

МЗД 9464

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

НЕ НА ДОМ
ВЫДАЕТСЯ

КРЫЛОВ Алексей Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ
МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ДВИГАТЕЛЯХ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(05.04.02 — Тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
профессор, д. т. н. Симаков Ф. Ф.

Официальные оппоненты:
проф., д. т. н. Толшин В. И.,
доц. кафедры «Автотракторные двигатели» МАДИ,
к. т. н. Никитин С. Е.

Ведущее предприятие — Харьковский завод транспортного
машиностроения им. В. А. Малышева.

Автореферат разослан «25» Октября 1974 г.

Защита диссертации состоится «2» Декабря 1974 г.
на заседании Совета факультета «Энергомашиностроение»
МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Получить в библиотеке МВТУ.

Внесенные печатью, просим на-
07005, 2-я Бауманская ул.,
иному секретарю Совета
не».

Манушин Э. А.

М249464

Более 85% энергии, потребляемой в народном хозяйстве СССР, производится двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Народнохозяйственным планом СССР предусматривается повышение долговечности, надежности, мощности и экономичности ДВС, расширение их производства и применения в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве и на транспорте.

Уменьшение механических потерь в ДВС позволяет существенно улучшить их показатели. Механические потери в ДВС характеризуются величинами механического КПД - η_m ; среднего давления механических потерь - P_m , мощности механических потерь - N_m . Механический к.п.д. современных ДВС достигает 90 + 94%, а значения среднего давления механических потерь находятся в пределах 0,8 + 3,0 кг/см². Снижение механических потерь возможно рациональным выбором параметров рабочего процесса и конструктивных размеров двигателей и их элементов, совершенствованием технологии производства, регулированием теплового состояния двигателей на различных режимах работы, подбором смазочных масел и т.п.

Исследование механических потерь в двигателях и совершенствование способов определения их величины необходимо для правильного выбора путей их уменьшения и дальнейшего улучшения характеристик двигателей.

Обобщение результатов многочисленных экспериментальных работ по исследованию механических потерь и способов их определения в значительной мере затруднено тем, что они получены на двигателях различной конструкции и на различных режимах работы. В связи с этим оценки погрешностей способов определения суммарных механических потерь в различных исследованиях часто не совпадают, а в ряде случаев противоречивы. Некоторые из способов определения суммарных механических потерь не имеют необходимого обоснования, а оценка их погрешностей основывается на случайных результатах без достаточного анализа. Поэтому в настоящей работе были поставлены следующие задачи:

1. Теоретически обосновать определение механических потерь способом двойного выбега.
2. Разработать и предложить методику его применения и проанализировать погрешности способа двойного выбега.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1249464

Крылов А.Н. Исследование

3. Исследовать способ Вилланса и проанализировать его погрешности.

4. Произвести сравнительную оценку погрешностей определения механических потерь способами индицирования, прокручивания, выключения цилиндров, выбега, двойного выбега и Вилланса.

Механические потери ДВС

Механические потери ДВС рассматриваются как функция эффективных и индикаторных параметров двигателя.

Принимаемое обычно при определении среднего индикаторного давления четырехтактных двигателей допущение о незначительности насосных потерь приводит к выражению среднего давления условных механических потерь,

$$p_m = p_r + p_a + p_{cs},$$

где p_r — среднее давление потерь на трение в механизмах двигателя;

p_a — среднее давление потерь на привод навесных агрегатов;

p_{cs} — среднее давление потерь на газообмен.

Механические потери, определяемые по этому уравнению преувеличены на величину среднего давления потерь на газообмен, представляющего по существу часть индикаторных потерь. Пользование понятием условных механических потерь затрудняет сравнение двигателей различных классов по механическому к.п.д. При использовании понятий условных механических потерь для оценки индикаторных параметров двигателей по уравнению

$$p_i = p_e + p_m$$

пользование этим понятием оправдано.

