зависимость между эффективностью диспергирующих свойств масел (отношение общего осадка А к крупнодисперсной фазе Б, определяемых лабораторным путем) и действительной степенью загрязненности двигателей. С повыше-

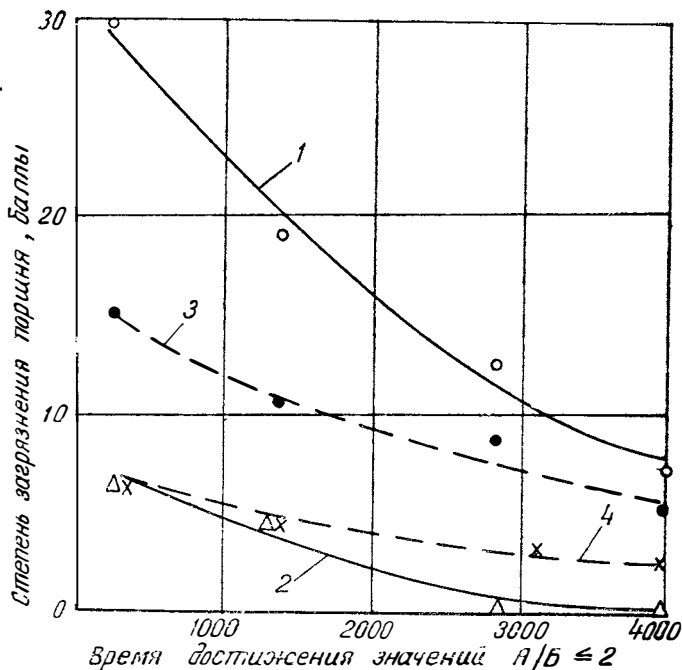


Рис. 1. Зависимость изменения степени загрязнения поршня от эффективности диспергирующих свойств масел:  
 1 — суммарная оценка загрязненности поршня; 2 — степень загрязнения юбки поршня; 3 — загрязнение канавок; 4 — загрязнение перемычек

нием эффективности диспергирующих свойств масел степень загрязнения различных участков поршня заметно уменьшается.

На основе литературных данных по тепловой напряженности поршней двигателя испытываемого автомобиля и результатов оценки степени загрязнения его различных участков на рис. 2 приведены зависимости, связывающие эти величины. Представленные закономерности дают весьма четкое представление о термической стабильности и моюще-диспергирующей эффективности испытываемых масел. Так, для масла группы *Б* уже при температуре 200°C (третья кольцевая канавка) наблюдается резкое ухудшение эксплуатационных свойств. Продукты конденсации и полимеризации углеводородов масла и топлива откладываются на различных участках поршня, вызывая тем самым обильное нагарообразование и, как следствие, возможные нарушения в работе двигателя (закисковывание колец, повышенный износ и т. д.).

Для масла группы *В* аналогичной критической температурой является 230°C, а для группы *Г* — 250°C. Масло III серии может работать при температурах более высоких (270—290°C), чем имеют детали цилиндра-поршневой группы двигателя (250°C) в данных условиях эксплуатации.

Условия, в которые масло попадает, находясь на деталях цилиндра-поршневой группы, в определенной степени имитируются при помощи прибора ДК-НАМИ. Поэтому естественно было ожидать наличия определенной связи между индукционным периодом

