

В. Р. Стуканов

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕТОДОМ ВЫБЕГА МОЩНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Принципиально правильный метод определения мощности механических потерь двигателей внутреннего сгорания по балансу мощностей, как известно, не обеспечивает приемлемой степени точности, т. к. индицирование многоцилиндровых быстроходных двигателей связано с рядом серьезных трудностей, обусловленных как неидентичностью протекания рабочих процессов по циклам и цилиндрам, так и технологией самого индицирования.

Все приближенные методы (выключение цилиндров, прокручивание и выбег) дают расхождения в величине N_m , обусловленные приборной точностью измерений и спецификой тепловых и газодинамических процессов, происходящих в двигателе в момент измерений.

В практике экспериментальных исследований д. в. с. предпочтение отдается методу прокручивания, т. к. метод выключения зажигания по цилиндрам к карбюраторным двигателям совершенно не применим в силу нарушения тепловых условий на впуске в двигатель после выключения зажигания, а метод выбега с использованием шлейфовых осциллографов сложен и трудоемок.

Расхождения в величине мощности механических потерь, получаемых методом прокручивания, с действительными значениями объясняются отсутствием процесса сгорания. С прекращением процесса сгорания создаются другие физические условия возникновения трения скольжения и насосных потерь, значительно отличающиеся от действительных условий, в которых работают двигатели. В этом случае значения N_m существенно зависят от времени, отделяющего момент измерения механических потерь от момента выключения зажигания (подачи топлива).

Для установления характера изменения N_m по времени после выключения зажигания и перехода на прокручивание от электро-

мотора автором проведено экспериментальное исследование в лаборатории двигателей Горьковского автомобильного завода. Эксперименты производились на двигателе М-21 с заводской регулировкой карбюратора при полном открытии дроссельной заслонки, при установившемся тепловом состоянии ($t_m = 80-85^\circ\text{C}$ и $t_{в.д.} = 75-80^\circ\text{C}$) и постоянном скоростном режиме $n_0 = 1750$ об./мин. Прогрев двигателя и выход его на скоростной режим производился вместе с электротормозом. При достижении заданных условий выключалась подача топлива из расходного бака и двигатель после выработки топлива из карбюратора переводился на режим прокручивания. Определение N_m производилось дважды методом выбега с прокручивания с применением прибора ИСУ-2 [1]. Задержка определения N_m изменялась от 0 до 210 сек. через определенные интервалы времени.

Так как ротор электротормоза имел значительно больший момент инерции по сравнению с приведенным моментом инерции двигателя и большой запас крутящего момента, то с переходом на режим прокручивания обороты изменялись незначительно. При небольшом отклонении оборотов от принятых нами за исходные (n_0) величина измеренной мощности приводилась к заданному скоростному режиму по формуле приведения

