

И.В.Парсаданов, д-р техн. наук, А.Н. Пойда, д-р техн. наук, Д.Г. Сивых, инж.

МОДЕЛЬ ИДЕНТИФИКАЦИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Наиболее важными показателями технического уровня и конкурентоспособности современных дизелей являются надежность, топливная экономичность и токсичность выбросов ОГ. Оценку дизеля по этим показателям наиболее просто и с достаточной точностью можно проводить по результатам стендовых испытаний. Однако степень загрузки дизеля и время его работы на определенных режимах, которые характеризуются крутящим моментом и частотой вращения коленчатого вала, зависят от назначения машины. Поэтому практическая ценность полученных результатов будет максимальной в том случае, если режимы и циклы стендовых испытаний выбираются с учетом особенностей эксплуатации машины или агрегата, на котором установлен дизель. Таким образом, речь идет об использовании моделей эксплуатации двигателей определенного назначения для воспроизведения аналогичных режимов и циклов при стендовых испытаниях.

Для обобщения моделей эксплуатации двигателей определенного назначения используют относительные показатели долевой наработки, крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала.

Эти модели могут быть идентифицированы для оценок и прогнозирования, к примеру, усталостной и длительной прочности деталей цилиндропоршневой группы тракторных и комбайновых дизелей, а также эксплуатационных показателей расходов топлива и масла, выбросов с ОГ вредных веществ и других показателей. Однако серьезным препятствием к широкому применению таких моделей являются материальные затраты на получение информации о режимах эксплуатации двигателей определенного назна-

чения.

Экспериментальные данные о характере и времени загрузки дизелей в эксплуатации, которые могут служить основанием для построения обобщенных моделей эксплуатации двигателей, получают в результате сложных исследований с применением специальных датчиков и дорогостоящей аппаратуры. К примеру, измерение крутящего момента дизеля в процессе эксплуатации составляет серьезную проблему.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем

Анализ публикаций показывает, что часть задач, затрагиваемых в данной работе, в научном плане уже решалась или решается как самостоятельно поставленные задачи.

Например, в НТУ «ХПИ» разработаны обобщенные модели эксплуатации автомобильных, тракторных и комбайновых дизелей, изложенные в работе [1], в которых совокупность эксплуатационных режимов двигателя в эксплуатации заменяют представительными полигонами, являющимися рядом дискретных сочетаний частоты вращения коленчатого вала n_i и крутящего момента $M_{кр_i}$, для каждого из которых определено время наработки. Суммарные расход топлива и вредные выбросы с ОГ, определяемые при стендовых испытаниях по представительным полигонам модели эксплуатации, практически эквивалентны показателям ездовых циклов при умеренном ускорении переходных процессов, что характерно для работы грузовых автомобилей и самоходных сельскохозяйственных машин в эксплуатации.

Каждый из исследуемых показателей работы двигателя в границах отдельно взятого i -го полигона приводится к центру полигона, имеющего конкретную величину M_{kpi} , и n_i . Возникающая при этом погрешность определения характеристик эксплуатационных режимов в выбранных пределах зависит от числа полигонов. Считают приемлемой погрешность 5...8 %.

Если для каждого из полигонов определена его вероятность, характеризующая долевой годовой занятостью, то модель эксплуатации двигателя представляется в виде

$$P_i = f(M_{kpi}, n_i), \quad (1)$$

где P_i , M_{kpi} , n_i — долевая наработка, крутящий момент и частота вращения коленчатого вала двигателя при i -ом полигоне эксплуатационных режимов.

Данную модель можно рассматривать как квазистационарную, т.е. полагать, что внутри конкретного полигона представительные значения M_{kpi} , и n_i не меняются в течение долевой наработки P_i . Область модели ограничивается регуляторной и внешней характеристиками двигателя, а также реальными минимальными значениями крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала, которые могут встретиться в эксплуатации.

Современные автотракторные дизели оснащены микропроцессорными системами управления [2], имеющими в своём составе средства измерения, обработки и хранения информации о параметрах процессов в дизеле, в том числе о частоте вращения коленчатого вала, расходе воздуха, топлива и др.

На современных автомобилях зарубежного производства, на некоторых автомобилях ВАЗ устанавливаются маршрутные компьютеры (МК) [3], как средство выдачи оперативных данных водителю о мгновенном расходе топлива. МК позволяет накапливать информацию о среднем расходе топлива,

пройденном пути и времени в пути при движении от пункта до пункта. Однако он не обеспечивает возможность определять режим работы двигателя и экспортировать информацию в наружные технические средства.