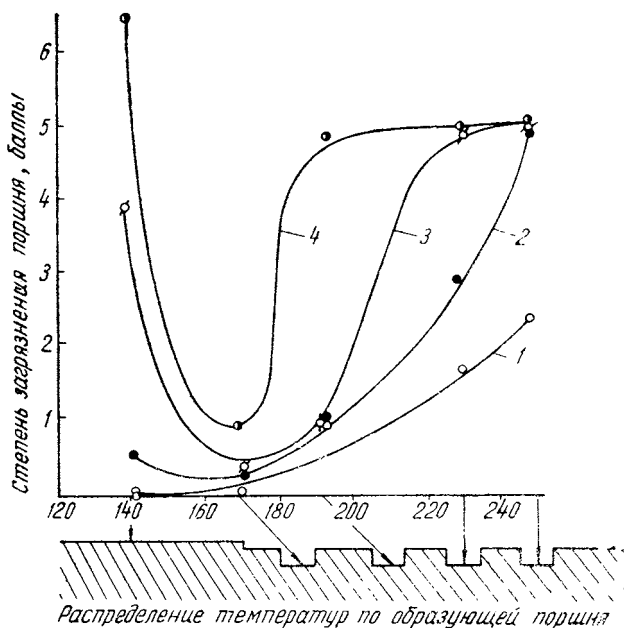


Рис 2 Связь между реальными температурами и степенью загрязнения различных участков поршня:  
1 — масло серии III; 2, 3 и 4 — масла соответственно групп Г, В и Б

осадкообразования, характеризующим стабильность масла при окислении в лабораторных условиях, и степенью загрязнения поршня. Действительно, между этими величинами отмечается вполне удовлетворительная корреляция (рис. 3).

Однако выявляется еще более строгая связь, если индукционный период осадкообразования сопоставить с предельными температурами первой канавки поршня, определяющими ее загрязнение 2,3 балла (взято по маслу III серии). Видно (рис. 4), что указанные величины, зависящие в принципе от эффективности одних и тех же свойств масел, связаны между собой пропорциональной зависимостью. Это свидетельствует о том, что индукционный период осадкообразования целесообразно использовать для дифференцированной оценки качества масел, а для определения предельно воз-

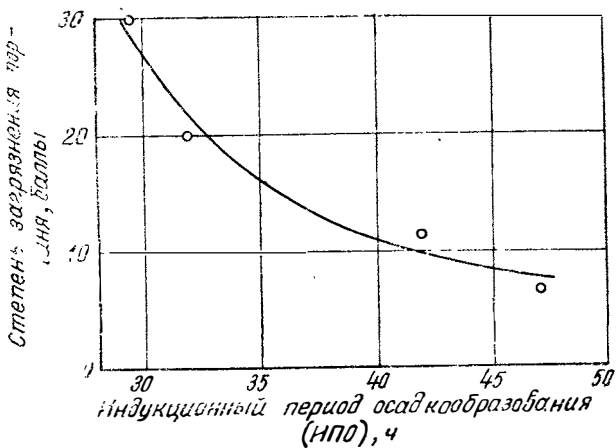


Рис. 3. Зависимость степени загрязнения поршня от величины индукционного периода осадкообразования

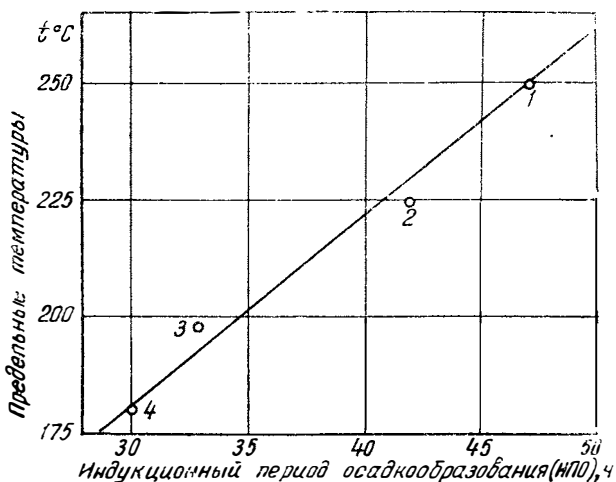


Рис. 4. Связь индукционного периода осадкообразования (ИПО) с предельными температурами первой канавки поршня, определяющими максимально допустимое загрязнение последней:

