УДК 621.436.12 ***DOI: 10.46960/2782-5477_2023_4_47***

А. Кориши, С.Н. Хрунков, В.А. Гурин, А.Н. Тихомиров

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
Нижний Новгород, Россия

Проведен анализ экспериментального определения механических потерь дизельного четырехрядного четырехцилиндрового четырехтактного двигателя. Методы исследования: натурные экспериментальные исследования с применением отключения цилиндров. Метод отключения цилиндров используется для определения механических потерь дизеля. Он основан на том принципе, что выходная мощность двигателя пропорциональна количеству работающих цилиндров. При использовании метода один или несколько цилиндров выборочно отключаются, затем измеряется изменение мощности двигателя. Разницу между мощностью двигателя при всех работающих цилиндрах и мощностью при одном отключенном цилиндре принимают за индикаторную мощность отключенного цилиндра. Зная индикаторную и эффективную мощность двигателя, определяем механические потери как разницу между ними.

Ключевые слова: дизельный двигатель, мощность, механические потери.

Актуальность

Дизельные двигатели широко используются для различных целей благодаря их высокому тепловому КПД, надежности и долговечности. Для повышения КПД дизельного двигателя необходимо свести к минимуму механические потери, вызванные трением, перекачкой и другими причинами. Механические потери в дизелях можно определить методом отключения цилиндров [1-3]. При его реализации двигатель работает с постоянной частотой вращения и нагрузкой, и измеряется мощность двигателя. Затем отключают один или несколько цилиндров и снова измеряют мощность двигателя. Разница в мощности двигателя между двумя измерениями считается индикаторной мощностью отключенных цилиндров. Зная индикаторную и эффективную мощность можно найти потери мощности на трение как разницу между ними. Этот процесс повторяется для различных комбинаций отключенных цилиндров для определения общих механических потерь. Метод отключения цилиндра обеспечивает простой и прямой способ определения механических потерь в дизельном двигателе. Однако важно тщательно контролировать частоту вращения двигателя и нагрузку во время измерения, чтобы обеспечить точные результаты. Кроме того, метод остановки цилиндра обеспечивает оценку механических потерь в условиях отсутствия полной нагрузки на отключенный цилиндр, и для подтверждения результатов могут потребоваться дополнительные испытания.

Цель

Целью метода отключения цилиндров является определение механических потерь в дизельных двигателях путем измерения выходной мощности двигателя до и после отключения конкретного цилиндра.

Гипотеза

Найденные механические потери позволят определить индикаторный КПД двигателя, его зависимость от скоростного режима. Индикаторный КПД характеризует качество внутрицилиндровых процессов и демонстрирует наличие или отсутствие возможности их совершенствования.

Задача

Для выполнения метода отключения цилиндра двигатель работает с постоянной частотой вращения и нагрузкой, и измеряется мощность двигателя. Затем отключают один или несколько цилиндров и снова измеряют мощность двигателя. Разница в мощности двигателя между двумя измерениями считается механическими потерями. Этот процесс повторяется для различных комбинаций отключенных цилиндров для определения общих механических потерь.

Объект исследования – дизелный двигатель ANDORIA 4C90, четырехтактный, с наддувом, с предкамерным впрыском, количество и расположение цилиндров 4 в ряд. Техническая характеристика двигателя представлены в табл. 1.

Таблица 1.
Характеристики двигателя ANDORIA 4C90

Характеристики	Значения
Тип двигателя	4CT90-1 MEA 1602; 4CT90-1 MEA 1603
Вид двигателя	дизельный, четырехтактный с наддувом, с предкамерным впрыском
Количество и расположение цилиндров	4, вертикальный
Диаметр цилиндра	90 мм
Ход поршня	95 мм
Рабочий объем	2417 см^3

Методология

Метод отключения цилиндра включает следующие этапы:

1) установка испытательного стенда двигателя;
2) измерение нагрузки и скорости двигателя;
3) отключение цилиндров;
4) измерение выходной мощности;
5) расчет механических потерь.