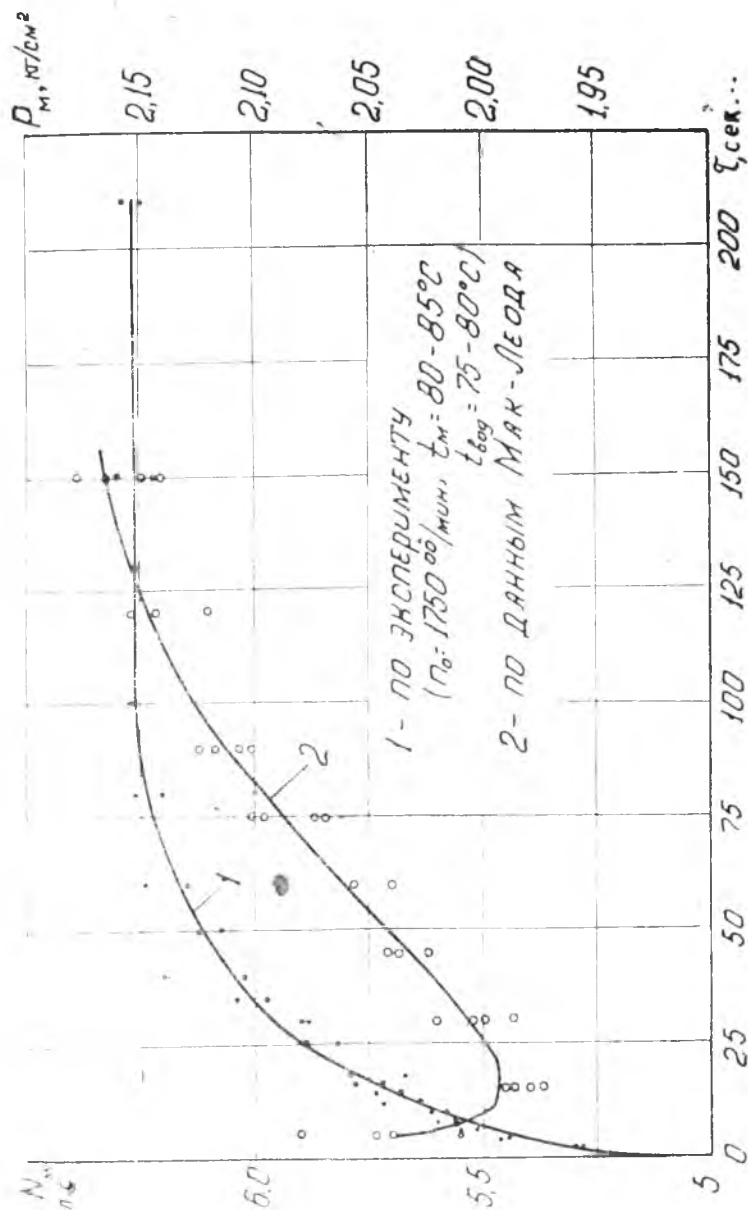
$$N_{m0} = N_m \left(\frac{n_0}{n} \right)^m, \quad (1)$$

где m — показатель степени, предварительно определенный методом выбега при тех же условиях работы двигателя.

Обработанные в соответствии с изложенной выше методикой результаты эксперимента представлены на фиг. 1 (кривая 1). Из рассмотрения фиг. 1 видно, что мощность механических потерь после выключения зажигания имеет минимальную величину, равную 5,20 л. с. С увеличением задержки N_m непрерывно увеличивается с переменной интенсивностью вплоть до $N_m = 6,26$ л. с. при $\tau = 90-100$ сек. Дальнейшее увеличение задержки до $\tau = 210$ сек. не дает количественного изменения N_m , что, видимо, обусловлено наступлением теплового равновесия в масляной пленке, когда вязкость масла на стенке цилиндра остается практически постоянной.

Сравнение полученных величин из зависимости $N_m = f(\tau)$ показывает относительное увеличение мощности механических потерь по крайним ее значениям на 20,5%, т. е. методом прокручивания, ввиду переменной вязкости масляной пленки на стенках цилиндра (в основном, обуславливающей механические потери) и некоторого повышения мощности насосных потерь измеренная мощность механических потерь может отличаться от ее действительного значения на 20%.

Возрастание N_m по времени после перехода на прокручивание подтверждается и работой М. К. Мак-Леода [2] (фиг. 1, кривая 2). Из фиг. 1 видно, что по данным Мак-Леода среднее давление ме-



Фиг. 1.

механических потерь после выключения зажигания первоначально снижается, а затем постепенно возрастает с увеличением продолжительности прокручивания. Уменьшение P_m в начальный момент автор объясняет прекращением выгорания и обуглероживания масляной пленки на стенке цилиндра и увеличением толщины масляной пленки; в дальнейшем с увеличением продолжительности прокручивания температура масла понижается и увеличивается его вязкость.

Как видно из фиг. 1, характер изменения механических потерь на начальном участке, полученном Мак-Леодом (кривая 2), существенно отличается от результатов, представленных кривой 1. Анализ проведенных нами исследований позволяет сделать вывод о том, что при обработке экспериментального материала Мак-Леодом не учитывалась степенная зависимость мощности механических потерь от оборотов, которые неизбежно изменялись при переходе на режим прокручивания. Обоснованность данного вывода подтверждается отсутствием в его работе как методики проведения эксперимента, так и методики обработки результатов исследования зависимости $P_m = f(\tau)$.

