

УДК 621.432.018.2

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.Ю. Белик, асп.

МНОГОФАКТОРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Введение

Основная доля механических потерь ($P_{мп}$) связана с преодолением сил трения, возникающих в подвижных сопряжениях и рабочих органах двигателя. В процессе эксплуатации силы трения обуславливают износ сопрягаемых деталей, что является главной причиной выхода из строя двигателя. Поэтому, зная уровень механических потерь в двигателе, можно прогнозировать его техническое состояние на любой стадии жизненного цикла, начиная с первичной обкатки. Второй важнейшей причиной, приводящей к необходимости оценки механических потерь в двигателе, является их влияние на показатели топливной экономичности. На преодоление механических потерь расходуется до 20% потребляемого двигателем топлива. Поэтому влияние механических потерь необходимо учитывать, как при эксплуатации, так и при проведении научных исследований, направленных на снижение удельного эффективного расхода топлива. Особенно это актуально для транспортных двигателей с газотурбинным наддувом, работающих в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала и нагрузок.

Применение методов математического моделирования к решению задач определения механических потерь в двигателе до настоящего времени не подтвердил свою эффективность из-за множества влияющих и изменяющихся факторов, разнообразия причин, вызывающих эти изменения.

Указанные причины вызывают необходимость экспериментальной оценки закономерностей изменения ($P_{мп}$), однако сложность таких исследований и отсутствие единой методики эксперимента приводят к непоставимым или противоречивым результатам.

В тоже время опыт показывает, что абсолютные значения механических потерь, определенные по единой методике для двигателей одного конструктивного выполнения, могут отличаться, более чем на 5 %.

Механические потери двигателей одного назначения, отличающихся схемой, конструкцией деталей, диаметром цилиндра и ходом поршня, числом цилиндров и поршневых колец, вспомогательными агрегатами, определенные по единой методике, отличаются по абсолютной величине до 25 %, однако имеют общий характер изменения от влияющих факторов, например, от частоты вращения коленчатого вала.

В связи с этим, ставится задача обосновать метод определения механических потерь, на основе экспериментальных данных предложить модель и дать анализ механических потерь в современном двигателе с газотурбинным наддувом при относительном изменении влияющих факторов.

Постановка проблемы

Механические потери в дизеле состоят из двух групп: потери на трение ($P_{тр.}$), к которым относят потери в цилиндропоршневой группе, кривошипно-шатунном механизме, механизме газораспределения, потери на привод вспомогательных агрегатов систем двигателя и насосные потери ($P_{н.п.}$), связанные с газообменом.

К $P_{мп}$ также относят газодинамические потери на перетекание заряда между полостями камеры сгорания.

Потери на трение зависят, в первую очередь, от частоты вращения коленчатого вала двигателя (n) и температуры смазочного масла (t_m), температуры охлаждающей жидкости ($t_{ож}$). Кроме того, на $P_{тр}$

влияет среднее давление газов в цилиндре (P_{cp}), являющееся функцией степени сжатия (ϵ), параметров наддува (P_s, T_s) и противодействия газов на выпуске (P_T).

Насосные потери в дизеле с газотурбинным наддувом обусловлены разницей в величинах работ воздуха за ход наполнения и газов за ход выталкивания. Они связаны с P_s, P_T и газодинамическими потерями в клапанах $\Delta P_{кл.}$ $\Delta P_{кл.}$ – потери во впускных и выпускных клапанах, которые можно рассматривать как местные газодинамические сопротивления пропорциональные объемному расходу воздуха и газа на входе и выходе двигателя. Таким образом,

$$P_{н.п.} = f(P_s, P_T, \Delta P_{кл.}).$$

Значения P_s, P_T зависят от режима работы и могут быть определены в результате испытаний дизеля. Газодинамические потери в клапанах, зависят главным образом от частоты вращения коленчатого вала двигателя (n), кроме того, на $\Delta P_{кл.}$ могут влиять степень сжатия (ϵ) и тепловая напряженность цикла, которую предложено характеризовать [3] отношением цикловой подачи топлива (q_u) к плотности воздуха на впуске (γ).

Сложившееся при исследовании безнаддувных дизелей представление, что механические потери зависят лишь от частоты вращения коленчатого вала двигателя $P_{м.п.} = a + b \cdot n$, где n – частота вращения коленчатого вала двигателя; a, b – постоянные коэффициенты для определенного типа двигателя, и не зависят от других факторов, оказывается неприемлемым для дизелей с газотурбинным наддувом.

$P_{мп}$ по аналогии с P_i характеризует удельную работу механических потерь при осуществлении одного цикла.

$$P_{мп} = P_i - P_e. \quad (1)$$

Значение P_e входящее в формулы (1) достаточно легко и с достаточной точностью можно определить в ходе испытаний двигателя. Определению P_i

препятствуют чисто технические трудности, связанные с необходимостью индцирования каждого цилиндра двигателя из-за неравномерности их работы, а также оценки погрешности при определении среднего индикаторного давления.

