

АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДИЗЕЛЯ С ВЫСОКИМ КОЭФФИЦИЕНТОМ ПРИСПОСОБЛЯЕМОСТИ

В.П. Антипин, М.Я. Дурманов, Г.В. Каршев, О.А. Михайлов;
Санкт-Петербургская Государственная Лесотехническая Академия

Получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) крутящего момента и частоты вращения дизеля при работе в режиме двигателя постоянной мощности. АЧХ указывают на наличие двух диапазонов резонансных частот, что свидетельствует о слабом влиянии регулятора скорости при работе дизеля на коррекционной ветви характеристики. Предложены пути ограничения величины амплитуд колебаний крутящего момента и частоты вращения.

Одним из известных недостатков дизельных двигателей является низкий коэффициент приспособляемости по крутящему моменту. Харитончиком Е.М. еще в 1948 году для дизеля С-80 трактора ЧТЗ-С-64 был разработан и испытан корректор, обеспечивающий обогащенную цикловую подачу топлива. Применение корректора позволило повысить коэффициент приспособляемости до 1,6 [1]. Такой дизель был назван двигателем постоянной мощности ДПМ.

В силу ряда причин эта идея получила развитие только в 70–80 годы прошлого века, когда стали выпускаться дизели с коэффициентами приспособляемости от 1,3 до 1,9. Столь высокий коэффициент приспособляемости возможен при переходе дизеля с регуляторной на коррекционную ветвь скоростной характеристики. Этим решением достигается увеличение крутящего момента, снижение удельного расхода топлива и динамической нагруженности в трансмиссии автомобиля или трактора.

В условиях рядовой эксплуатации автотракторные дизели свыше 90 % времени работают в неустановившемся режиме, создаваемом неровностями микрорельефа пути движения, например, трактора. Характер воздействия неровностей микрорельефа представляет собой стационарный случайный процесс, описываемый корреляционной функцией или спектральной плотностью [2].

Поэтому вызывает интерес поведение двигателя при работе на регуляторной и коррекционной ветвях скоростной характеристики в условиях внешнего воздействия, представляющего ста-

ционарный случайный процесс. Авторы выполнили исследование нагрузочного и скоростного режимов, расходов топлива и масла на угар применительно к дизелю 4ЧН12/14 на специальном тормозном стенде [3] по оригинальной методике [4]. По результатам экспериментальных исследований получены частотные характеристики и установлена аналитическая взаимосвязь между исследуемыми параметрами.

На рис. 1 (кривая 1) представлена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) частоты вращения коленчатого вала $n(\omega)$ на коррекционной ветви скоростной характеристики. Очевидно, реально существуют диапазоны частот ω колебаний нагрузки на коленчатом валу, где величина амплитуды колебаний частоты вращения коленчатого вала стремительно затухает (от 0,2 до 2,0 с⁻¹ и от 4,0 до 5,0 с⁻¹). Также существует два диапазона резонансных частот (от 3,0 до 4,5 с⁻¹ и от 5,0 до 7,0 с⁻¹), где амплитуда колебаний имеет наибольшее значение.

Первый диапазон резонансных частот свидетельствует о частичном (слабом) влиянии все-режимного регулятора частоты вращения. Второй диапазон характеризует работу на корректоре, где амплитуда колебаний частоты вращения достигает наибольшего значения (при $\omega = 6,5$ с⁻¹) вследствие неустойчивости самого дизеля как объекта управления.