Не исключено, что обуглероживание масляной пленки на поверхности цилиндра в работающем двигателе требует дополнительных затрат мощности на ее удаление поршневыми кольцами при движении поршня к в. м. т. в такте «выхлоп-выталкивание», однако эти затраты, видимо, не настолько существенны, чтобы они могли предопределять характер изменения N_m .

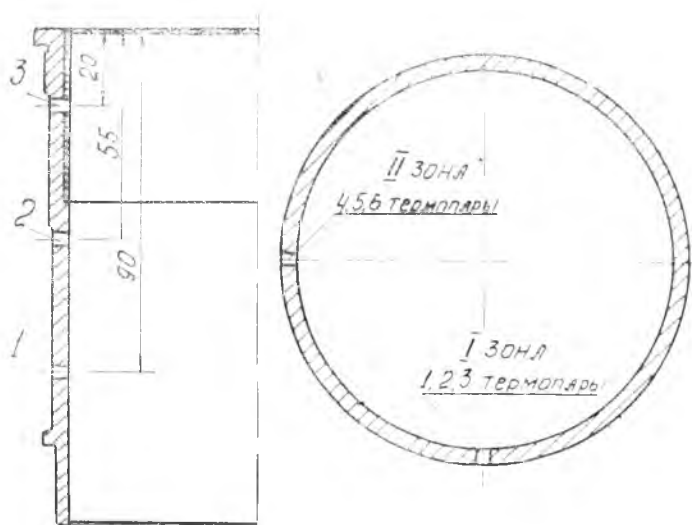
Наше предположение подтверждается работой В. С. Семенова [3], в которой для проверки воздействия пламени на стенки втулки при положении поршня вблизи в. м. т. при давлении $P = 40 \text{ кг/см}^2$ и максимальной температуре втулки 143°C на верхнюю часть ее внутренней поверхности наводился факел пламени и снимались осциллограммы с несколькими скоростными режимами. Сравнительные осциллограммы снимались при тех же условиях, но без пламени. Как показали эксперименты, ни качественного, ни количественного различия не было обнаружено. Из этого автор делает вывод, что режим трения зависит от температуры поверхности и непосредственного влияния на него факел пламени не оказывает.

Эта работа, а также косвенные данные, полученные нами при разработке методики определения механических потерь д. в. с. методом выбега с помощью созданного на кафедре прибора ИСУ-2, позволяют утверждать, что численные значения N_m сразу же после выключения зажигания очень близки к истинным.

Для подтверждения сделанного вывода крайне желательно провести термометрирование внутренней поверхности гильзы цилиндра в процессе перехода с газовой работы двигателя на режим прокручивания и выбега. Последнее и является целью настоящей работы.

В моторной лаборатории кафедры нами проведено термометрирование 4-го цилиндра двигателя М-21. Замер температуры произ-

водился в трех поясах на расстояниях 20, 55 и 90 мм от в. м. т. по образующим гильзы как со стороны коллектора (1 зона), так и со стороны маховика (в плоскости коленчатого вала) — II зона. Схема расположения термопар в гильзе приведена на фиг. 2. В качестве термоэлектродных материалов использовалась проволока железо-копель диаметром 0,55 и 0,68 мм соответственно. Для заделки горячего спая непосредственно на внутренней поверхности гиль-

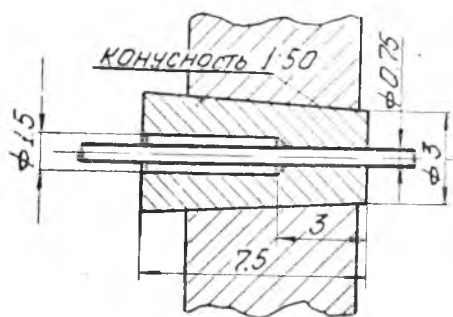


Фиг. 2.