1 — масло III серии; 2, 3 и 4 — масла соответственно групп Г, В и Б

Износы деталей двигателей после эксплуатационных испытаний масел

Наименование детали, поверхности	Масло							
	Группа Б		Группа В		Группа Г		Серия III	
	Среднемаксимальный износ, мкм	Интенсивность износа, мкм/1000 км	Среднемаксимальный износ, мкм	Интенсивность износа, мкм/1000 км	Среднемаксимальный износ, мкм	Интенсивность износа, мкм/1000 км	Среднемаксимальный износ, мкм	Интенсивность износа, мкм/1000 км
Гильза цилиндра								
Диаметр в зоне максимального износа	109	1,33	74	1,15	63	1,00	56	0,92
Поршень								
Диаметр юбки на 25,4 мм выше нижней кромки	60	0,73	49	0,76	56	0,88	45	0,74
Кольцевые канавки по высоте:								
— первая	20	0,25	20	0,32	31	0,49	27	0,45
— вторая	22	0,27	19	0,30	27	0,42	24	0,40
— третья	17	0,20	14	0,22	15	0,24	12	0,20
— четвертая	16	0,20	13	0,21	14	0,22	11	0,19
Диаметр отверстия под поршневой палец	14	0,17	15	0,23	18	0,28	16	0,26

## Поршневые кольца

### Зазор в стыке:

— первое	145	1,78	100	1,56	110	1,74	120	1,95
— второе	396	4,80	300	4,70	360	5,70	400	6,00
— третье	354	4,30	250	3,90	310	4,80	345	5,50
— четвертое	131	1,59	104	1,62	112	1,75	116	1,90

### Радиальная толщина:

— первое	47	0,57	33	0,52	41	0,64	36	0,59
— второе	129	1,56	103	1,60	120	1,90	135	2,22
— третье	115	1,40	80	1,25	97	1,51	124	2,04
— четвертое	54	0,66	45	0,71	46	0,72	50	0,83

### Вкладыши подшипников (по толщине)

шатунных: верхняя половина	25	0,30	20	0,31	18	0,28	16	0,27
нижняя половина	21	0,25	18	0,28	21	0,33	19	0,31
коренных: верхняя половина	15	0,23	17	0,27	23	0,31	11	0,25
нижняя половина	26	0,28	16	0,25	24	0,34	11	0,29

### Коленчатый вал:

диаметр шатунных шеек	18	0,22	19	0,29	22	0,35	18	0,30
диаметр коренных шеек	15	0,18	20	0,31	20	0,31	16	0,26

можных температур работы масла по *ИПО* можно воспользоваться уравнением

$$PT = A + K \cdot \text{ИПО},$$

где *PT* — предельная температура;

*ИПО* — индукционный период осадкообразования;

*A* и *K* — коэффициенты пропорциональности.

Для данного случая это выражение может быть записано так:  
 $PT = 51 + 4,3 \text{ ИПО}$ .

Таким образом, корреляция результатов трех видов оценки масел: физико-химического анализа, испытаний на приборе ДК-НАМИ и непосредственно по степени загрязненности деталей двигателя в эксплуатации — позволяет сделать вывод об удовлетворительной дифференциации испытываемых масел по качеству при проведении настоящих испытаний.

Оценка результатов испытаний масел по износу производилась по следующим деталям и сопряжениям: гильзы цилиндров (в пяти поясах), поршни, поршневые кольца, зазор между кольцом и канавкой поршня, зазор в замках колец, диаметр отверстия под поршневой палец, шатунные и коренные шейки коленчатого вала (в двух поясах), вкладыши шатунных и коренных подшипников. Замер износов деталей производился по ГОСТ 14846—69.

По определенным износам деталей и сопряжений составлена табл. 5. На рис. 5 показаны эпюры диаметрального износа гильз цилиндров по образующей. Видно, что наибольший износ имеет место в зоне первого компрессионного кольца (при положении поршня в в.м.т.).

Из табл. 5 видно, что наибольший износ имеют гильзы цилиндров двигателей, работавших на масле групп *Б* (интенсивность износа гильзы выше, чем при работе на маслах III серии, групп *Г* и *В*, соответственно в 1,4; 1,3; 1,15 раза). Это, видимо, можно объяснить различной исходной щелочностью испытываемых масел и соответственно неодинаковой скоростью снижения последней. Предельное истощение нейтрализующих свойств в процессе работы двигателя на масле группы *Б* вызывает интенсификацию коррозионных процессов (под действием сернистых продуктов сгорания топлива) и соответственное увеличение износа гильзы по сравнению с маслами с большим запасом щелочности. Подтверждением этого являются данные, приведенные на рис. 6. Видно, что интенсивность износа гильзы цилиндра закономерно снижается с увеличением среднего значения щелочного числа масла в процессе его работы в двигателе.