Анализ экспериментальных способов определения механических потерь

В работе проанализированы опубликованные экспериментальные данные определения механических потерь различными способами (индицирования, прокручивания, выключения цилиндров, выбега, двойного выбега, Вилланса), проведено сравнение результатов экспериментального определения механических потерь двигателей различными способами с соответствующими результатами их определения способом индицирования и установлены пределы отклонения этих определений

$$\Delta_i p_m^{cn} \neq p_m^{cn} - p_m^{un} \quad \text{и} \quad \delta_i p_m^{cn} = \frac{\Delta_i p_m^{cn}}{p_m^{un}}.$$

инж. Н. З. Баймаз

БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

Полученные отклонения рассматриваются как суммарные

$$(\Delta_{\Sigma} \rho_m^{cn}) = (\Delta_c \rho_m^{cn}) + (\Delta_u \rho_m^{cn}) \quad \text{и} \quad (\delta_{\Sigma} \rho_m^{cn}) = (\delta_c \rho_m^{cn}) + (\delta_u \rho_m^{cn}),$$

где $(\Delta_c \rho_m^{cn})$ и $(\delta_c \rho_m^{cn})$ — абсолютное и относительное отклонение результатов определения из-за несоответствия режимов определения рабочим режимом двигателя — систематическая погрешность способов, а $(\Delta_u \rho_m^{cn})$ и $(\delta_u \rho_m^{cn})$ — абсолютное и относительное отклонение в результате измерительных погрешностей способов.

Установлены причины появления систематических погрешностей определения механических потерь и, на основании анализа данных экспериментальных исследований и соотношений, используемых при расчетном определении составляющих механические потери, оценены возможные пределы систематической погрешности при определении механических потерь способом прокручивания.

По результатам анализа измерительных погрешностей способов и, по полученным для их определения уравнениям, в работе подсчитаны вероятные измерительные погрешности способов (см. таблицу I)

Таблица I

Способ определения	$\delta_u \rho_m$ при	
	$\gamma_m=0,7$	$\gamma_m=0,9$
Способ индицирования	0,135	0,41
Способ прокручивания	0,023	0,090
Способ выключения цилиндров	0,14	0,52
Способ выбега	0,02	0,07

На основании обобщения экспериментальных данных установлены пределы суммарных отклонений (погрешностей) определения механических потерь (см. таблицу 2)

Таблица 2

Способ определения	Пределы отклонений $\delta_{\Sigma} \rho_m$	
	Дизели	Карб. двигатели
Способ прокручивания	$(+0,33) \div (-0,18)$	$(+0,05) \div (-0,5)$
Способ выключения цилиндров	$(+0,115) \div (-0,255)$	$(-0,475) \div (\delta_{\Sigma} \rho_m > 100\%)$
Способ выбега	$(+0,14) \div (-0,08)$	$(+0,14) \div (-0,08)$

Обобщенное уравнение, выражающее зависимость систематической погрешности способа $\Delta c N_{\text{м}i}$ включения цилиндров, имеет вид :

$$\Delta c N_{\text{м}i} = -(i-x)i[\pm \Delta c N_{\text{м}i(i-1)}] + ix[\pm \Delta c N_{\text{м}i(i-1)}],$$

где $\Delta c N_{\text{м}i}$ — систематическая погрешность определения механических потерь способом включения цилиндров;
 $\Delta c N_{\text{м}i(i-1)}$ — отклонение индикаторной мощности одного работающего цилиндра при Δ ключении цилиндров по одному;
 $\Delta c N_{\text{м}i(i-1)}$ — отклонение мощности механических потерь двигателя при Δ ключении цилиндров по одному.

Из уравнения следует, что величина систематической погрешности способа Δ ключения цилиндров кроме отклонения по величине механических потерь при Δ ключении цилиндров, включает отклонение индикаторной мощности цилиндров, работающих на режиме определения. В связи с этим, обычно принимаемое отождествление способа Δ ключения со способом прокручивания двигателя, работающими цилиндрами, приемлемо лишь для случаев когда $\Delta c N_{\text{м}i(i-1)}$ пренебрежимо мало. Неизбежное изменение индикаторной мощности работающих цилиндров на режиме Δ ключения, исключает возможность применения этого способа к двигателям с газотурбинным наддувом и карбюраторным двигателям с развитым подогревом впускного коллектора. Кроме того, в карбюраторных двигателях происходит конденсация паров топлива на стенках, Δ выключенных цилиндров, вызывающая сильное изменение условий трения.