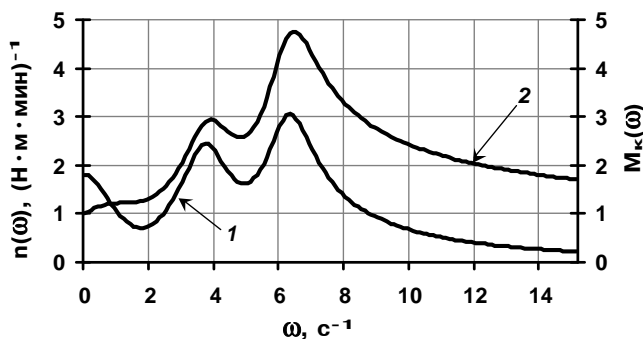


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики ДПМ на коррекционной ветви скоростной характеристики:

1 и 2 — частоты вращения и крутящего момента коленчатого вала

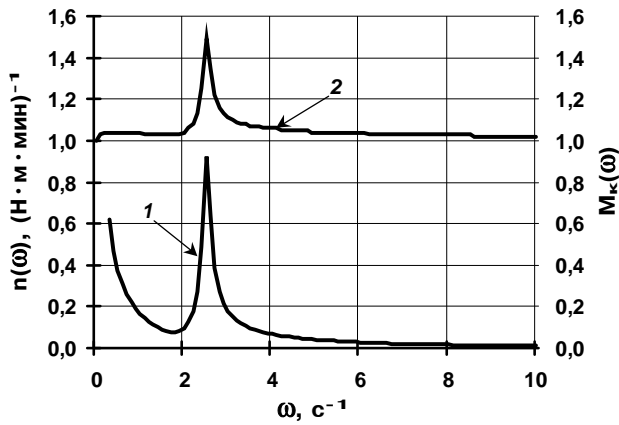


Рис. 2. АЧХ дизеля на регуляторной ветви скоростной характеристики:

1 и 2 — частоты вращения и крутящего момента коленчатого вала

На рис. 2 (кривая 1) представлена АЧХ частоты вращения коленчатого вала $n(\omega)$ на регуляторной ветви скоростной характеристики. Сравнивая АЧХ частоты вращения на корректорной (рис. 1, кривая 1) и регуляторной ветвях скоростной характеристики дизеля (рис. 2, кривая 1), находим, что на регуляторной ветви существует только один диапазон резонансной частоты с максимумом на $2,5 \text{ c}^{-1}$ и меньшей амплитудой. Это свидетельствует о положительном влиянии регулятора при работе дизеля в неустановившемся нагрузочном и скоростном режимах.

Определение амплитудно-частотной характеристики крутящего момента, развиваемого дизелем, экспериментальным путем практически невозможно, поскольку коленчатый вал является входным каналом для момента сопротивления и выходным для частоты вращения и крутящего момента. Чтобы выделить эти параметры, рассмотрим основное уравнение динамики:

$$M_k(t) = M_c + \frac{\pi}{30} J_d \cdot \frac{dn(t)}{dt}, \quad (1)$$

где $M_k(t)$ — крутящий момент, развиваемый двигателем; $M_c(t)$ — момент сопротивления на коленчатом валу; J_d — момент инерции вращательно и поступательно движущихся масс двигателя; $n(t)$ — частота вращения коленчатого вала; t — время.

С помощью преобразования Лапласа, учитывая зависимость между выходными параметрами (частота вращения, крутящий момент) внешним воздействием в виде колебаний момента сопротивления, получим выражение передаточной функции крутящего момента:

$$G(s) = 1 + \frac{\pi}{30} J_d \cdot s \cdot W(s), \quad (2)$$

где $G(s) = \frac{M_k(s)}{M_H(s)}$ — передаточная функция крутящего момента;

$W(s) = \frac{n(s)}{M_H(s)}$ — передаточная функция частоты вращения коленчатого вала.

Передаточные функции частоты вращения на корректорной $W_1(s)$ и регуляторной $W_2(s)$ ветвях скоростной характеристики могут быть получены в результате аппроксимации АЧХ (рис. 1, кривая 1; рис. 2, кривая 1) в виде:

$$W_1(s) = \frac{K_d(T_2^2 s^2 + 2T_2 \xi_1 s + 1) \cdot (T_4^2 s^2 + 2T_4 \xi_3 s + 1)}{(T_1 s + 1) \cdot (T_3^2 s^2 + 2T_3 \xi_2 s + 1) (T_5^2 s^2 + 2T_5 \xi_4 s + 1) (T_6 s + 1) (T_7 s + 1)}, \quad (3)$$

$$W_2(s) = \frac{K_d(\tau_2^2 s^2 + 2\tau_2 \psi_1 s + 1)}{(\tau_1 s + 1) \cdot (\tau_3^2 s^2 + 2\tau_3 \psi_2 s + 1) (\tau_4 s + 1)}, \quad (4)$$