Нахождение зависимостей $P_{мп}$ от влияющих факторов в широком диапазоне их варьирования для быстроходного дизеля с газотурбинным наддувом является сложной задачей, которую с наибольшей достоверностью и наименьшими материальными и временными затратами на исследования можно решить при проведении экспериментов на одноцилиндровом дизеле.

При одинаковой конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения $P_{м.п.}$ одноцилиндрового дизеля будут отличаться от соответствующих потерь в многоцилиндровом двигателе только разницей потерь на привод вспомогательных агрегатов и систем. И если эта разница невелика, то относительное изменение механических потерь от режимных факторов будет носить обобщенный характер, в том числе, возможно, и для других дизелей, имеющих аналогичные конструкции цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения.

Цель проведенного исследования: получить исходные данные закономерности изменения механических потерь и на их основании предложить метод моделирования относительного изменения механических потерь от влияющих факторов в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом. В качестве влияющих факторов рассматривались: скорость поршня (C_n), температура смазочного масла и охлаждающей жидкости, давление и температура воздуха на впуске, противодействие на выпуске, степень сжатия, отношением цикловой подачи топлива к плотности воздуха на впуске (q_u/γ).

Методика проведения исследований

Т.к. $P_{м.л.} = P_{тр.} + P_{н.л.}$, то для нахождения исходных зависимостей $P_{м.л.} = f(C_{п}, t_{м}, t_{ож}, P_s, P_T, T_s, \varepsilon, \Delta P_{кл.})$, в начале были определены потери на трение, а затем насосные потери.

Потери на трение определялись прокручиванием двигателя от постороннего источника энергии. Данный метод технически прост, но требует строгого контроля температурного режима двигателя. Методика повышения эффективности исследования потерь на трение при прокручивании двигателя приведена в работе [1].

$P_{н.л.}$ определялись по опытным диаграммам насосных ходов. Полученные на одноцилиндровом дизеле данные соответствовали реальным условиям работы с приемлемой погрешностью измерений.

Эксперименты проведены на опытном одноцилиндровом дизеле, основные конструктивные элементы и регулировки которого, влияющие на механические потери и протекание рабочего процесса, соответствуют дизелю 6ЧН 13/11,5.

При проведении эксперимента были выбраны следующие пределы варьирования каждого из влияющих факторов: $t_m - 40 \dots 100$ °C; $t_{ож} - 50 \dots 100$ °C; $\varepsilon - 13,5 \dots 15,5$; $C_{п} - 4,6 \dots 8,82$ м/с; $P_s, P_T - 0,1 - 0,24$ МПа; $t_s - 20 \dots 65$ °C, $q_u/\gamma - 0,95 \dots 7,5 \cdot 10^{-5}$ кг_{топл}/((кг/м³)_{возд}) [2, 3].

Для получения и обобщения зависимостей $P_{м.л.}$ от исследуемых параметров и проведения анализа применен многофакторный метод узловых точек [4].

Достоинством данного метода является возможность визуальной оценки изменения параметров многофакторных процессов в относительном виде, что создает оптимальные условия сочетания неформальных и формальных методов исследования. В соответствии с методом узловых точек многомерная функция $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ может быть рассмотрена как функция, состоящая из n ветвей одномерных функций $f(x_1), f(x_2), \dots, f(x_n)$. Разветвление этих функ-

ций происходит в точке (узловой), где численное значение зависимой переменной ($y=y_0$) есть общее для всех ветвей. Характерной особенностью этой точки является то, что она позволяет “связать” одномерные (однофакторные) функции в многофакторную модель.

Многомерная поверхность в соответствии с методом узловых точек может быть представлена в виде

$$\bar{P}_{м.л.} = \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i), \quad (2)$$

где $\bar{P}_{м.л.}$ – относительное изменение механических потерь. Для того чтобы перейти от относительной величины $\bar{P}_{м.л.}$ к общепринятой величине механических потерь, достаточно правую часть выражения (2) умножить на численное значение параметра в узловой точке, т. е.

$$\bar{P}_{м.л.} = P_{м.л.о} \prod_{i=1}^n \varphi_i(x_i). \quad (3)$$

Результаты исследований

На рис. 1 приведены зависимости относительных потерь на трение, и относительных потерь в клапанах полученные в результате обобщения данных исследований, проведенных на одноцилиндровом двигателе.

В результате проведенных исследований и обработки экспериментальных данных, для дизелей 6ЧН 13/11,5, была получена аналитическая многофакторная модель относительных механических потерь дизеля при различных уровнях влияющих факторов:

$$P_{м.л.} = \left(0,229 \cdot \frac{1}{(0,505 + 5,5 \cdot 0,001 t_m)} \times \frac{1}{(0,82 + 2 \cdot 0,001 t_{ож})} \times \right. \\ \left. \times (1,16 \cdot \varepsilon + 83,18) \cdot 10^2 \times \frac{1}{(2,14 - 0,1416 \cdot C_n)} \times (0,64 + 2 \cdot P_s) \right) + \\ + [P_T - P_s] + \\ + \left((0,0707 \cdot (0,1519 \cdot C_n - 0,212) \times (0,0615 \cdot \varepsilon + 0,1079) \times \right. \\ \left. \times (0,0381 \cdot q_u / \gamma + 0,8077) \right)$$