Анализ способа выбега показал возможность получения малых отклонений определения величины механических потерь, т.к. он обеспечивает малые измерительные погрешности, сопоставимые с погрешностями способа прокручивания, и малые систематические погрешности. Условием, ограничивающим применение этого способа, является необходимость предварительного определения приведенного момента инерции установки. В связи с этим способ двойного выбега, не требующий предварительного определения приведенного момента инерции, приобретает определенный интерес. Ограниченность опубликованных экспериментальных данных определения механических потерь этим способом и некорректность его обоснования в опубликованных работах потребовали проведения специального теоретического и экспериментального исследования этого способа и его погрешностей.

Ограниченность опубликованных данных о результатах определения механического к.п.д. способом Вилланса по уравнению

$$\eta_m = 1 - \frac{G_{\text{тр}}}{G_T}$$

и отсутствие достаточного обоснования этого уравнения в опубликованных работах сделала необходимым проведение анализа этого способа для определения его погрешностей.

Анализ расчетных методов предварительного определения механических потерь показал, что предлагаемые различными авторами расчетные зависимости могут обеспечить необходимую точность расчета лишь при наличии надежных экспериментальных данных по характеристикам трения или параметрам, определяющим их уровень в двигателях, для которых производится расчет.

Исследование способа двойного выбега

Из уравнения баланса мощности на неустановившемся режиме работы двигателя

$$N_i + N_e + N_{mg} + J\omega\dot{\epsilon} = 0$$

получено два уравнения: для выбега под нагрузкой

$$N_T + N_{mT} + N_{mg} = J\omega\dot{\epsilon}_n$$

и с холостого хода двигателя

$$N_{mT} + N_{mg} = J\omega\dot{\epsilon}_x;$$

где $N_T + N_{mT} = \Sigma N_T$ — суммарная внешняя нагрузка, создаваемая тормозом при выбеге под нагрузкой;

N_{mT} — потери на трение в тормозе, создающие внешнюю нагрузку при выбеге с холостого хода;

N_{mgH} и N_{mg} — мощность механических потерь двигателя соответственно при выбеге под нагрузкой и с холостого хода;

J — приведенный момент инерции вращающихся масс установки;

ω — угловая скорость;

$\dot{\epsilon}_n$ и $\dot{\epsilon}_x$ — соответственно угловые ускорения при выбеге под нагрузкой и с холостого хода.

Полагая при равных угловых скоростях $N_{mgH} = N_{mgx} = N_{mg}$ и исключая приведенный момент инерции, получим мощность механических потерь двигателя:

$$N_{mg} = \frac{(\Sigma N_T \dot{\epsilon}_x - N_{mT} \dot{\epsilon}_n)}{(\dot{\epsilon}_n - \dot{\epsilon}_x)}$$

Из тех же уравнений имеем

$$J = \frac{N_T}{\omega(\dot{\epsilon}_n - \dot{\epsilon}_x)} = \text{const.}$$

$$\eta_{mg} = \frac{1}{1 + \frac{(\cancel{N_T} \epsilon_x - N_{mT} \epsilon_n)}{N_e (\epsilon_n - \epsilon_x)}}$$

Таким образом для определения N_{mg} и η_{mg} необходимы: характеристики выбега установки с холостого хода - $\omega = f_1(t)$ и под нагрузкой - $\omega = f_2(t)$ (для определения угловых ускорений ϵ_x и ϵ_n) и характеристики тормоза при выбеге на тех же режимах - $N_{mT} = f_3(\omega)$ и $N_T = f_4(\omega)$. Тогда в пределах полученных характеристик и внешней характеристики двигателя $N_e = f_5(\omega)$ можно определить искомые N_{mgi} и η_{mgi} для любого заданного режима, характеризуемого угловой скоростью ω_i и нагрузкой N_{ei} .

На рис. I представлена схема определения параметров

$$\epsilon_{xi} = ktg \alpha_{xi}; \epsilon_{ni} = ktg \alpha_{ni}; N_{Ti} \text{ и } N_{mTi}$$

по заданным ω_i и N_{ei} .

Из уравнения для механического к.п.д. полагая $N_{mT} = 0$ и $N_{T0} = N_{e0}$ можно получить выражение $\eta_{m0} = 1 - \frac{\epsilon_{x0}}{\epsilon_{n0}}$, приведенное в методике ЦНИИ.

