

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА

*В.А. Марков, д.т.н., проф, зав. кафедрой, Ф.Б. Барченко, к.т.н., доцент,
А.Ю. Епишин, ст. преподаватель, В.А. Неверов, студент, Д.Г. Кибизов, студент
МГТУ им. Н.Э. Баумана*

В качестве основных показателей тепловозных дизелей рассматриваются топливная экономичность и динамические качества. Эти показатели в значительной степени зависят от формы тепловозной характеристики и распределения режимов работы дизеля. Предложен метод расчета оптимальной тепловозной характеристики, обеспечивающей наименьший расход топлива. Разработана математическая модель системы автоматического регулирования тепловозного дизеля. Она позволяет исследовать влияние формы тепловозной характеристики на показатели динамических качеств дизеля. Проведены расчеты переходных процессов дизель-генераторной установки тепловоза. Показана возможность улучшения показателей тепловозного дизеля при формировании оптимизированной тепловозной характеристики.

Работа дизелей транспортного назначения в эксплуатационных условиях характеризуется периодическими изменениями скоростных и нагрузочных режимов [1–3]. Частая смена режимов характерна и для двигателей маневровых тепловозов. В двигателях магистральных тепловозов наблюдаются изменения режимов с интервалом 1–6 мин, даже при движении поезда по сравнительно несложному участку пути [3]. Преобладание неустановившихся режимов работы тепловозных дизелей приводит к ухудшению показателей рабочих процессов. Это обусловлено тем, что системы дизеля (топливоподдачи, воздухооборудования, охлаждения и др.), при их взаимодействии работают не согласованно. Характеристики перенесенных систем удается оптимально согласовать лишь на каком-то одном режиме (чаще номинальном). На других режимах эта согласованность нарушается, что приводит к снижению экономичности и ухудшению экологических показателей дизеля [4, 5].

Наибольшими функциональными возможностями обладают микропроцессорные системы автоматического регулирования и управления (САР и САУ), которые позволяют формировать оптимальное соотношение показателей топливной

экономичности и токсичности отработавших газов, а также обеспечить адаптацию характеристик дизеля к условиям эксплуатации [4, 5]. На тепловозах с электрической передачей применяют ступенчатое изменение частоты вращения [2, 6]. При этом формируется тепловозная характеристика, определяющая закон изменения нагрузки (эффективной мощности N_e) при смене скоростного режима (угловой скорости ω_d или частоты вращения коленчатого вала n) дизеля. В тепловозных дизелях, приводящих тяговый генератор, тепловозная характеристика одновременно является и генераторной характеристикой. В эксплуатации тепловозный дизель работает на режимах, соответствующих определенным положениям рукоятки контроллера машиниста, которые формируют тепловозную характеристику.

Показателями, определяющими потребительские качества и конкурентоспособность тепловозов и, как следствие, эффективность их эксплуатации, остаются показатели топливной экономичности. Значительное влияние на топливную экономичность тепловозных дизелей в эксплуатационных условиях оказывают распределение режимов работы дизель-генератора, форма тепловозной характеристики и положение контроллера машиниста, задающее скоростной и нагрузочный режимы. Например, тепловозный дизель Д49 (12СН26/26) дизель-генераторной установки типа 21–29ДГ магистрального тепловоза 2ТЭ25К наибольшее время работает на режимах, соответствующих 10-й, 12-й и 13-й позициям контроллера машиниста (рис. 1) [6].

Для достижения наилучшей эксплуатационной топливной экономичности дизеля необходимо обеспечить минимальный удельный эффективный расход топлива не только на режиме полной мощности, но и на режимах, соответствующих вышеуказанным промежуточным позициям контроллера.

Тепловозная характеристика для каждого двигателя является индивидуальной и определяется на основании результатов экспериментальных исследований. При создании тепловоза 2ТЭ25К с дизель-генератором 21–26ДГ с дизелем типа Д49 (12СН26/26), Коломенским заводом совместно