По величине износа поршней существенного различия не обнаружено. При замере величины износа поршневых канавок больший износ зафиксирован у поршней двигателей, работавших на маслах III серии и группы *Г*. Это явление, видимо, можно объяснить наличием в маслах III серии и группы *Г* эффективных присадок, вызывающих в ряде случаев повышенный износ именно данного участка поршня.

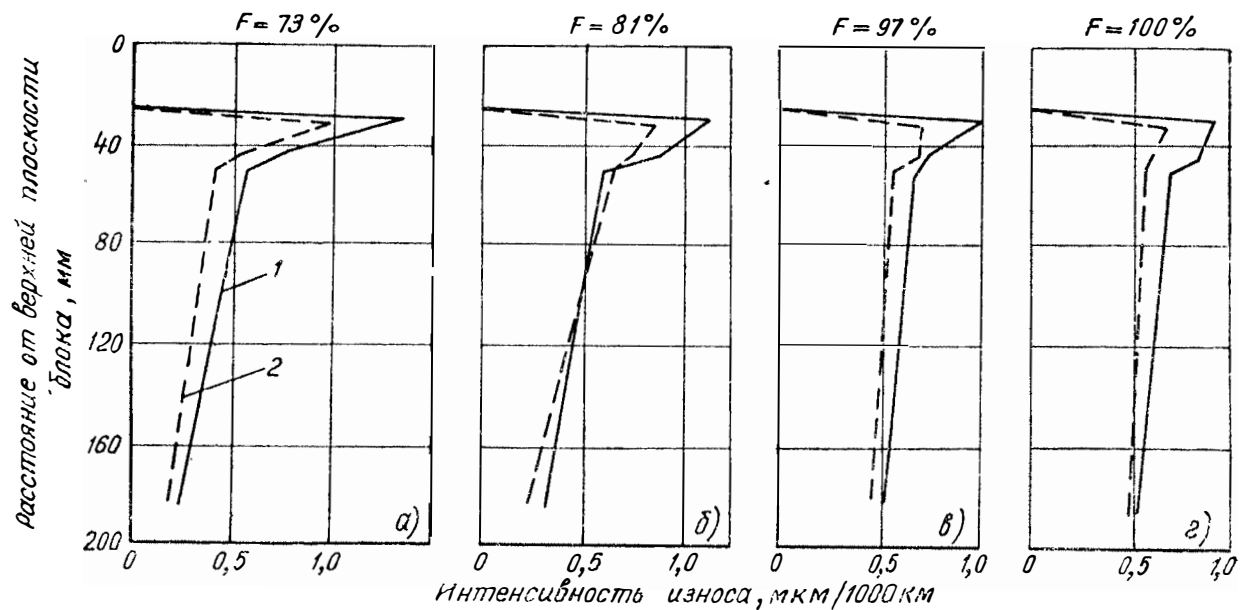


Рис. 5 Эпюры износа гильз цилиндров при использовании масел группы Б (а), группы В (б), группы Г (в) серии III (г):