Цель работы

Целью данного исследования является обоснование и разработка математической модели идентификации режимов работы дизеля по расходу топлива и частоте вращения коленчатого вала.

Модель идентификации режимов работы дизеля

Исходим из того, что эффективную мощность двигателя можно представить известным выражением

$$N_e = \frac{Q_n}{3600} \cdot G_m \cdot \eta_e = \frac{Q_n}{60 \cdot i} \cdot G_{mц} \cdot \eta_e \cdot n, \quad (2)$$

где Q_n — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

η_e — эффективный КПД,

$G_{mц}$ — цикловая подача топлива, кг/цикл,

G_m — часовой расход топлива, кг/ч,

n — частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹,

i — коэффициент тактности.

Применяемый в оценках эффективности функционирования транспортных машин коэффициент использования мощности двигателя K_u можно представить как отношение текущего значения эффективной мощности N_e к эффективной мощности номинального режима $N_{ен}$:

$$K_u = \frac{N_e}{N_{ен}} = \frac{G_m}{G_{mн}} \cdot \frac{\eta_e}{\eta_{ен}} = \frac{G_{mц}}{G_{mцн}} \cdot \frac{\eta_e}{\eta_{ен}} \cdot \frac{n}{n_n}, \quad (3)$$

где $G_{mн}$, $G_{mцн}$, $\eta_{ен}$, n_n — перечисленные выше показатели с дополнительным индексом «н» относятся к режиму номинальной мощности.

Обозначим относительные значения:

$$\bar{M}_{кр} = \frac{M_{кр}}{M_{крн}} - \text{крутящего момента,} \quad (4)$$

$$\bar{G}_m = \frac{G_m}{G_{мн}} - \text{часового расхода топлива,} \quad (5)$$

$$\bar{G}_{мц} = \frac{G_{мц}}{G_{мцн}} - \text{цикловой подачи топлива,} \quad (6)$$

$$\bar{\eta}_e = \frac{\eta_e}{\eta_{ен}} - \text{эффективного КПД,} \quad (7)$$

$$\bar{n} = \frac{n}{n_n} - \text{частоты вращения коленчатого вала.} \quad (8)$$

С учётом принятых обозначений

$$\bar{M}_{кр} = \bar{G}_{мц} \cdot \bar{\eta}_e, \quad (9)$$

$$K_u = \bar{N}_e = \bar{G}_m \cdot \bar{\eta}_e = \bar{G}_{мц} \cdot \bar{\eta}_e \cdot \bar{n}. \quad (10)$$

Известно, что на эффективный КПД ($\bar{\eta}_e$) влияют скоростной и нагрузочный режимы. Чтобы учесть этот факт, обозначим зависимость относительного значения эффективного КПД от частоты вращения по внешней скоростной характеристике $\bar{\eta}_{ен} = f(\bar{n})$. Влияние нагрузки на эффективный КПД – представим как зависимость КПД от цикловой подачи при работе дизеля по нагрузочной характеристике $\bar{\eta}_{ег} = f(\bar{G}_{мц})$.

Тогда уместно предположить, что во всей области возможных нагрузок дизеля, ограниченной внешней скоростной и регуляторной ветвью характеристик, любая частичная нагрузка принадлежит некоторой нагрузочной характеристике, которая имеет общую точку, расположенную на внешней скоростной характеристике. В этой общей точке $\bar{\eta}_{ег} = \bar{\eta}_{ен}$. Следовательно, все поле возможных нагрузок можно представить как множество нагрузочных характеристик, каждая из которых имеет общую точку, расположенную на внешней скоростной характеристике, где $\bar{\eta}_{ег} = \bar{\eta}_{ен}$.