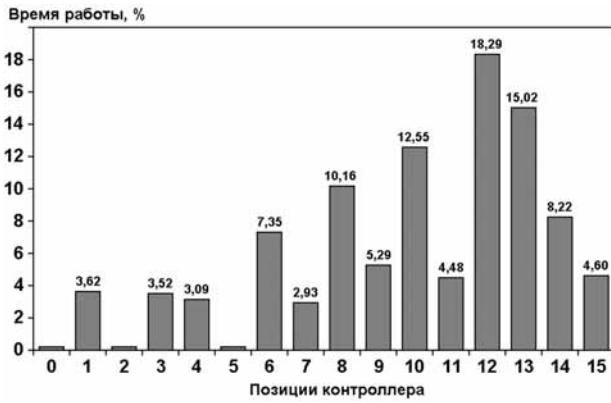


Рис. 1. Распределение времени работы тепловозного дизель-генератора тепловоза 2ТЭ25К на режимах, соответствующих различным позициям контроллера машиниста

с Брянским машиностроительным заводом предложена тепловозная характеристика 1 (см. рис. 2). На этом же рисунке приведены тепловозная характеристика 2, рассчитанная по методике, предложенной авторами статьи [6], а также тепловозная характеристика 3, приведенная в работе [7].

Методика оптимизации формы тепловозной характеристики, приведенная в работе [6], заключается в пошаговом определении точек этой характеристики. При этом базовой точкой является точка с наименьшим удельным эффективным расходом топлива $g_e = 202$ г/(кВт·ч) (см. рис. 2). В исходной точке тепловозной характеристики определяется направление, в котором удельный эффективный расход топлива получает наименьшее приращение. Указанное направление характеризуется равенством

$$\frac{\partial g_e}{\partial \dot{u}_a} + \frac{\partial g_e}{\partial N_e} = \min.$$

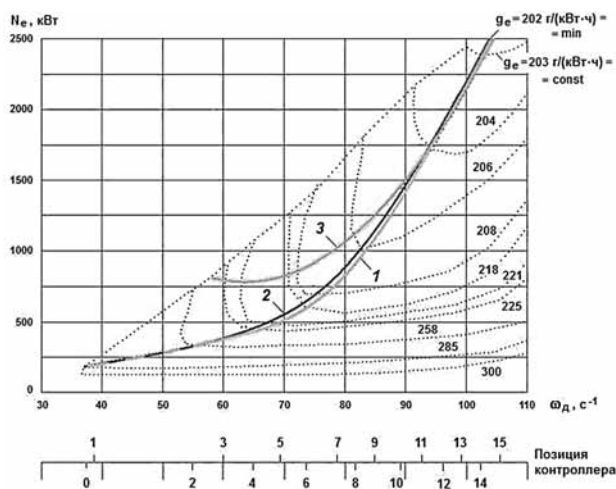


Рис. 2. Многопараметровая характеристика дизель-генератора 21-26ДГ тепловоза 2ТЭ25К:

1 — штатная (заводская) тепловозная характеристика; 2 — тепловозная характеристика, рассчитанная по методике работы [6]; 3 — тепловозная характеристика, рассчитанная по методике работы [7]

Методики, приведенные в работах [6 и 7], позволяют построить оптимизированные по топливной экономичности тепловозные характеристики. Однако следует отметить, что при формировании характеристики 3 (см. рис. 2) возможно снижение ресурса дизеля вследствие повышения температуры отработавших газов до 150 К, что нежелательно из-за высокой теплонапряженности деталей двигателя.

В работе [6] штатная и оптимизированная тепловозные характеристики аппроксимированы полиномами. Так, штатная тепловозная характеристика 1 описывается полиномом вида

$$N_e = 1,018\omega_d^2 - 119\omega_d + 3860. \quad (1)$$

Оптимизированная тепловозная характеристика 2 достаточно близка к штатной характеристике 1 и аппроксимируется следующим выражением:

$$N_e = 1,026\omega_d^2 - 135\omega_d + 5458. \quad (2)$$

При реализации штатной тепловозной характеристики условный (рассчитанный с учетом распределения режимов, приведенных на рис. 1) удельный эффективный расход топлива $g_{e \text{ усл}}$ оказался равным 210,5 г/(кВт·ч), а при формировании тепловозной характеристики 2 расход снизился до 210,0 г/(кВт·ч). При этом несколько повышаются давление и температура газов в выпускном коллекторе дизеля, однако максимальное увеличение температуры не превышает 25 К.