зы цилиндра из армо-железа изготавливались наконечники диаметром 5 мм с центральным отверстием $\varnothing 0,75$ мм для прохода копелевого термоэлектрода. Электрическая изоляция копелевых термоэлектродов надежно обеспечивалась покрытием электротехнической эмалью толщиной 0,03 мм. Попытка получить надежную изоляцию в виде окисной пленки не увенчалась успехом. Малая толщина окисной пленки не гарантирует надежную электроизоляцию при заделке в наконечник термопары, а большая толщина обладает большой пористостью и хрупкостью, что также отрицательно сказывается на электрозащите термопары.

Поверхность отверстия в наконечнике $\varnothing 0,75$ мм тщательно зачищалась. Покрытая эмалью копелевая проволока вставлялась в центральное отверстие с таким расчетом, чтобы конец ее выступал из наконечника на 3—5 мм, после чего производилось завальцовывание до полной герметичности. Завальцованный наконечник проверялся с помощью моста на электросопротивление. При сопротивлении меньшем 10^4 ом термопара отбраковывалась. Подготовленный таким образом наконечник по наружной поверхности

обтачивался на конус по размерам, указанным на фиг. 3. Выступающий конец копелевого термоэлектрода срезался заподлицо с торцом наконечника.



Фиг. 3.

В развернутые с помощью конической развертки отверстия в гильзе цилиндра запрессовывались наконечники термопар. Размеры отверстий в гильзе цилиндра экспериментально подбирались с таким расчетом, чтобы при запрессовывании наконечник выступал внутрь не более 0,2—0,3 мм. Качество заделки проверялось на герметичность под давлением масла 50 кг/см². Обнаруженная течь масла устраня-

лась дополнительным прессованием до полной герметичности.

Второй термоэлектрод — железо — надежно припаивался к выступающему снаружи гильзы наконечнику термопары, после чего оба термоэлектрода раздельно изолировались в хлорвиниловых трубках.

Выступающий внутрь наконечник обрабатывался заподлицо с поверхностью гильзы. При чистовой обработке «наволакивания» материала копелевого электрода на материал наконечника, как предполагалось, не произошло из-за большой толщины (0,03 мм) эмалированного покрытия. Для образования надежного горячего спая на внутреннюю поверхность гильзы в местах выхода наконечников наносился тонкий слой полуды, не превышающий 0,1 мм. Предварительная проверка показала вполне надежную и устойчивую работу термопары данной конструкции.

Градуйровка поверхностных термопар производилась путем сравнения их показаний с показаниями образцового ртутного термометра 2-го разряда с ценой деления 0,1°C. Для измерения э. д. с. градуируемых термопар применяли лабораторный потенциометр ПП. Холодные спай термопар термостатировались при температуре 0°C.

Градуйровка с учетом поправки на барометрическое давление производилась в водяном термостате одновременно всех термопар, заделанных в гильзе, совместно со шлейфовым осциллографом. По мере остывания воды сравнивались показания образцового термометра и термопар (через 10°C). Результаты градуировки всех термопар показали хорошую сходимость их э. д. с. во всем диапазоне изменения температуры с градуировочными таблицами (ОСТ 40114) для железо-копелевых термопар, которыми в дальнейшем пользовались при практической работе. Вместе с этим определялась чувствительность шлейфов. В результате многократных изме-

рений установлено следующее: для плейфов № 1 и 2 чувствительность $\mu_f = 1,934^\circ\text{C}/\text{мм}$; для плейфа № 3 $\mu_f = 2,083^\circ\text{C}/\text{мм}$.

Для установления влияния ряда факторов на характер изменения температуры поверхности гильзы цилиндра при переходе с газовой работы двигателя на прокручивание, программа исследования включала следующее:

1. Для выявления влияния числа оборотов термометрирование производилось на $n=1000, 2000$ и 3000 об/мин при $t_m = 85^\circ\text{C} = \text{const}$, $t_{\text{вод}} = 70^\circ\text{C} = \text{const}$ и полном открытии дроссельной заслонки.