где K_d — коэффициент усиления двигателя; T_1-T_7 , $\tau_1-\tau_4$ — постоянные времени, $\xi_1-\xi_4$, ψ_1 , ψ_2 — коэффициенты затухания.

Подставляя формулу (3) в (2) и приравнявая $s = j\omega$, находим модуль передаточной функции крутящего момента

$$|G(j\omega)| = 1 + \frac{\pi}{30} J_d \cdot \omega \cdot |W(j\omega)|, \quad (5)$$

где $j = -1$; ω — частота колебания нагрузки на коленчатом валу.

График модуля передаточной функции (5) есть амплитудно-частотная характеристика крутящего момента $M_k(\omega)$ (рис. 1, кривая 2) на корректорной ветви скоростной характеристики.

Очевидно (рис. 1), что работа ДПМ на корректоре сопровождается большими амплитудами колебаний крутящего момента в широком диапазоне частот (от $5,0$ до $10,0 \text{ c}^{-1}$) с максимумом на $\omega = 6,5 \text{ c}^{-1}$. То есть более чем в 1,5 раза превышает амплитуду колебаний крутящего момента на частоте $\omega = 3,8 \text{ c}^{-1}$. В этом же диапазоне частот отношение максимальных значений амплитуд колебаний частоты вращения (рис. 1, кривая 1) не превышает 19 %.

Подставляя уравнение (4) в (5), находим АЧХ крутящего момента (рис. 2, кривая 2) на регуляторной ветви скоростной характеристики. Очевидно (рис. 2, кривая 2), амплитуда колебаний крутящего момента на резонансной частоте $\omega = 2,5 \text{ c}^{-1}$ значительно меньше амплитуд колебаний крутящего момента на корректорной ветви скоростной характеристики (рис. 1, кривая 2). Это также указывает на положительное влияние регулятора при работе дизеля в неустановившемся нагрузочном и скоростном режимах.

С помощью зависимости крутящего момента от частоты вращения (2) становится возможным прогнозирование нагрузочных и скоростных режимов вновь проектируемого дизеля для автомобиля или трактора с учетом вероятностных характеристик условий эксплуатации. Например, согласно теореме Винера—Хинчина [6] можно вычислить:

- дисперсию частоты вращения двигателя $D_n(\omega)$;
- дисперсию крутящего момента $D_{M_k}(\omega)$;

- спектральную плотность частоты вращения $S_n(\omega)$;
- спектральную плотность крутящего момента $S_{Mк}(\omega)$.

Если дисперсия характеризует меру рассеяния случайного процесса, то спектральная плотность является его частотной характеристикой. Применение правила «трех сигм» не всегда бывает оправданно в практических (инженерных) расчетах, ибо неизвестно, какова плотность вероятности появления каждой гармоники случайного процесса с частотой ω . Очевидно, необходимо знание еще одного параметра, характеризующего случайный процесс — это плотность вероятности $P_c(\omega)$ появления каждой гармоники случайного процесса нагрузки с частотой ω . Знание этого параметра позволяет вычислять математические ожидания спектральной плотности случайного процесса:

— частоты вращения двигателя $M_n(\omega)$

$$M_n(\omega) = \left[\frac{1}{\delta} \int_{\omega=0}^{\omega=\infty} |W(j\omega)|^2 \cdot S_n(\omega) \cdot P_c(\omega) d\omega \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (6)$$

— крутящего момента $M_{Mк}(\omega)$

$$M_{Mк}(\omega) = \left[\frac{1}{\delta} \int_{\omega=0}^{\omega=\infty} |G(j\omega)|^2 \cdot S_n(\omega) \cdot P_c(\omega) d\omega \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (7)$$