Особенности метода отключения цилиндров для определения механических потерь в дизеле

Частота вращения двигателя и нагрузка должны поддерживаться постоянными во время отключения цилиндра. Это важно для обеспечения того, чтобы двигатель работал в одинаковых условиях как при измерении полной, так и пониженной мощности. Цилиндры можно отключить, либо отключив впрыск топлива в цилиндр, либо заблокировав впускные и выпускные отверстия. Важно обеспечить последовательное закрытие цилиндров для каждого измерения. Мощность механических потерь N_M – это мощность, затрачиваемая на преодоление внутренних сопротивлений в самом двигателе, а также на привод компрессора или продувочного насоса. [4]. Мощность, снимаемая с коленчатого вала, меньше индикаторной мощности, что обусловлено механическими потерями. К механическим относятся следующие потери.

1. Потери мощности на трение ($N_{тр}$). Они составляют большую часть всех механических потерь. Основные потери приходятся на следующие пары трения:

- поршень и поршневые кольца – стенки цилиндра;
- шейки коленчатого и распределительного валов – подшипники скольжения;
- поршневой палец – бобышки поршня и верхняя головка шатуна.

2. Потери мощности на совершение насосных ходов поршня ($N_{нас}$) или насосные потери.

3. Потери мощности на привод вспомогательных механизмов ($N_{пр}$).
4. Потери мощности на механический привод компрессора ($N_к$).
5. Гидравлические потери мощности ($N_г$) учитывают затрату мощности на преодоление сопротивления движению деталей кривошипно-шатунного механизма в картере.
6. Вентиляционные потери ($N_в$).

Таким образом, мощность механических потерь представляет собой сумму вышеперечисленных видов потерь:

$$N_{мп}= N_{тр}+ N_{нас} + N_{пр} + N_к + N_г + N_в \quad . \tag{1}$$

Механические потери в двигателе оцениваются механическим КПД $\eta_м$, представляющим собой отношение мощности, снимаемой с коленчатого вала (эффективной мощности), к индикаторной мощности [5].

$$\eta_М=\frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i-N_{мп}}{N_i}=1 - \frac{N_{мп}}{N_i} \, . \tag{2}$$

Механические потери считаются частью располагаемой энергии, которая безвозвратно теряется на преодоление любого сопротивления в двигателе, и должны быть максимально минимизированы на этапе проектирования или модификации двигателя. Уменьшая доступную энергию (так называемую ориентировочную работу), механические потери в конечном итоге снижают эффективную мощность двигателя. Снижение эффективной мощности означает, при прочих равных условиях, снижение удельного расхода топлива двигателя [6].

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \, , \tag{3}$$

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

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

$$N_m =F \cdot \nu = \frac{M_c}{t} \, , \tag{4}$$

где F – общинная сила трения движущихся деталей, ν- средняя относительная скорость деталей, M_c – момент сопротивления на валу двигателя, t – время.

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

$$N_m = N_i - N_e \tag{5}$$

Рассмотрим соотношение вырабатываемой и потребляемой мощностей поршневого ДВС. В общем случае на установившемся режиме работы двигателя справедливо известное соотношение между индикаторной мощностью Ni, эффективной мощностью Ne и мощностью механических потерь Nm:

$$N_i=N_e+N_m \tag{6}$$

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

двигателя до тех пор, пока не исчезнет дисбаланс мощности. Мощность N_J, соответствующая кинетической энергии вращающихся масс системы «двигатель – потребитель» равна:

$$N_J = k\omega J \frac{d\omega}{dt}, \quad (7)$$

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

Значения углового ускорения коленчатого вала в переходном процессе определяются из уравнения динамического равновесия вращающихся масс системы «двигатель (индексы д и е) – потребитель (индекс п)»:

$$(J_д - J_п)\frac{d\omega}{dt} = M_д - M_п, \quad (8)$$

где M – крутящий момент на валу двигателя.

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

$$J\frac{\omega_1^2}{2} - J\frac{\omega_1^2}{2} = J\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}, \quad (9)$$

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

$$\delta_{N_m} = \frac{G_T^{(1)} - G_T^{(0)}}{G_T^{(0)}} \quad (10)$$

Общеизвестно, что на режиме холостого хода равенство превращается в тождество $N_i \equiv N_m$ с учетом того, что:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{30\tau}, \text{кВт} \quad (11)$$

получим:

$$\frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{30\tau} \equiv N_m \quad (12)$$

где P_i – среднее индикаторное давление в цилиндре двигателя; V_h – рабочий объем цилиндра; τ – коэффициент тактности двигателя.; τ = 4 – для четырехтактных, τ = 2 – для двухтактных двигателей. *n* – число оборотов, об/мин.