1 — перпендикулярно оси коленчатого вала; 2 — параллельно оси коленчатого вала

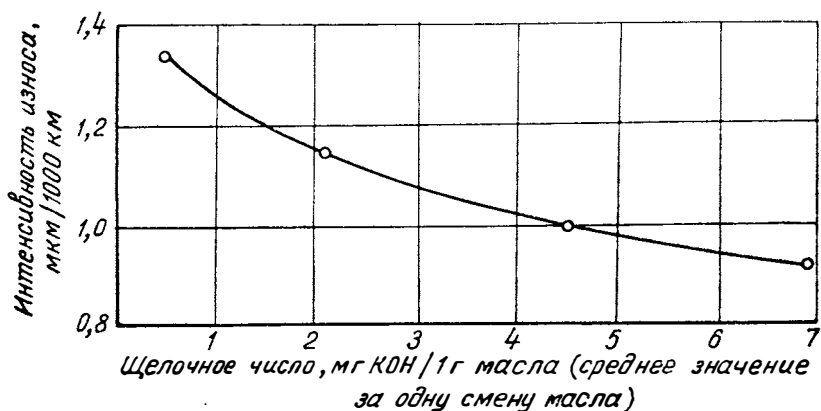


Рис. 6. Зависимость интенсивности износа гильз цилиндров от щелочного числа

На рис. 7 показано изменение интенсивности износа поршневых канавок в зависимости от зольности отложений, накапливающихся в них. Видно, что с увеличением зольности отложений интенсивность износа повышается. Более высокие значения зольности отложений в поршневых канавках характерны для масел с лучшими эксплуатационными показателями.

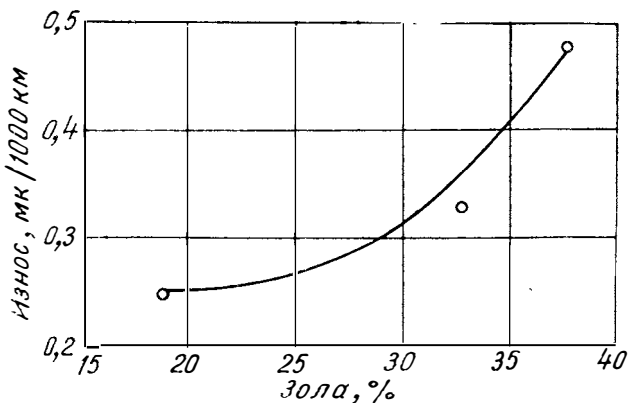


Рис. 7. Интенсивность износа в мкм/1000 км поршневых канавок в зависимости от зольности отложений, накапливающихся в них

Этот вывод наглядно иллюстрирует диаграмма, приведенная на рис. 8. Действительно, наибольшая зольность отложений в первой поршневой канавке отмечена при работе на масле III серии, а наименьшая — на масле группы Б.

Представляет интерес изменение зольности отложений по канавкам поршня. Так, при работе на маслах III серии и группы Г большие значения зольности отложений отмечены для первых канавок и меньше для вторых. Для масла группы Б, наоборот, большие значения зольности характерны для третьей канавки и снижаются для второй и первой.

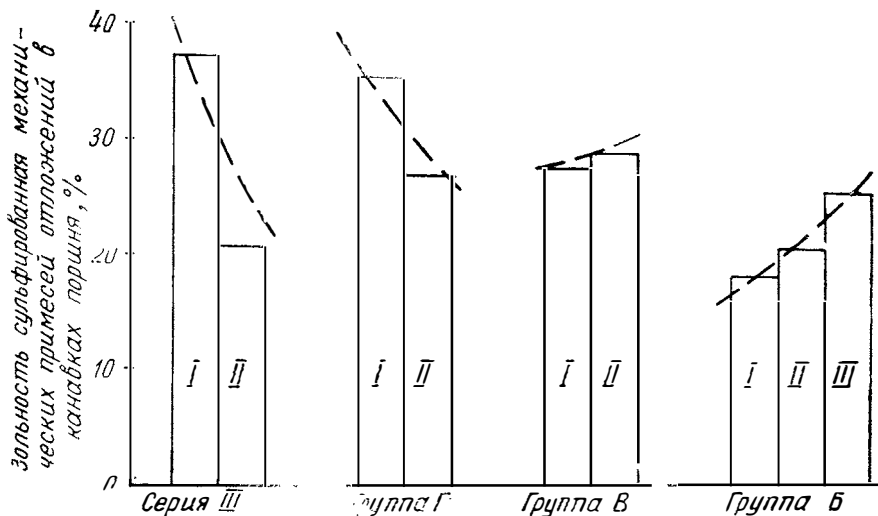


Рис. 8. Диаграмма сравнения величин зольности механических примесей отложений из поршневых канавок

Это может быть объяснено лучшей термостойкостью присадок в маслах III серии и группы Г по сравнению с маслом группы Б. Если в масле группы Б присадки, являющиеся основной составной частью золы отложений, разлагаются уже при температуре третьей канавки и во вторую и первую канавки поступает масло, обедненное зольными присадками, то присадки в маслах III серии и группы Г подвергаются термическому разложению преимущественно в первой канавке (температура 250°C). Разница в абсолютных величинах зольности отложений в канавках поршня получается из-за неодинаковой исходной зольности масел.