Отмеченное расчетное снижение удельного эффективного расхода топлива на установившихся режимах при переходе от характеристики 1 к характеристике 2 оказалось незначительным. Вместе с тем определенный интерес представляет вопрос о влиянии формы тепловозной характеристики на динамические качества дизеля. Исследование динамических свойств САР частоты вращения тепловозного дизеля выполнено расчетно-экспериментальным методом. Математическое описание САР может быть весьма разнообразно. При расчетах переходных процессов дизелей широко применяют системы линейных дифференциальных уравнений, описывающих элементы САР [4, 5]. Однако в ряде случаев целесообразна разработка нелинейных математических моделей, содержащих нелинейные дифференциальные уравнения элементов САР и учитывающих реальные нелинейные характеристики параметров дизеля. Хорошие результаты дает описание этих характеристик полиномиальными зависимостями.

Выбор тех или иных математических моделей САР определяется типом исследуемых переходных процессов. Характерными переходными процессами являются процессы наброса и сброса нагрузки [5]. Они отличаются незначительными отклонениями частоты вращения двигателя от

ее значения на установившемся режиме. С учетом этих ограничений применение линейных моделей САР дает достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных. Для тепловозных дизелей наиболее характерны переходные процессы разгона и торможения [5]. Эти процессы отличаются широким диапазоном изменения регулируемого параметра — угловой скорости вращения вала дизеля ω_d . При расчетных исследованиях этих переходных процессов оправданным представляется использование нелинейных моделей, учитывающих сложный характер взаимосвязи рабочих параметров дизеля в этих процессах.

Оценка влияния формы тепловозной характеристики на динамические качества дизеля в переходных процессах выполнена с использованием разработанной математической модели САР комбинированного двигателя. В разработанной модели дифференциальные уравнения наиболее значимых элементов дизеля с турбонаддувом используются в следующем виде [4, 5]:

— поршневая часть двигателя:

$$J_{\dot{a}} \frac{d\dot{a}}{dt} = M_{\dot{a}} - M_{\dot{n}}; \quad (3)$$

— турбокомпрессор:

$$J_{\dot{o}} \frac{d\dot{o}}{dt} = M_{\dot{o}} - M_{\dot{e}}; \quad (4)$$

— впускной трубопровод:

$$\frac{V_{\dot{a}i}}{R_a T_{\dot{e}}} \frac{dp_{\dot{e}}}{dt} = G_{\dot{e}} - G_{\dot{a}}; \quad (5)$$

— выпускной трубопровод:

$$\frac{V_{\dot{a}i}}{R_a T_{\dot{a}}} \frac{dp_{\dot{o}}}{dt} = G_{\dot{a}} - G_{\dot{o}}; \quad (6)$$

где J_d и J_T — моменты инерции валов дизеля с потребителем и турбокомпрессора соответственно; ω_d и ω_T — угловая скорость вращения валов дизеля и турбокомпрессора; M_d , M_c , M_T , M_k — моменты: крутящий дизеля, сопротивления потребителя, развиваемый турбиной, потребляемый компрессором; $V_{вп}$ и $V_{вып}$ — объемы впускного и выпускного трубопроводов; p_k и p_T — давления наддувочного воздуха на выходе из компрессора и газов на входе в турбину; R_b и R_T — газовые постоянные наддувочного воздуха и отработавших газов; T_k и T_T — температуры наддувочного воздуха и отработавших газов; G_d , G_k , G_T , G_T — расходы воздуха через двигатель и компрессор, газов через двигатель и турбину.

Значения параметров двигателя, входящих в правые части уравнений (3–6), в соответствии с рекомендациями работ [4, 5] определялись в виде следующих функциональных зависимостей:

$$\begin{aligned} M_d &= f(\omega_d, G_{\text{топл}}, p_k); \\ M_T &= f(\omega_T, G_{\text{топл}}, p_T); \\ M_k &= f(\omega_T, p_k); \\ G_k &= f(\omega_T, p_k); \\ G_d &= f(\omega_d, p_k); \\ G_T &= f(\omega_d, p_T, p_k); \\ G_T &= f(p_T, G_{\text{топл}}). \end{aligned} \quad (7)$$

Для определения функциональных зависимостей (7) параметров, входящих в правые части уравнений (3–6) дизеля, использована программа аппроксимации экспериментальных данных полиномиальными зависимостями программного комплекса (ПК) *MathCAD*. В результате рассчитаны коэффициенты полиномов, аппроксимирующих заданные массивы исходных точек. Приемлемая точность описания полиномами заданных массивов исходных данных достигалась проверкой результатов вычислений в контрольных точках, визуализацией полученных полиномов в трехмерном пространстве в ПК *Matlab* и дальнейшей оценкой адекватности поверхностей, полученных в ходе визуализации. Применение полиномов третьего порядка дает несколько большую точность аппроксимации контрольных точек по сравнению с полиномами второго порядка. Однако при использовании полиномов третьего порядка и расчете параметров дизеля, значения которых выходят из области контрольных точек, результаты расчетов могут сильно отличаться от аналитически ожидаемых результатов. Авторами экспериментально получен массив исходных данных по исследуемому дизелю, включающий 44 установившихся (стационарных) режима.