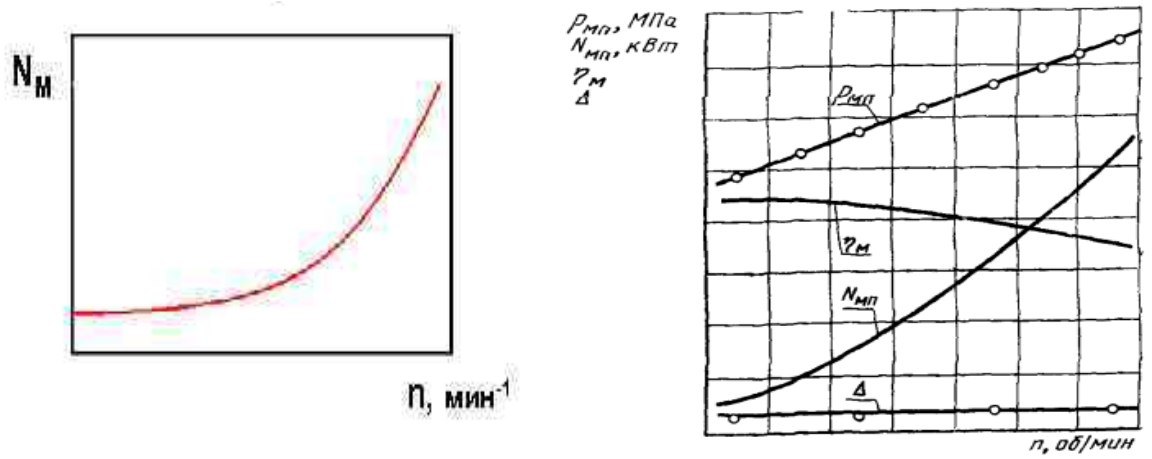

Рис. 1. Графики мощности механических потерь от частоты

При испытаниях двигателя его эффективная мощность рассчитывается через обороты и крутящий момент на валу, измеряемый с помощью тормозной установки по формуле:

$$N_e = M \cdot \omega = \frac{M \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot 10^3} = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{кВт} \quad (13)$$

Измерение мощности: мощность двигателя можно измерить с помощью динамометра или путем измерения расхода топлива и числа оборотов двигателя. Важно точно измерить мощность двигателя, чтобы обеспечить точность расчета механических потерь.

Расчет механических потерь: механические потери рассчитываются как разница между мощностью двигателя при всех работающих цилиндрах и мощностью двигателя при выключенных некоторых цилиндрах. Эту разницу следует разделить на мощность двигателя при всех работающих цилиндрах, чтобы получить процент механических потерь.

Повторное измерение: метод отключения цилиндров следует повторить для различных комбинаций отключенных цилиндров, чтобы определить общие механические потери. Повторяются шаги со 2 по 4 для всех цилиндров, чтобы определить механические потери для каждого цилиндра.

Методика экспериментов и обработка результатов

Первый шаг: измерение нагрузки.

В ходе экспериментов поддерживалась постоянной частота вращения коленчатого вала двигателя. При этом фиксировались показания следующих приборов:

1) тахометр, измеряющий частоту вращения коленчатого вала, n мин$^{-1}$;
2) показания весов тормозного стенда, указывающие момент, тормозящий коленчатый вал двигателя, P, кГс;
3) крутящий момент, развиваемый двигателем, $M_к$ Н·м, получаемый пересчетом;
4) массовый расход топлива из расходной емкости за некоторый промежуток времени, ΔV грамм;
5) время, τ сек, затрачиваемое на расходование топлива в количестве ΔV грамм;
6) частота вращения вала расходомера воздуха $f_{возд}$, 1/сек.

Второй шаг: расчет эффективной мощности, расход топлива

Эффективная мощность определяется скоростным режимом двигателя и развиваемым крутящим моментом:

$$N_e^1 = \frac{M_К(Н.м)\cdot n(МИН^{-1})}{9550}, (кВт)$$

Для расчета крутящего момента использовались показания тормозного стенда и длина плеча рычага: $M_К = 9{,}81\cdot P(кГс)\cdot l_Т(м)$, (Н·м)

Для определения часового расхода топлива в ходе работы двигателя мы измеряли секундомером время, необходимое для потребления 50 г топлива в емкости, установленной на весы.

$$G_Т \frac{\Delta V(г)\cdot 3{,}6}{\tau(С)}, (кг/ч)$$

Третий шаг: отключение цилиндров.