Представленные зависимости, объясняющие разницу в износах различных деталей цилиндра-поршневой группы, позволяют в определенной мере объяснить и неодинаковые значения скоростей снятия железа с деталей (табл. 6).

Однако здесь необходимо обратиться к эпюрам износа гильз цилиндров (см. рис. 5). Их характер показывает, что, несмотря на наличие максимального диаметального износа на масле группы Б, общее снятие железа с гильзы (по площади эпюры) на этом масле примерно на 35% меньше, чем на масле III серии, и на 30%, чем на масле группы Г.

Количество и скорость снятия железа с деталей двигателей за одну смену работы на испытываемых маслах

Масло	Количество железа в масле перед его заменой, г	Количество железа в угоревшем масле, г	Скорость накопления железа в масле, г/1000 км	Скорость осаждения железа на фильтрах, г/1000 км	Скорость снятия железа с деталей двигателя, г/1000 км
III серия	1,4	2	0,85	0,0095	0,86
Группа Г	0,6	0,6	0,4	0,016	0,42
Группа В	0,44	0,24	0,34	0,023	0,36
Группа Б	0,37	0,32	0,35	0,117	0,46

Учитывая это, можно отметить, что большие значения скорости снятия железа с деталей двигателя на маслах III серии и группы Г объясняются повышенным износом узла поршневое кольцо—канавка поршня и большим снятием железа с гильзы, равномерным по всей образующей.

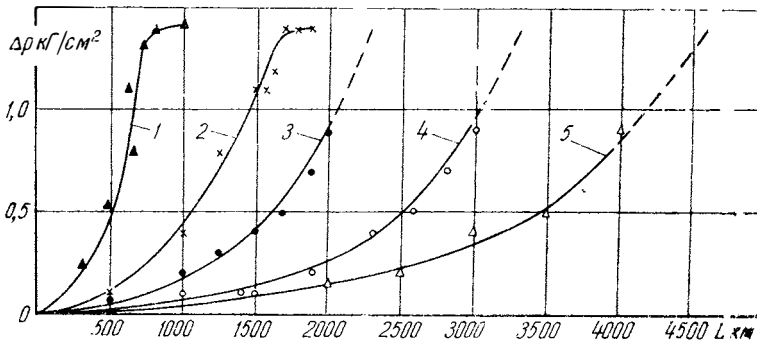


Рис. 9. Изменение перепада давления масла в полнопоточном фильтре в зависимости от пробега автомобиля:

1 — масло группы Б при неработающем фильтре на ответвлении; 2 — масло группы Б при работающем фильтре на ответвлении; 3 — масло группы В при работающем фильтре на ответвлении; 4 — масло группы Г при работающем фильтре на ответвлении; 5 — масло III серии при работающем фильтре на ответвлении

Однако, учитывая, что лимитирующей величиной работоспособности двигателя является максимальный износ гильзы (не более 0,1 мм), по данным фирмы-изготовителя, который наблюдается именно на масле группы Б, то, по-видимому, суждение о износе деталей только по значениям скоростей снятия железа не является обобщающим и должно рассматриваться в совокупности с непосредственными замерами износа деталей двигателя после испытаний.

Таким образом, результаты микрометража деталей двигателей после испытаний совпадают с изменчивостью состояния параметров

масел и загрязненностью двигателей и позволяют сделать вывод о том, что наиболее оптимальными маслами для двигателей данных лесовозных автомобилей являются масла III серии и группы Г.

Это также подтверждается данными замера перепада давления масла в полнопоточном масляном фильтре с целью установления срока службы бумажного фильтрующего элемента до замены, соответствующей открытию перепускного клапана в фильтре при давлении 1,3—1,4 кг/см<sup>2</sup>.