Фактические значения частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента двигателя, работающего, например, на тракторе при колебаниях нагрузки на коленчатом валу, представляющей собой стационарный случайный процесс можно записать так:

— частоты вращения коленчатого вала

$$n_{\Phi} = M_{п\omega} - M_n(\omega); \quad (8)$$

— крутящего момента

$$M_{к\Phi} = M_{Mк\omega} + M_{Mк}(\omega), \quad (9)$$

где $M_{п\omega}$ — математическое ожидание постоянной составляющей частоты вращения коленчатого вала; $M_{Mк\omega}$ — математическое ожидание постоянной составляющей крутящего момента.

В качестве примера, вычислим математические ожидания спектральных плотностей и фактическое значение частоты вращения и крутящего момента ДПМ, для чего воспользуемся спектральной плотностью момента сопротивления $S_c(\omega)$

$$S_c(\omega) = \frac{3,1}{\delta(3,1^2 + \omega^2)} \quad (10)$$

и плотностью вероятности $P_n(\omega)$ появления гармоник случайного процесса с частотой ω

$$P_c(\omega) = \frac{125}{12\delta\sqrt{\delta}} \cdot \frac{\omega^2}{4\delta^2} \left(e^{-\frac{6,25 \cdot \omega^2}{4\delta^2}} + e^{-\frac{0,694 \cdot \omega^2}{4\delta^2}} \right), \quad (11)$$

полученных по результатам обработки осциллограмм полевых испытаний трактора ВП-100 [5].

Итак, подставляя уравнения (6), (10), (11) в (8) вычисляем наиболее вероятные фактические значения частоты вращения коленчатого вала n_{Φ} , подставляя (7), (10), (11) в (9) — фактическую величину крутящего момента $M_{к\Phi}$, развиваемого двигателем в условиях эксплуатации:

— на корректорной ветви скоростной характеристики $n_{\Phi}=1707$ об/мин, $M_{к\Phi}=458$ Н·м и наибольшими амплитудами колебаний частоты вращения $\Delta n=174$ об/мин, крутящего момента $\Delta M_{к}=60,2$ Н·м;

— на регуляторной ветви скоростной характеристики частоты вращения $n_{\Phi}=1762$ об/мин, $M_{к\Phi}=363$ Н·м и наибольшими амплитудами колебаний частоты вращения $\Delta n=43,5$ об/мин, крутящего момента $\Delta M_{к}=19,0$ Н·м.

Из амплитудно-частотных характеристик (рис. 1, 2) следует, что реально существуют диапазоны частот изменения нагрузки на коленчатом валу, где амплитуды колебаний частоты вращения и крутящего момента достигают наибольших значений, что отрицательно сказывается на количестве подаваемого топлива и качестве процесса сгорания, как следствие — снижение экономичности и развиваемой дизелем мощности. Для устранения очевидных недостатков необходима установка нелинейного гасителя колебаний рейки топливного насоса [7].

Исследования работы гасителя колебаний [7], выполненные на дизеле размерности 4С12/14Н, показали положительный эффект, а именно:

— на регуляторной ветви скоростной характеристики снизился часовой расход топлива на 6 %, величина амплитуд крутящего момента и частоты вращения уменьшилась более чем в 2,5 раза;

— на корректорной ветви скоростной характеристики снизился часовой расход топлива на 14 %, величины амплитуд крутящего момента и частоты вращения уменьшились в 3,5 раза.

Выводы и рекомендации

1. Математическая модель амплитудно-частотных характеристик крутящего момента двигателя внутреннего сгорания позволяет на основе передаточной функции частоты вращения определять крутящий момент, развиваемый двигателем в динамике.

2. При работе дизеля с высоким коэффициентом приспособляемости на корректорной ветви характеристики амплитудно-частотные характеристики крутящего момента и частоты вращения показывают наличие двух диапазонов резонансных частот, что свидетельствует о слабом влиянии регулятора скорости.