Уравнение для момента инерции удобно использовать для контроля соответствия экспериментальных характеристик выбега установки и характеристик тормоза. Очевидно, что постоянство величины момента инерции, вычисленной по данным характеристик при различных угловых скоростях, является свидетельством их взаимного соответствия.

В связи со сложностью получения характеристик тормоза непрерывной регистрацией изменения мощности тормоза на режимах выбега, было высказано предположение о возможности замены такой характеристики тормоза экспериментальной характеристикой, полученной при последовательном изменении установившихся скоростных режимов и регулировке тормоза, установленной для соответствующего ^{начального} режима выбега. Это предположение требовало экспериментальной проверки, так же как и определение мощности механических потерь по указанным выше характеристикам способом двойного выбега. Экспериментальная проверка была проведена на трех установках: № 1 с двигателем СМД-17К и электротормозом МПБ-583/12, № 2 с двигателем ИЧ-8,5/II и электротормозом МПБ 24,5/14 и № 3 с двигателем 2СД 19/30 и гидротормозом штыревого типа фирмы "Дикерс".

Экспериментальная проверка возможности замены характеристик

t
[сек]

N
[лс]

Схема

определения параметров по характеристикам
двойного выдега.

$$N_e = f_3(\omega)$$

$$\Sigma N_{T0}$$

N_{ei}

$$\omega = f_1(t)$$

$$N_T = \Sigma N_T - N_{NT}$$

$$\Sigma N_T = f_4(\omega)$$

ΣN_{T0}

$$\omega = f_2(t)$$

α_1^0

α_2^0

t_i

t_{ei}

t_{e0}

t_{e0}

$$N_{NT} = f_5(\omega)$$

N_{NT0}

N_{NT0}

ω_i

ω_0

ω [1/сек]
(Роб/мин)

Рис. 1.

тормоза при выбеге производились сопоставлением электрических параметров на клеммах электротормоза при установившихся режимах и при выбеге под нагрузкой. Результаты сопоставления характеристик электрической мощности тормоза $W = f(\omega)$ при выбеге и на установившихся режимах показали хорошее совпадение экспериментальных характеристик, полученных двумя способами на установках № 1 и № 2. Кроме того, была проведена проверка вычислением момента инерции установок по параметрам характеристик, полученных при последовательном изменении установившихся режимов, которая показала хорошее совпадение результатов расчета на различных участках характеристик для установок № 1 и № 2. Вычисление момента инерции по аналогичным характеристикам, полученным для установки № 3 с гидротормозом, показало большое расхождение вычисленных значений J на различных участках характеристики из-за несоответствия экспериментальной характеристики тормоза, полученной при установившихся режимах, характеристикам ^{выбега} $\omega = f_1(t)$ и $\omega = f_2(t)$. Это свидетельство о невозможности замены характеристик гидравлического тормоза при выбеге характеристиками, полученными при последовательном изменении установившихся скоростных режимов.

Из уравнения приведенного момента инерции установки

$$J = \frac{N_{Ti}}{\omega_i(\varepsilon_{Ni} - \varepsilon_{xi})} = \frac{N_{To}}{\omega_o(\varepsilon_{No} - \varepsilon_{xo})}$$

было получено уравнение:

$$N_{Ti} = N_{To} \frac{\omega_i(\varepsilon_{Ni} - \varepsilon_{xi})}{\omega_o(\varepsilon_{No} - \varepsilon_{xo})}$$

которое позволило рассчитывать характеристику тормоза по известным значениям N_{To} , ω_o , ε_{No} , ε_{xo} , ω_i , ε_{Ni} , ε_{xi} .

при наличии экспериментальных характеристик, выбега установки $\omega = f_1(t)$ и $\omega = f_2(t)$. Расчитанные по этому уравнению характеристики тормоза полностью совпали с экспериментальными характеристиками тормозов установок № 1 и № 2. Графики расчетных характеристик с нанесенными на них экспериментальными данными показаны на рис. 2 и 3.

Для определения мощности механических потерь установки № 3 с гидротормозом необходимая характеристика тормоза при выбеге установки была построена расчетом по экспериментальным характеристикам выбега $\omega = f_1(t)$ и $\omega = f_2(t)$ и начальному значению N_{To} . Экспериментальные характеристики выбега, экспери-

Расчетная характеристика тормоза по характеристикам выбегов установившейся N_1 .