Предположим, что существует некоторое ос-

редненное $\bar{\eta}_{ео}$ относительное значение эффективного КПД, достоверно отражающее характер изменения эффективного КПД от нагрузки. По существу речь идет о поправочном коэффициенте, который может сохранить характер изменения $\bar{\eta}_{ег} = f(\bar{G}_{мц})$ по нагрузочной характеристике, но привести его в соответствие с изменением $\bar{\eta}_{ен} = f(\bar{n})$ по внешней скоростной характеристике. Формально это можно выразить так

$$\bar{\eta}_{ег} = \bar{\eta}_{ео} \cdot \bar{\eta}_{ен}. \quad (11)$$

Равенство $\bar{\eta}_{ег} = \bar{\eta}_{ен}$ будет выполняться только в том случае, если в общей точке на внешней скоростной характеристике $\bar{\eta}_{ео} = 1$. Для этого либо требуется нагрузочная характеристика, снятая при номинальной частоте вращения коленчатого вала, либо зависимость $\bar{\eta}_{ег} = f(\bar{G}_{мц})$, полученная другим способом. Зависимость (11) позволит получить множество значений относительного эффективного КПД в пределах рабочей зоны дизеля, каждая из которых представляет нагрузочную характеристику с общей точкой на внешней скоростной характеристике.

Проверка адекватности модели

Для проверки адекватности модели, воспользуемся данными по дизелю СМД-31А.15 для автобуса, опубликованными в работе [4]. В этой работе внешняя скоростная характеристика дизеля СМД-31А.15, представлена в графическом виде как зависимость от частоты вращения коленчатого вала, эффективной мощности, крутящего момента, часового и удельного расхода топлива. Для обработки данных с помощью компьютера, она оцифрована и сглажена, затем по известным формулам вычислены показатели: эффективный КПД, цикловая подача топлива, крутящий момент.

Из работы [1] заимствованы данные об эффективном КПД и цикловой подаче топлива для трех

нагрузочных характеристик дизеля СМД-31А.15. Конечные значения параметров и показателей каждой из трех нагрузочных характеристик соответствуют точкам внешней скоростной характеристики.

По этим данным как среднее арифметическое трех рассматриваемых характеристик получена одна обобщенная кривая зависимости эффективного КПД от цикловой подачи топлива $\bar{\eta}_{eg} = f(\bar{G}_{mц})$ (рис. 1).

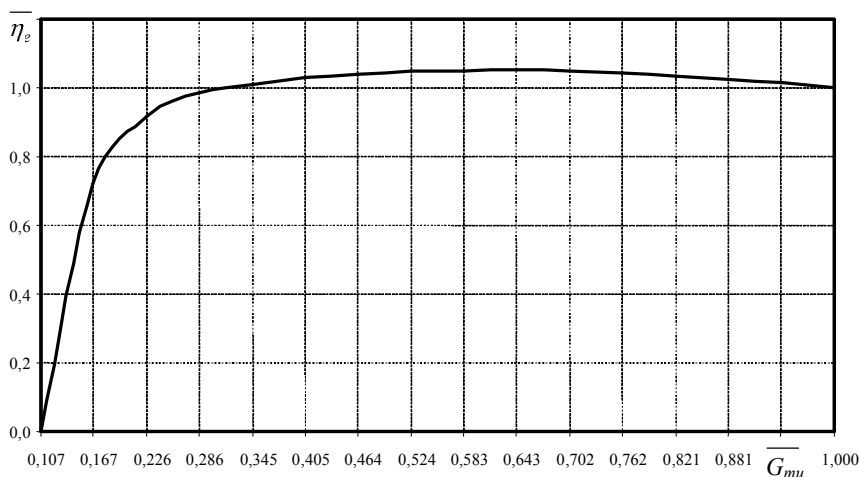


Рис. 1 – Зависимость относительного приведенного значения эффективного КПД от относительной цикловой подачи при работе дизеля СМД-31А.15 по нагрузочной характеристике

Если измерен расход топлива, то пользуясь зависимостью (рис. 1) относительного приведенного значения эффективного КПД от относительной цикловой подачи при работе дизеля СМД-31А.15 по нагрузочной характеристике и зная изменение КПД по внешней скоростной характеристике, по формуле (11) вычислили относительный эффективный КПД, а затем по формуле (9) определили относительный крутящий момент и по формуле (10) – коэффициент загрузки дизеля для 16 режимов работы (нагрузочные характеристики). Практически открывается возможность определения всех эффективных показателей в относительных или абсолютных величинах.

На рис. 2 приведены зависимости: относительного крутящего момента, относительных цикловых подач топлива и относительного эффективного КПД от коэффициента загрузки дизеля СМД-31А.15 для 16 фиксированных значений частоты вращения коленчатого вала.

На этих примерах показана возможность определять семейство нагрузочных характеристик в зависимости от коэффициента загрузки дизеля во всём диапазоне режимов его работы и совмещать внешнюю скоростную характеристику с нагрузочными характеристиками.