2. Для выявления влияния степени дросселирования эксперименты производились на $n=2000$ об/мин $= \text{const}$, $t_m = 85^\circ\text{C} = \text{const}$, $t_{\text{вод}} = 70^\circ\text{C} = \text{const}$ и степенях открытия дросселя $\lambda = 100, 60$ и 20% .

3. Для выявления влияния температурных условий (масла и охлаждающей воды) эксперименты производились на $n=2000$ об/мин $= \text{const}$, $\lambda = 100\% = \text{const}$, $t_{\text{вод}} = 70^\circ\text{C} = \text{const}$, $t_{m1} = 85^\circ\text{C}$ и $t_{m2} = 50^\circ\text{C}$ и при $t_m = 85^\circ\text{C} = \text{const}$, $t_{\text{вод1}} = 70^\circ\text{C}$ и $t_{\text{вод2}} = 50^\circ\text{C}$.

Кроме этого, производилось измерение температуры поверхности гильзы в процессе выбега с $n=3000$ об/мин.

Методика проведения эксперимента была принята следующей: прогретый до нормального теплового состояния двигатель выводился на заданный режим в соответствии с программой; за 3—5 сек до выключения зажигания двигателя включался плейфовый осциллограф для записи температуры при нормальной (газовой) работе двигателя, после чего выключалось зажигание и двигатель переводился на режим прокручивания на заданных оборотах; запись теплового состояния поверхности гильзы цилиндра производилась в течение 90—100 сек одновременно по трем термопарам каждой зоны.

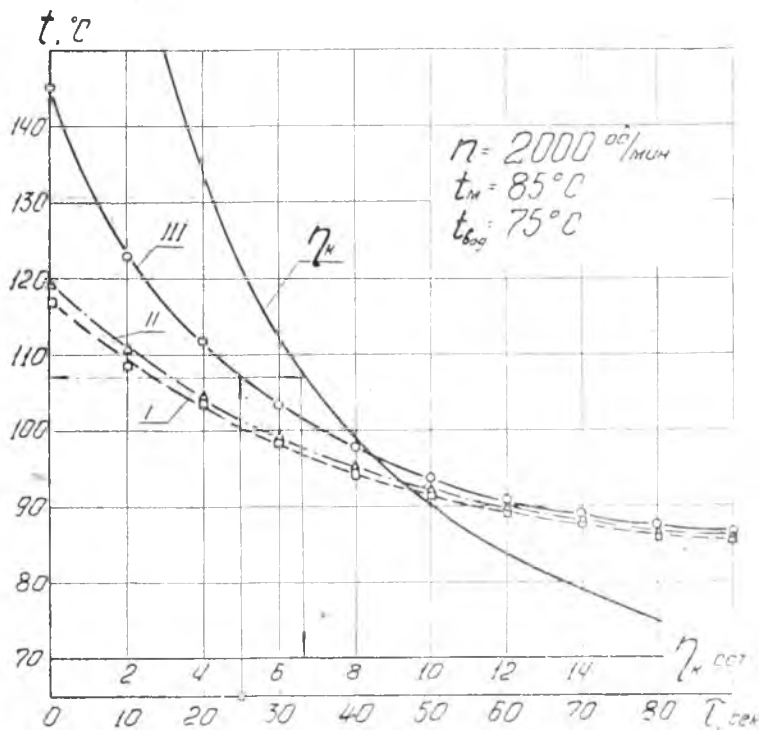
Обработанные результаты исследования для $n=2000$ об/мин и $\lambda=100\%$ приведены на фиг. 4. Как видно из фиг. 4, величина температуры при газовой работе двигателя в верхнем поясе выше, чем по II и I термопарам. Эксперименты показывают, что с ростом оборотов и с увеличением степени открытия дроссельной заслонки на постоянных оборотах, температура по верхней термопаре выше других.