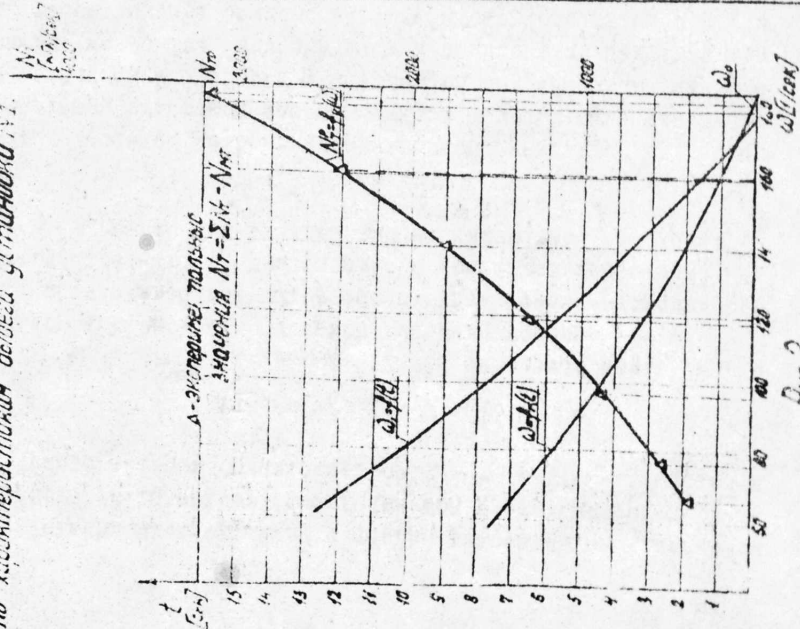


Рис. 2

Расчетная характеристика тормоза по характеристикам выбегов установившейся N_2 .

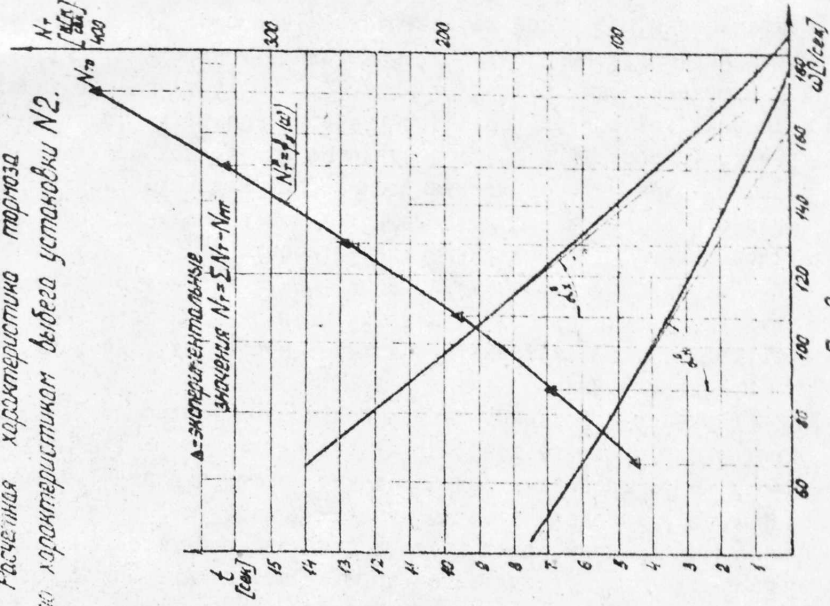


Рис. 3

ментальные и расчетные характеристики тормозов при выбеге установок под нагрузкой позволили определить мощность и среднее давление механических потерь N_{mg} и p_{mg} установок в диапазоне изменения угловых скоростей при выбеге. Соответствующие графики приведены на рис. 4 и 5. Сопоставление полученных величины p_{mg} с результатами его определения способами индицирования и прокручивания показывает их удовлетворительное совпадение. Наибольшее отклонение Δp_{mg} получено для установки № 1 с двигателем СМД-17к, имеющем турбонаддув. Повидимому, это можно объяснить наличием турбокомпрессора, кинетическая энергия которого при выбеге создает дополнительную положительную работу, не учитываемую при определении.