При расчетных исследованиях использован квазистационарный метод, при котором экспериментальные данные, полученные на установившихся режимах работы дизеля, используются для определения указанных полиномиальных зависимостей, входящих в математическую модель САР. С использованием массива экспериментальных данных и ПК *MathCAD* определены коэффициенты полинома второго порядка для крутящего момента двигателя M_d в зависимости от угловой скорости вращения его вала ω_d , часового расхода топлива $G_{\text{топл}}$ и давления наддувочного воздуха p_k :

$$\begin{aligned} M_d(\omega_d, G_{\text{топл}}, p_k) &= \\ &= 4720,0 - 165,413\omega_d + 82,154 G_{\text{топл}} + 72710,0 p_k - \\ &- 0,714\omega_d G_{\text{топл}} + 377,174\omega_d p_k + 799,812 G_{\text{топл}} p_k + \\ &+ 0,544\omega_d^2 - 0,211 G_{\text{топл}}^2 - 828400,0 p_k^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Визуализация этой полиномиальной зависимости приведена на рис. 3.

Для описания характеристик момента сопротивления потребителя M_c , входящего в уравнение (3), использованы выражения (1 и 2),

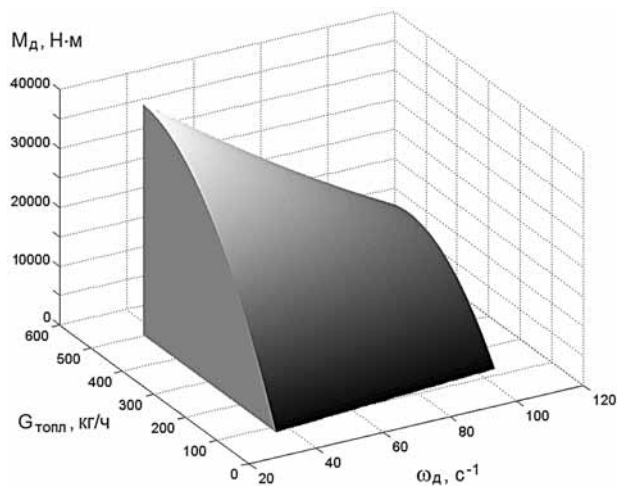


Рис. 3. Визуализация зависимости $M_d(\omega_d, p_k, G_{\text{топл}})$ при $p_k = 0,2 \text{ МПа} = \text{const}$

приведенные в работе [6] для эффективной мощности дизеля N_e , которые были пересчитаны в моменты сопротивления потребителя по выражению

$$M_c = N_e / \omega_d. \quad (9)$$

С использованием упомянутых выше экспериментальных данных получены полиномиальные зависимости для параметров, входящих в правые части уравнений (4–6):