Четвертый шаг: расчет эффективной мощности и расход топлива.

$$Ne2 = \frac{M_К(Н.м)\cdot n(МИН^{-1})}{9550}, (кВт)$$

$$G_Т \frac{\Delta V(г)\cdot 3{,}6}{\tau(С)}, (кг/ч)$$

Пятый шаг: расчет механических потерь

Niцил=Ne1- Ne2, (кВт)

Ni=4·Niцил, (кВт)

NM=Ni–Ne, (кВт)

$$P_м = \frac{N_м\cdot V_h\cdot n}{30\tau}, (Мпа)$$

Vh=2,417 дм3

Средняя скорость поршня $C_n = \frac{S\cdot n}{30}$

S – ход поршня, S=95мм

Результаты обработки экспериментальных данных представлены в табл. 2.

Таблица 2.
Результаты расчета

n [мин$^{-1}$]	$N_М$ [кВт]	Cп [м/с]	Рм[Мпа]
1200	2,4	3,8	0,09
2000	3,67	6,3	0,09
2400	5,9	7,6	0,12
2500	7,06	7,9	0,14

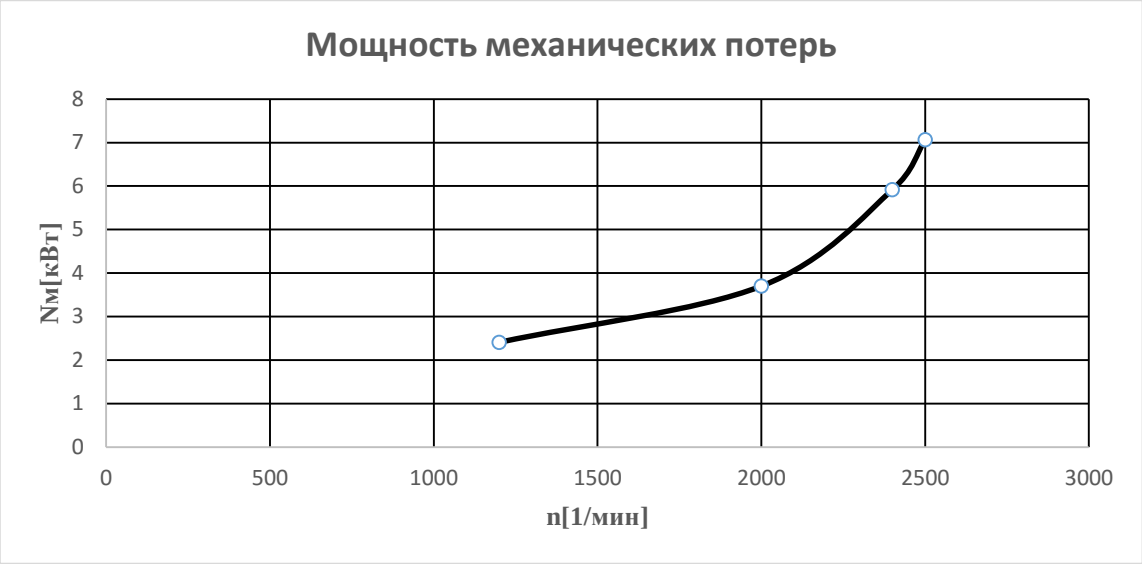

Рис. 2. Мощность механических потерь

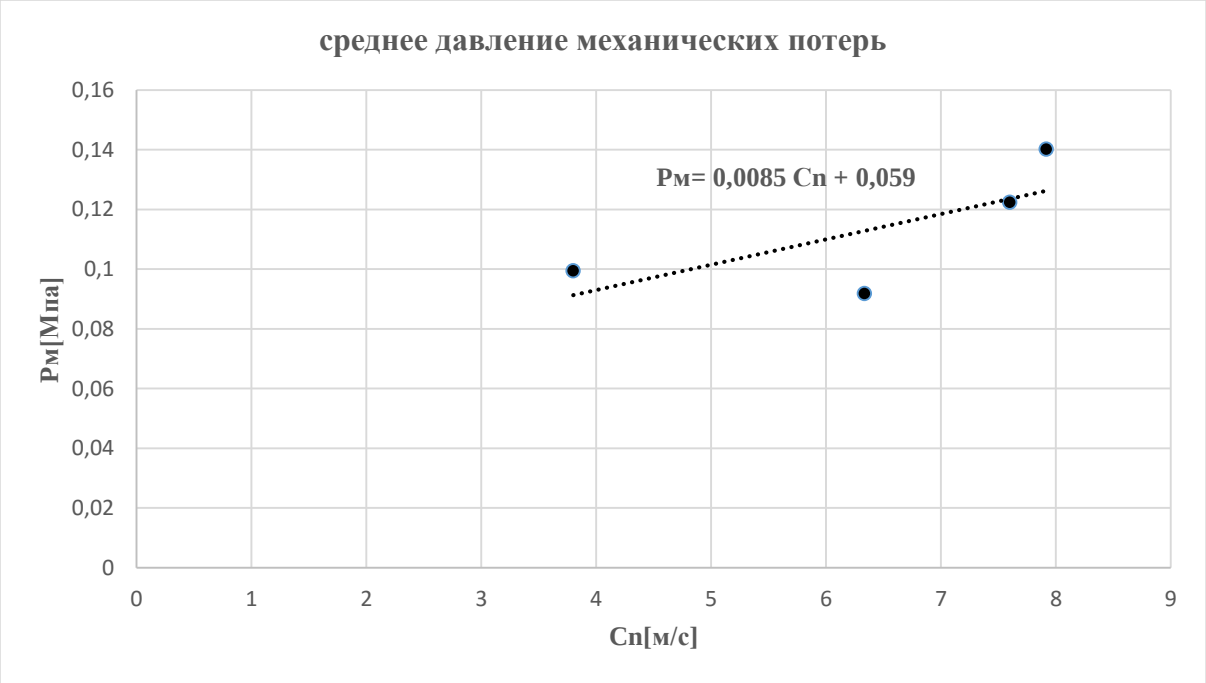

Рис. 3. Среднее давление механических потерь

Выводы

Разница в мощности двигателя между двумя измерениями является индикаторной мощностью отключенных цилиндров. Зная индикаторную и эффективную мощность можно найти потери мощности на трение как разницу между ними. Для решения задачи построен и проанализирован график изменения (рис. 2, 3). Как известно, механические потери оцениваются КПД , $\eta_м = \frac{N_e}{N_i}$. Тогда мы сможем найти индикаторный КПД : $\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_м}$