В работе приведены данные, полученные Ефремовым И.Ф., по определению среднего давления механических потерь двигателей ОД-5 и АМ-41 способами индицирования, прокручивания, выключения цилиндров и двойного выбега. Они показывают, что предложенная нами методика применения способа двойного выбега обеспечивает лучшее совпадение результатов определения механических потерь с результатами их определения способом индицирования, чем при их определении способами прокручивания и выключения цилиндров.

Экспериментальное подтверждение возможности расчетного определения характеристики тормоза, полученное на установках № 1 и № 2 с электротормозами, дало возможность использовать такую же методику для установок с гидравлическими тормозами. Возможность расчета характеристик тормозов при выбеге под нагрузкой по экспериментальным характеристикам выбега позволила получить уравнение для нахождения мощности механических потерь

$$N_{mg} = \frac{N_{\tau 0} \omega_i \varepsilon_{xi}}{\omega_0 (\varepsilon_{x0} - \varepsilon_{x0})} - N_{m\tau},$$

не требующее построения характеристики тормоза $N_{\tau} = f_v(\omega)$ при выбеге под нагрузкой и существенно сократить трудоемкость необходимого эксперимента и обработки его результатов.

Анализ способа Вилланса показал, что используемое в способе расчетное уравнение при $n = const$.

$$\eta_n = 1 - \frac{G_{tr}}{G_{\tau}},$$

в котором G_{tr} и G_{τ} соответственно часовые расходы топлива на холостом ходу и под нагрузкой, соответствует допущению неизменности механических потерь и индикаторного к.п.д. и их ра-

Механические потери двигателя 1445/м с тарномом ПМБ 245/м (установка N2), определенные способом двойного выдега по экспериментальным характеристикам.

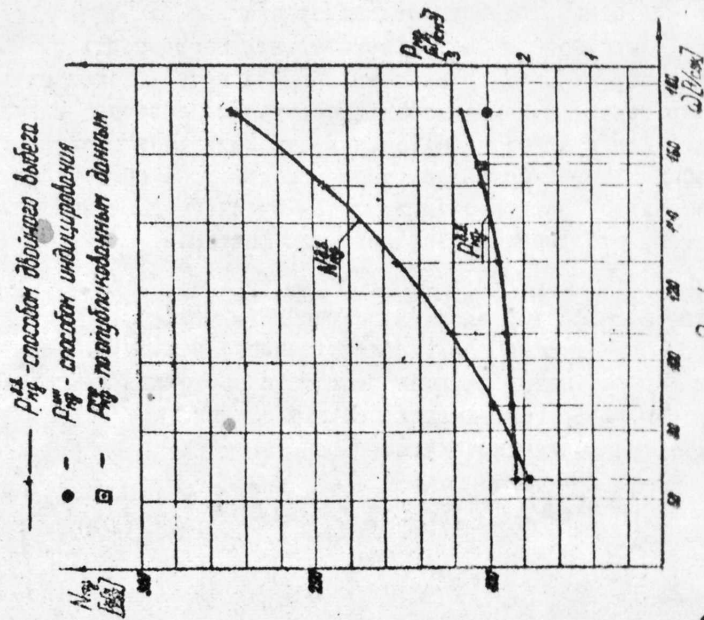


Рис. 4

Механические потери двигателя 2СД 1530 (установка N3), определенные способом двойного выдега по расчетной характеристике гидротарнома и экспериментальным характеристикам выдега.

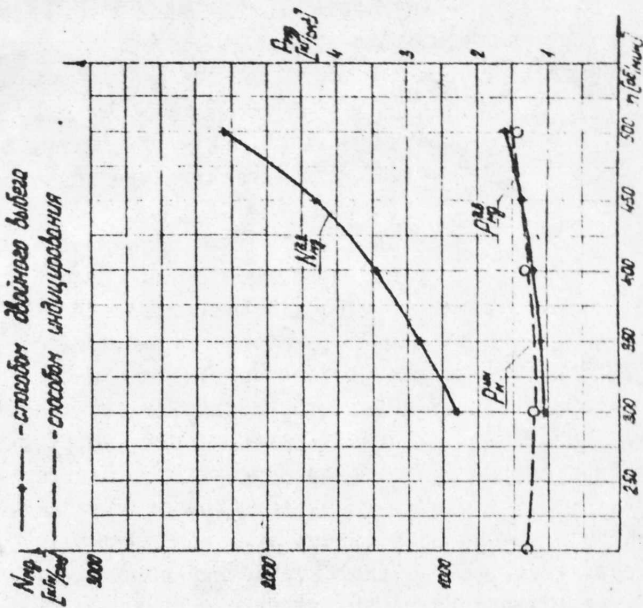


Рис. 5

венства значениям при холостом ходе двигателя во всем диапазоне нагрузочной характеристики $G_T = f(p_e)$