Выводы

Предложенный подход ориентирован на применение информационных технологий в эксплуатации дизелей. Предложенная математическая модель определения режимов работы дизеля адекватно описывает характеристики и позволит накапливать информацию о его загрузке в процессе рядовой эксплуатации.

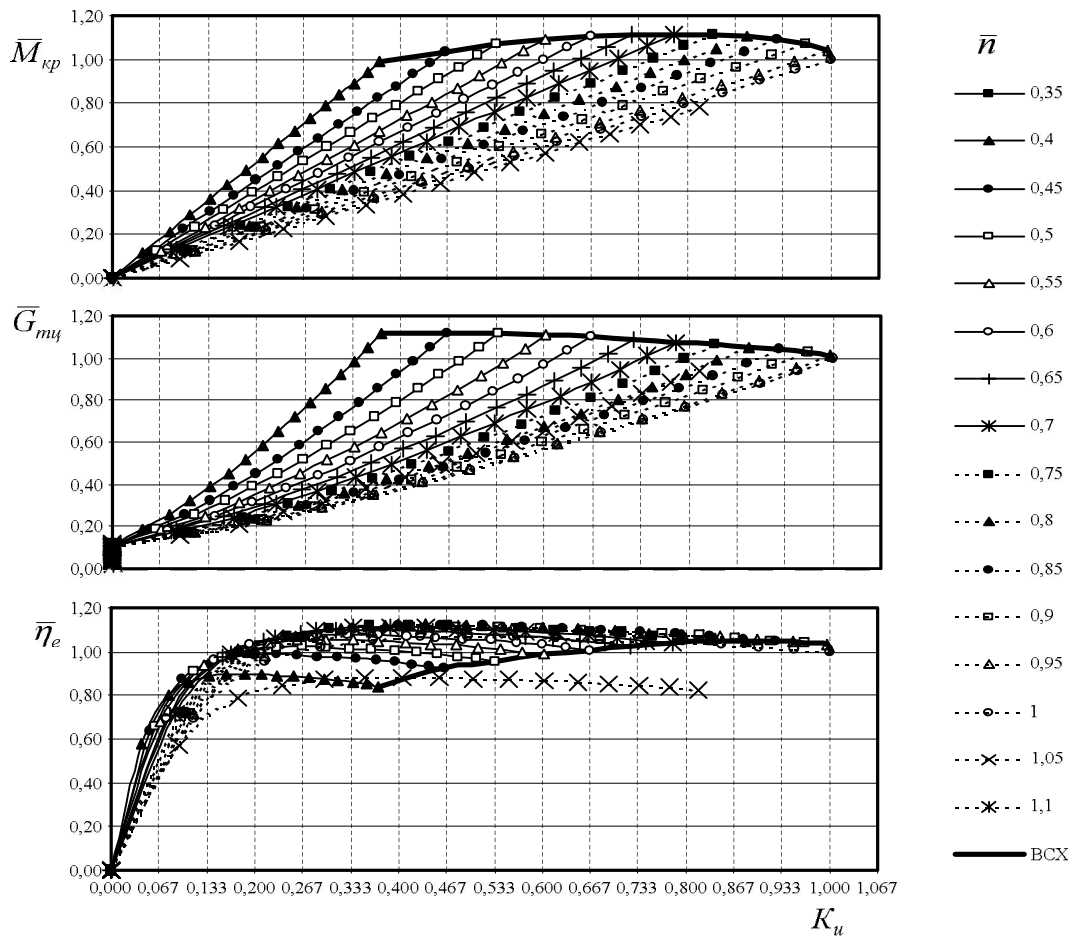


Рис. 2 – Зависимости относительных значений крутящего момента, цикловой подачи топлива и эффективного КПД от коэффициента загрузки дизеля СМД-31А.15

Список литературы:

1. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. Монография. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 2. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. Первое рус. изд. – М.: ООО «Книжное изд. «За рулем»,

2005, - 480 с. 3. Автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-2109. Руководство по ремонту/ А.П. Игнатов, С.Н. Косарев, К.В. Новокионов и др. Москва, «Третий Рим», 1998.- 170 с. 4. Быков В. И., Долганов К. Е., Лисовал А. А. Дизели СМД для автобусов/ Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004, №1. – с. 13 – 17.