Анализ полученных результатов показывает высокий разброс экспериментальных данных, обусловленных погрешностями метода измерения механических потерь. Это вызвано тем, что среднее эффективное цикловое давление в отключенном цилиндре значительно меньше среднего эффективного циклового давления в том же, но работающем, цилиндре. Таким образом, данный метод измерения механических потерь требует создания корректирующей методики, учитывающей падение давления в отключаемом цилиндре.

Библиографический список

1. Кузнецов, М.В. Совершенствование показателей работы 4-х тактного дизеля автотракторного типа на режимах малых нагрузок и холостых ходов: автореф. дисс. … канд. техн. наук. – М., 2008. – 21 с.
2. Федосеев, С.Ю. Анализ характеристик холостого хода дизеля Д-240 при отключении части цилиндров / С.Ю. Федосеев, А.А. Петелин, М.А. Русанов и др. // Вестник ЧГАА. 2010. Том 58. С. 166-169.
3. Петелин А.А., Федосеев С.Ю. Анализ нагрузочных характеристик дизеля Д-240 при отключении части цилиндров // Вестник ЧГАА. 2010. Том 58. С. 148-151.
4. Богатырев, А.В. Тракторы и автомобили/А.В.Богатырев, В.Р.Лехтер. – Москва, 2005. – 400 с.
5. Кухаренов, Г.М. Тиория робчих процессов двигателей внутреннего сгорания. – Минск: БНТУ. 2011. – 59 с.
6. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний. Учебное пособие по дисциплине «Специальные главы конструирования и САПР» (Электронное учебное издание) / С.В. Путинцев. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2011. URL: http://www.cdl.bmstu.ru/e2/.