Из выражения погрешности способа —

$$\Delta_c \eta'_m = (1 - \eta'_m) \left(\frac{N_{mx} g_{ix}}{N_m g_i} - 1 \right),$$

где N_{mx} и g_{ix} — мощность механических потерь и индикаторный расход топлива при холостом ходе двигателя;

N_m и g_i — мощность и индикаторный расход топлива на рассматриваемом режиме работы двигателя

следует, что условие $\Delta_c \eta'_m = 0$ выполняется при

$$N_{mx} g_{ix} = N_m g_i.$$

Оно выполняется на режиме холостого хода и на нагрузочных режимах форсированных дизелей в результате уменьшения η'_c при низких значениях α или увеличения механических потерь N_m . Для карбюраторных двигателей в результате быстрого возрастания индикаторного к.п.д. и уменьшения условных механических потерь с ростом нагрузки погрешность $\Delta_c \eta'_m$ непрерывно возрастает. В пределах нагрузочной характеристики максимальная величина $\Delta_c \eta'_m$ может достигнуть для дизелей значения — $\Delta_c \eta'_m = 0,10$, а для карбюраторных двигателей — $\Delta_c \eta'_m = 0,13$. В работе показана возможность коррекции способа Вилланса для уменьшения погрешности определения η'_m при использовании обобщенных зависимостей относительного индикаторного к.п.д. $\eta'_i = f(\alpha)$. Показано, что относительная измерительная погрешность способа Вилланса в ограниченном диапазоне малых нагрузок может быть получена в пределах, не превышающих погрешностей способа индицирования.

Для сравнительной оценки относительной величины систематических погрешностей способов использовано общее уравнение функциональной зависимости величины среднего давления механических потерь от основных, определяющих факторов

$$p_m = F(C, P, \theta, M),$$

где C — фактор влияния скоростного режима;

P — фактор влияния нагрузочного режима;

θ — фактор влияния теплового состояния двигателя;

M — фактор влияния состава смазки.

Из этого выражения имеем:

$$\Delta_c p_m = \frac{\partial F}{\partial C} \Delta_c C + \frac{\partial F}{\partial P} \Delta_c P + \frac{\partial F}{\partial \theta} \Delta_c \theta + \frac{\partial F}{\partial M} \Delta_c M.$$

Анализ полученного выражения позволил установить, что систематическая погрешность способа двойного выбега не превышает погрешности способа выбега, которая в свою очередь, меньше погрешностей способов прокручивания и выключения цилиндров.

З а к л ю ч е н и е

При выборе способа определения механических потерь необходимо учитывать допустимую погрешность их определения, трудоемкость подготовки, проведения эксперимента и обработки результатов, наличие и стоимость необходимых средств измерения, а также ограничения, возникающие в связи с особенностями конструкции двигателей и установок (при применении некоторых способов).

Способ индицирования, несмотря на большую измерительную погрешность, позволяет выявить влияние на величину механических потерь конструктивных, технологических, регулировочных и эксплуатационных факторов на рабочих режимах двигателей. Увеличение трудоемкости способа в применении к многоцилиндровым двигателям ограничивает целесообразность его применения для двигателей с числом цилиндров не более 6 + 8.

Способ прокручивания, имея наибольшую из всех способов систематическую погрешность, характеризуется малой измерительной погрешностью. Основным преимуществом способа является возможность его использования для исследования составляющих механические потери методом исключения, но на режимах отличных от рабочих режимов двигателя. В связи с этим данные, полученные при его применении, пригодны лишь для сравнительной оценки влияния конструктивных, технологических и некоторых эксплуатационных факторов на режимах отличных от рабочих режимов двигателя. При наличии необходимого оборудования способ менее трудоемок, чем способ индицирования.