Изменение перепада давления масла в полнопоточном фильтре в зависимости от пробега автомобиля и применяемого масла показано на рис. 9. Установлено, что на срок службы фильтрующего элемента полнопоточного масляного фильтра значительное влияние оказывает качество применяемого масла.

В данном случае видно, что при использовании масла группы Б, обладающего низкими моюще-диспергирующими свойствами, загрязнение фильтрующего элемента полнопоточного фильтра происходит через 800 км пробега при неработающем фильтре тонкой очистки на ответвлении и через 1700 км пробега при работающем фильтре тонкой очистки на ответвлении.

При работе двигателей на маслах группы Г и серии III срок службы фильтрующего элемента полнопоточного фильтра увеличивается соответственно до 3300 и 4600 км, т. е. в 2—2,7 раза.

## Выводы

1. Оценка степени загрязнения поршней после испытаний подтвердила выводы лабораторных исследований о качестве испытуемых образцов масел.

2. Установлено, что результаты лабораторного анализа вполне удовлетворительно коррелируются с данными непосредственной оценки состояния двигателя после испытаний.

3. Индукционный период осадкообразования, определенный в приборе ДК-НАМИ, может быть использован для нахождения предельно возможных температур деталей, вызывающих максимальное допустимое загрязнение поршня для каждого конкретного образца масла.

4. Полученные результаты свидетельствуют о том, что применение масла группы Б приводит к повышенному износу гильзы цилиндра в верхней зоне из-за низких нейтрализующих свойств этого масла. Установлена зависимость износа гильз двигателя от щелочного числа используемого масла.

5. Наибольший износ пары поршневое кольцо — канавка поршня характерен для масел с высокими моющими показателями.

6. Срок службы фильтрующего полнопоточного фильтра при использовании масел серии III и группы Г в 2—2,7 раза больше, чем на масле группы Б.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Браславский М. И. Снижение расхода смазочных масел в судовых дизелях. М., «Транспорт», 1973
  2. Григорьев М. А., Долецкий В. А. Отечественный и зарубежный опыт повышения надежности и долговечности автомобильных двигателей. М., НИИНавтопром, 1973.
-

Метод поверхностного активирования для исследования износа деталей автомобильных двигателей. Григорьев М. А., Метелкин В. А., Борисова Г. В., Новиков В. И., Поляковский Л. К., Жаргалов Т. С., Чуфистов В. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 159. М., 1976, стр 3—25.

Приводится описание замера износа деталей методом поверхностного активирования, а также результаты применения этого метода при замере износа цилиндров, поршневых колец и шеек коленчатого вала двигателей.

Испытания двигателей проводились на стенде при форсировке износа с помощью кварцевой пыли, принудительно вводимой в двигатель. Износ замерялся параллельно тремя методами: поверхностного активирования, лунками и спектральным определением железа в картерном масле двигателя.

Таблиц 12. Рисунков 9. Библиографий 7.

Особенности изнашивания цилиндров автомобильных двигателей при работе на пониженных температурных режимах. Григорьев М. А., Бунаков Б. М., Павлиский В. М.. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 159. М., 1976, стр. 26—58.

Износ цилиндров двигателей, работающих на низкотемпературном режиме, рассмотрен как результат совокупного действия факторов, определяющих интенсивность изнашивания цилиндров в этих условиях. Приведены аналитические зависимости для расчета обобщенного показателя низкотемпературного износа и показана связь этой величины с действительным износом цилиндров.

Рассмотрено влияние различных конструктивных и рабочих параметров двигателя на величину низкотемпературного износа. Показано, что при работе двигателя на пониженном тепловом режиме верхняя зона цилиндра подвергается в основном молекулярно-механическому изнашиванию. Износ нижней части зависит главным образом от качества масла и в первую очередь от его нейтрализующих и моюще-диспергирующих свойств.

Таблиц 8. Рисунков 18. Библиографий 23.