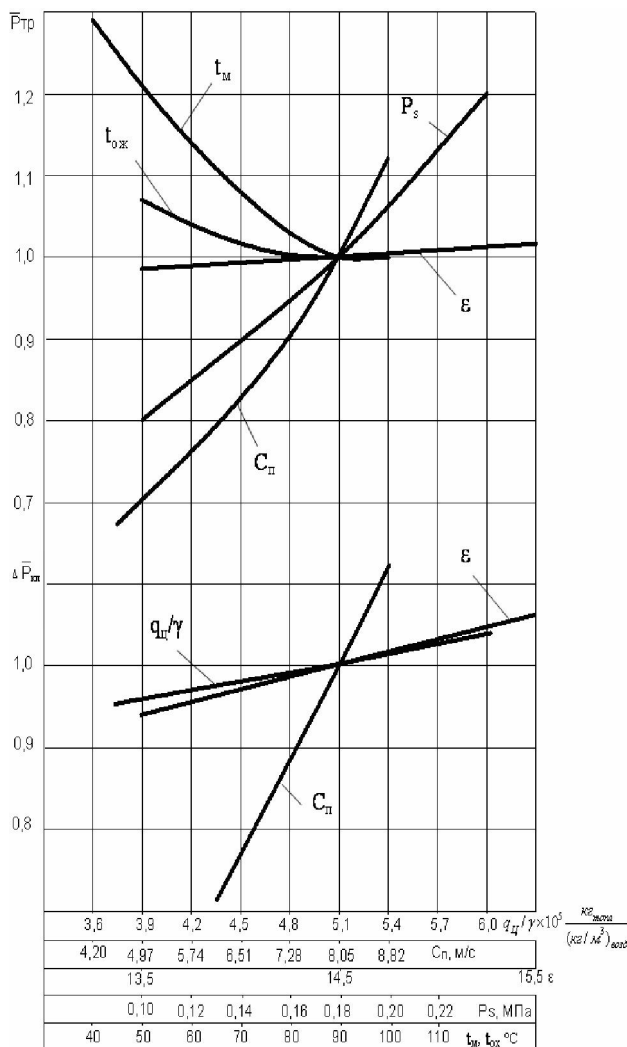


Рис. 1. Относительное изменение $\bar{P}_{мр}$ и $\Delta \bar{P}_{кл}$ при различных уровнях исследуемых факторов

Характерной особенностью данной модели и ее графического отображения (рис. 1) является то, что в узловой точке при $t_m=90^\circ C$, $t_{ож}=90^\circ C$, $P_s=0,18$ МПа, $P_T=0,18$ МПа, $\epsilon=14,5$, $C_{\pi}=8,05$ м/с, $q_u/\gamma=5,1 \cdot 10^5$ $кг_{топл}/(кг/м^3)_{возд}$ значения $\bar{P}_{мр}$ и $\Delta \bar{P}_{кл} = 1$.

Для данного двигателя значение $P_{м.п.}$ в узловой точке составило 0,2867 МПа.

Для примера, определим значение механических потерь для режима работы двигателя, со следующими параметрами: $t_m=90^\circ C$, $t_{ож}=90^\circ C$, $P_s=0,1$

МПа, $P_T=0,1$ МПа, $\epsilon=14,5$, $C_{\pi}=7,283$ м/с, $q_u/\gamma=7,09 \cdot 10^5$ $кг_{топл}/(кг/м^3)_{возд}$, тогда значение $P_{м.п.} = 0,2245$ МПа.

Выводы

В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований для дизелей 6ЧН 13/11,5:

1) предложена аналитическая многофакторная модель относительного изменения механических потерь в двигателе, которая дает возможность с большей точностью определять значения индикаторных и эффективных показателей по параметрам, определенным в результате испытаний;

2) полученная многофакторная модель, позволяет проводить сравнительный анализ механических потерь для различных модификаций двигателей этого класса, находить значения $P_{м.п.}$ при различных сочетаниях режимных и конструктивных параметров (C_{π} , t_m , $t_{ож}$, P_s , P_T , T_s , ϵ , $\Delta P_{кл}$), уточнять значения механических потерь на любых режимах работы ДВС.

Список литературы:

1. Парсаданов И. В., Белик С.Ю. "Особенности определения потерь на трение в быстроходном дизеле, методом прокручивания коленчатого вала" // Вісник національного політехнічного університету „ХПІ”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск Автомобіле- і тракторобудування.- Харків: НТУ „ХПІ”.-2004.- № 14. с. 69-74. 2. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Многофакторный анализ потерь на трение в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом // Двигатели внутреннего сгорания // Научно – технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005, №1(6). – с. 157. 3. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Оценка насосных потерь в автотракторном дизеле с газотурбинным наддувом // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2007. - №33. – 200 с. 4. Федорец В. А., Парсаданов И. В. "Многофакторный анализ коэффициента наполнения дизеля" // Двигателестроение, №1.-1988.- с.3-5.