Способ выключения цилиндров имеет большую измерительную погрешность. Систематическая погрешность способа при условии неизменности индикаторной мощности работающих цилиндров на режиме выключения не превышает систематической погрешности способа прокручивания. При невыполнении этого условия она может быть больше систематической погрешности способа прокручивания. Разжижение смазки в выключенных цилиндрах из-за конденсации паров топлива на стенках выключенных цилиндров у двигателей с развитым подогревом впускного коллектора и нарушение режима карбюрации приводит к сильному искажению результатов определения. В связи со

сказанным, целесообразно ограничить применение способа дизелями и газовыми двигателями без газотурбинного наддува и карбюраторными двигателями, не имеющими подогрева впускного коллектора. По трудоемкости способ сопоставим со способом индицирования.

Способ выбега с холостого хода обеспечивает малую измерительную погрешность, сопоставимую с погрешностью способа прокручивания. Систематическая погрешность способа меньше погрешностей способов прокручивания и выключения цилиндров. Недостатком способа является необходимость предварительного определения приведенного момента инерции. По трудоемкости проведения эксперимента при известном моменте инерции способ менее трудоемок, чем другие способы.

Преимуществом способа является возможность его применения на промышленных испытательных стендах и установках с многоцилиндровыми двигателями.

Способ Вилланса позволяет получить малые измерительные погрешности, но систематические погрешности способа, связанные с приближенностью используемого в нем уравнения, вызывает погрешности определения η_c , в 2-3 раза превосходящие погрешности его определения способом индицирования. Возможность корректирования способа Вилланса при использовании обобщенных зависимостей $\eta_c = f(\omega)$ позволяет использовать его в области малых нагрузок где он при корректировании может обеспечить погрешности не превышающие погрешностей способа индицирования.

Способ двойного выбега свободен от недостатков способа выбега и не требует предварительного определения приведенного момента инерции установки. Измерительная погрешность способа при правильном выборе режимов выбега сопоставима с измерительными погрешностями способов прокручивания и выбега. Систематическая погрешность способа не может превышать систематическую погрешность способа выбега. Как и способ выбега, он применим на промышленных испытательных стендах и установках. Трудоемкость проведения эксперимента этим способом меньше трудоемкости способа прокручивания и выбега. Проведенное теоретическое и экспериментальное исследование способа определения механических потерь по характеристикам выбега на двух режимах позволило обосновать расчетные уравнения для определения мощности механических потерь двигателя и его механического к.п.д., предложить методику его применения, оценить измерительные и систематические погрешности способа и предложить способ контроля взаимного соответ-

вия полученных экспериментальных характеристик. Экспериментальная проверка способов получения характеристик тормозов при выбеге под нагрузкой позволила предложить методику их экспериментального получения для установок с электрическими тормозами, при последовательном изменении установившихся скоростных режимов, а затем предложить методику их расчетного определения по данным характеристик выбега и начальным значениям нагрузки тормоза при выбеге под нагрузкой, пригодную для установок с различными типами тормозов. Хорошая сходимость результатов определения механических потерь с использованием экспериментальных и расчетных характеристик тормоза позволила предложить новое расчетное уравнение для определения мощности механических потерь, значительно уменьшающее объем и трудоемкость эксперимента, необходимого для способа двойного выбега и трудоемкость обработки его результатов.

Учитывая возможность применения способа двойного выбега к широкому классу двигателей в различных условиях их установки (включая условия их промышленной установки) и меньшую погрешность способа двойного выбега по сравнению со способами прокручивания и выключения цилиндров, целесообразно включить способ двойного выбега в ГОСТы по испытанию двигателей и разработать стандартные условия его применения.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

1. "Новая методика определения механического к.п.д. двигателя внутреннего сгорания способом выбега" "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 4, 1962, стр.212+216.
2. "О характеристиках тормозов при выбеге установки". "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 4, 1969, стр.102 + 106.
3. "Экспериментальное и расчетное определение характеристик тормоза при выбеге". "Известия ВУЗов. Машиностроение" № II, 1969, стр.154 + 157.
4. "Уравнения для определения механических потерь методом выбега". "Известия ВУЗов. Машиностроение", № II, 1970, стр. 36 + 40.