3. Для ограничения величины амплитуды колебаний частоты вращения и крутящего момента дизеля с высоким коэффициентом приспособляемости, работающего на регуляторной и корректорной ветвях скоростной характеристики, необходима установка нелинейного гасителя колебаний рейки топливного насоса.

Литература

1. Харитончик Е.М. Теоретические основы методов повышения эффективности тракторов с двигателями постоянной мощности (ДПМ) // Сб. науч. тр. Воронежского сельскохозяйственного института. Т. 109. 1980. — С. 5–18.
2. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. — Л.: Колос. 1970. — 376 с.

3. Антипин В.П., Сушевский М.Я., Табаков Е.П. Стенд для испытания двигателя внутреннего сгорания и трансмиссии. А.с. № 353169, опубликовано 29.09.1972. Бюллетень № 29.

4. Антипин В.П., Свиткин В.В., Сушевский М.Я., Табаков Е.П. Способ испытания двигателя. А.с. № 364859, опубликовано 28.12.1972. Бюллетень № 5.

5. Михайлов О.А. Улучшение тягово-скоростных свойств трелевочного трактора и снижение энергоемкости трелевки путем увеличения приспособляемости дизеля. Дисс. канд. техн. наук. — Л., 1986. — 198 с.

6. Солодовников В.В. Статистическая динамика линейных систем автоматического управления. — М.: Физматгиз, 1960. — 655 с.

7. Антипин В.П., Грибов С.А., Шевцов А.А., Козлов А.В., Кристаль М.Е. Регулятор скорости прямого действия двигателя внутреннего сгорания. А.с. № 1276843, опубликовано 15.12.86. Бюллетень № 46.

НА ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ РОССИИ

Выбросы вредных веществ дизелей Д49 проверят КВА и TUV NORD

ОАО «Коломенский завод», недавно вошедший в состав ЗАО «Трансмашхолдинг», начал работу по подготовке к сертификации семейства тепловозных дизелей Д49 на соответствие Европейским нормам выбросов вредных веществ с отработавшими газами (директива ЕС 97/68EG с изменениями 2004/26/EG).



Совещание рабочей группы по подготовке к сертификации дизеля Д49 на ОАО «Коломенский завод»



Дизель Д49 на испытательном стенде завода

Предварительные испытания дизеля Д49 по процедуре ИСО 8178/1 показали, что выбросы вредных веществ ($\text{NO}_x = 6,93 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$, $\text{CO} = 1,44 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$, $\text{CH} = 0,23 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$, C (частицы) = $0,19 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$) надежно укладываются в действующие в Европе нормы и этот результат превышает достижения многих конкурентов.

Одним из крупных покупателей продукции завода является Германия, поэтому сертификационные испытания дизелей Д49 будут проводиться с участием и под контролем уполномоченного Федерального ведомства транспорта Германии (*Kraftfahrt-Bundesamt* — КВА). Согласно установленной в Германии процедуре сертификации продукции, КВА предварительно проверяет состоятельность и подготовленность предприятия — претендента по обширному перечню нормативных документов. Эта работа предусматривает предварительную проверку оборудования испытательного стенда, в том числе оборудования для контроля выбросов вредных веществ, согласование процедуры испытаний и методики обработки их результатов. Предварительную проверку по поручению КВА выполняет сертифицированный испытательный центр Германии — TUV NORD. На заключительном этапе испытаний планируется привлечение аккредитованного в системе МАКО испытательного центра ЦНИДИ-Экосервис. Этап предварительной подготовки к сертификационным испытаниям дизелей Д49 был успешно завершён на заводе в марте 2006 года. В работе приняли участие руководитель TUV NORD Э. Шульте, представитель железных дорог Германии (*Deutsche Bahn-DB*) Т. Ноак, руководитель ЦНИДИ-Экосервис Л. Новиков, специалисты ОАО «Коломенский завод».

Главный редактор Л.А. Новиков