Проверка соответствия передаточных чисел трансмиссии и характеристик двигателя условиям эксплуатации грузового автомобиля. Храмов Ю. В., Фигуров И. В., Шур О. З. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 159. М., 1976, стр. 59—79

Изложена методика проверки соответствия передаточных чисел трансмиссии и характеристик двигателя грузовых автомобилей заданным условиям эксплуатации при доводочных полигонных испытаниях. Приведено описание применяемого метода математического



моделирования движения автомобиля, изложены основные принципы типизации дорожных условий и режимов движения автомобилей, рассмотрены вопросы получения необходимого для расчетов экспериментального материала, обоснована возможность оптимизации передаточных чисел трансмиссии и характеристик двигателя грузового автомобиля.

Рисунков 7. Библиографий 7.

*УДК 621.892.097.2.001.5*

Исследование эксплуатационных свойств масел при работе высокофорсированных автомобильных дизельных двигателей с наддувом. Григорьев М. А., Андрианов Ю. П., Бунаков Б. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 159. М., 1976, стр. 80—94.

Приведены результаты исследований эксплуатационных свойств различных образцов масел при их работе в высокофорсированных дизельных двигателях с турбонаддувом.

Показаны закономерности изменения физико-химических показателей и моюще-диспергирующих свойств работавших масел. Дана количественная и качественная оценка отложений, накапливающихся на фильтрующих элементах.

На основании полученных результатов рекомендованы оптимальные сроки службы масел различных групп и фильтрующих элементов до замены.

Таблиц 5. Рисунков 6. Библиографий 6.

*УДК 621.892.097.2.001.5*

Подбор масла для высокофорсированных автомобильных дизельных двигателей. Григорьев М. А., Андрианов Ю. П., Бунаков Б. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 159. М., 1976, стр. 95—110.

Приведены результаты исследований по подбору моторных масел для высокофорсированных автомобильных дизельных двигателей. Данные лабораторных испытаний масел сопоставлены с критериями оценки их качества в процессе реальной эксплуатации автомобилей. Между анализируемыми величинами обнаружена удовлетворительная корреляционная связь.

Оценка степени загрязнения деталей двигателя, величин их износа и срока службы бумажных фильтрующих элементов в эксплуатации показала, что надежная работа высокофорсированных дизельных двигателей может быть обеспечена при использовании масел III серии и группы I' при оптимальных сроках их службы до замены.

Таблиц 6. Рисунков 9. Библиографий 2.



## СОДЕРЖАНИЕ

М. А. Григорьев, В. А. Метелкин, Г. В. Борисова, В. И. Новиков, Л. К. Поляковский, Т. С. Жаргалов, В. А. Чуфистов. Метод поверхностного активирования для исследования износа деталей автомобильных двигателей . . . . .	3
М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков, В. М. Павлиский. Особенности изнашивания цилиндров автомобильных двигателей при работе на пониженных тепловых режимах . . . . .	26
Ю. В. Храмов, И. В. Фигуров, О. З. Шур. Проверка соответствия передаточных чисел трансмиссии и характеристик двигателя условиям эксплуатации грузового автомобиля . . . . .	59
М. А. Григорьев, Ю. П. Андрианов, Б. М. Бунаков. Исследование эксплуатационных свойств масел при работе высокофорсированных автомобильных дизельных двигателей с наддувом . . . . .	80
М. А. Григорьев, Ю. П. Андрианов, Б. М. Бунаков. Подбор масла для высокофорсированных автомобильных дизельных двигателей . . . . .	95
Рефераты статей . . . . .	111

Труды НАМИ, вып. 159

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ, ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА  
ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: Д. И. Высотский, С. С. Наумов, В. М. Семенов, В. В. Соколов

Редакторы: Т. И. Дегожская, С. В. Гецен

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: Т. Н. Устинова, Н. И. Вишнякова

Л87356. Подп. к печ. 22/V 1-76 г. Форм. бум. 60×90/16. Печ. л. 7,25

Уч.-изд. л. 7,56. Зак. 678х—75 г. Тир. 900. Цена 53 коп.

Типография НАМИ. 125438, Москва, А-438, Автомоторная ул., 2

*Замеченные опечатки*

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
40	7-я снизу (подрису- ночная под- пись к рис. 9)	формуле (11)	формуле (5)
91	Табл. 4	Интенсивность выделения осаждения железа,	Интенсивность выделения железа.

Цена 53 коп.