С переходом на режим прокручивания двигателя отсутствие процесса сгорания создаст иные условия теплообмена. В начальный период наблюдается интенсивное падение температуры во всех поясах поверхности гильзы. С увеличением продолжительности прокручивания интенсивность падения температуры уменьшается и к концу измеряемого периода (80—90 сек) температура стабилизируется. При этом температура по всей поверхности гильзы выравнивается.

Как показывают эксперименты, с понижением как температуры масла, так и охлаждающей жидкости при прочих равных усло-

виях, интенсивность падения температуры поверхности гильзы цилиндра с переходом на прокручивание увеличивается.

Здесь же нанесена средняя температура охлаждающей воды, измеренная на выходе из двигателя. Как видно, средняя температура воды несколько ниже минимальной температуры внутренней поверхности гильзы. Последнее объясняется выделяющимся теплом трения поршня и колец о зеркало гильзы цилиндра.



Фиг. 4.

На графиках нанесена кривая изменения вязкости масла СУ (индустриальное — 50) в зависимости от изменения температуры. Для получения такой зависимости нами экспериментально определялась кинематическая вязкость масла при двух температурах: строенной по эмпирическому уравнению [4],

$$\eta_{k35} = 91,4 \text{ cст} \text{ и } \eta_{k75} = 16,1 \text{ cст}, \text{ а затем по номограмме, по-}$$

$$\lg \lg (\gamma_{ik} + 0,8) = a + b \lg t, \quad (2)$$

где t — температура, $^\circ\text{C}$,

a и b — постоянные коэффициенты,

γ_k — кинематическая вязкость, cст ,

определялась вязкость масла при любой температуре в пределах

эксперимента. Как видно из графиков, с переходом на режим прокручивания вязкость масла со временем увеличивается в 2—4 раза по сравнению с вязкостью при нормальной работе двигателя. Увеличение вязкости масла на поверхности гильзы цилиндра приводит к возрастанию мощности, затрачиваемой на механические потери прокручиваемого двигателя.

Сравнение результатов определения N_m методом выбега с прокручивания с результатами измерения температуры поверхности гильзы цилиндра (t_r) в зависимости от времени после выключения зажигания показывает полную сходимость характера изменения $W_m = t(\tau)$ с характером изменения $t_r = \psi(\tau)$. Интенсивность нарастания N_m в начальный момент после выключения зажигания обуславливается интенсивным ростом вязкости масла в связи с падением температуры поверхности гильзы. В дальнейшем интенсивность падения температуры уменьшается, что приводит к замедлению роста мощности механических потерь и последующей стабилизации через 80—90 сек после выключения зажигания.

В силу того, что измерение N_m методом прокручивания на заданном скоростном режиме производится некоторое время спустя после выключения зажигания (в некоторых случаях задержка доходит до 1—1,5 мин) на основании данного экспериментального материала с учетом роста насосных потерь после выключения зажигания становится ясной причина неопределенного по величине завышения (вплоть до 20% и более) мощности механических потерь данным методом по сравнению с действительными ее значениями.

При определении N_m методом выбега с применением электронного счетно-импульсного прибора ИСУ-2 подобная неопределенность исчезает, т. к. N_m двигателя в этом случае измеряется непосредственно вслед за выключением зажигания в течение следующих друг за другом 2—4 оборотов коленчатого вала. Быстродействие процесса измерения в этом случае позволяет практически при тех же температурных условиях производить определение механических потерь. В этом случае определяемая мощность механических потерь всегда будет ближе к ее истинным значениям.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. П. Лукачев, В. Р. Стуканов, Г. В. Уваров. Прибор для измерения условных скоростей и ускорений. Научные труды вузов Поволжья, выпуск 2, Куйбышев, 1965.
2. М. К. Мак-Леод. Трение двигателей. ИИЛ, 1937.
3. В. С. Семенов. Трение поршневого кольца о стенку цилиндра. Журнал «Автомобильная промышленность», № 6, 1962.
4. «Технические нормы на нефтепродукты» (справочная книга). Издание 15, ГНТИ-НГТЛ, 1955.