$$\begin{aligned} M_T(\omega_T, G_{\text{топл}}, p_T) = & -235,26 + 0,028\omega_T - 0,103G_{\text{топл}} + 2538,42p_T - \\ & - 0,00023\omega_T G_{\text{топл}} - 0,68551\omega_T p_T + 2,4345G_{\text{топл}} p_T + \\ & + 6,0385 \cdot 10^{-6}\omega_T^2 - 1,006 \cdot 10^{-3}G_{\text{топл}}^2 - 1309,5p_T^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_K(\omega_T, p_K) = & 84,248 - 9,675 \cdot 10^{-3}\omega_T - 1,037 \cdot 10^3 p_K - \\ & - 0,045\omega_T p_K + 7,11 \cdot 10^{-5}\omega_T^2 + 2,016 \cdot 10^3 p_K^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_K(\omega_T, p_K) = & 8,048 - 1,589 \cdot 10^{-3}\omega_T - 71,735p_K + 0,023\omega_T p_K + \\ & + 1,849 \cdot 10^{-6}\omega_T^2 - 39,284p_K^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_D(\omega_D, p_K) = & -0,956 - 1,717 \cdot 10^{-3}\omega_D + 15,615p_K + 0,143\omega_D p_K - \\ & - 9,145 \cdot 10^{-5}\omega_D^2 - 27,006p_K^2 + 1,265 \cdot 10^{-7}\omega_D^3 + \\ & + 122,377p_K^3 + 1,021 \cdot 10^{-3}\omega_D^2 p_K - 0,769\omega_D p_K^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_T(\omega_D, p_T, p_K) = & -1,56 - 0,031\omega_D + 17,902p_T + 19,262p_K + \\ & + 1,345\omega_D p_T - 0,854\omega_D p_K + 1,003 \cdot 10^3 p_T p_K - \\ & - 1,336 \cdot 10^{-4}\omega_D^2 - 907,37p_T^2 - 294,473p_K^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_T(p_T, G_{\text{топл}}) = & -1,642 - 2,843p_T + 0,014G_{\text{топл}} - 0,059p_T G_{\text{топл}} + \\ & + 115,752p_T^2 + 7,81 \cdot 10^{-6}G_{\text{топл}}^2 + 1,435 \cdot 10^3 p_T^3 + \\ & + 1,885 \cdot 10^{-7}G_{\text{топл}}^3 - 0,531p_T^2 G_{\text{топл}} - 5,015 \cdot 10^{-4} p_T G_{\text{топл}}^2. \end{aligned}$$

Представленная математическая модель объекта регулирования – тепловозного дизеля типа Д49 использована для расчета переходного процесса САР частоты вращения. Исследован переходный процесс разгона дизеля, вызванный рез-

ким перемещением контроллера с первой до 15 позиции. Дизель разогнался от режима, соответствующего первой позиции контроллера ($n = 350$ об/мин, $P_e = 215$ кВт), до режима, соответствующего пятнадцатой позиции контроллера ($n = 1000$ об/мин, $P_e = 2335$ кВт). При этом режим разгона осуществлялся по тепловозным характеристикам, описываемым формулами (1 и 2) (см. кривые 1 и 2 на рис. 2). Расчеты выполнены с использованием ПК *Matlab/Simulink*. Расчетные переходные процессы (рис. 4) свидетельствуют о том, что переход от штатной (заводской) тепловозной характеристики 1 к оптимизированной характеристике 2 приводит к незначительному изменению продолжительности переходного процесса. Так, при допустимой нестабильности частоты вращения, по ГОСТ 10511–83 для САР первого класса точности ($\Delta\omega_e = 0,6\%$ от ее номинального значения) [8], переход от заводской к оптимизированной тепловозной характеристике сопровождается увеличением длительности переходного процесса t_n от 33,5 до 34,6 с, т. е. всего на 3%. Рост продолжительности переходного процесса обусловлен несколько большими значениями момента сопротивления потребителя M_c при формировании оптимизированной тепловозной характеристики по сравнению с заводской характеристикой.

Необходимо отметить, что в расчетном переходном процессе отмечено недопустимое снижение коэффициента избытка воздуха α . Так, если в начальной точке переходного процесса коэффициент избытка воздуха был равен 4,25, а в конечной точке $\alpha = 2,16$, то в течение переходного процесса значение α снижалось до величин, меньших единицы, что обусловлено инерционностью системы турбонаддува двигателя (медленным нарастанием расхода воздуха в переходном процессе). Это приводит к неполному сгоранию топлива и интенсивному дымлению двигателя. Для исключения дымления в переходном процессе регулятор рассматриваемого дизеля формирует ограничительную характеристику подачи топлива, представленную на рис. 5 [2]. Ограничение цикловой подачи топлива $q_{\text{ц}}$ в начальной фазе переходного процесса составляет 1,14 г/цикл и в дальнейшем линейно возрастает до номинального значения $q_{\text{ц}} = 1,40$ г/цикл в зависимости от давления наддувочного воздуха p_k .

Формирование ограничительной характеристики позволяет не допустить снижения коэффициента избытка воздуха в переходном процессе разгона ниже значения $\alpha = 1,3$, что достаточно для предотвращения дымления. Полученные с учетом ограничительной характеристики подачи топлива (рис. 5) переходные процессы САР частоты вращения дизеля типа Д49 представлены

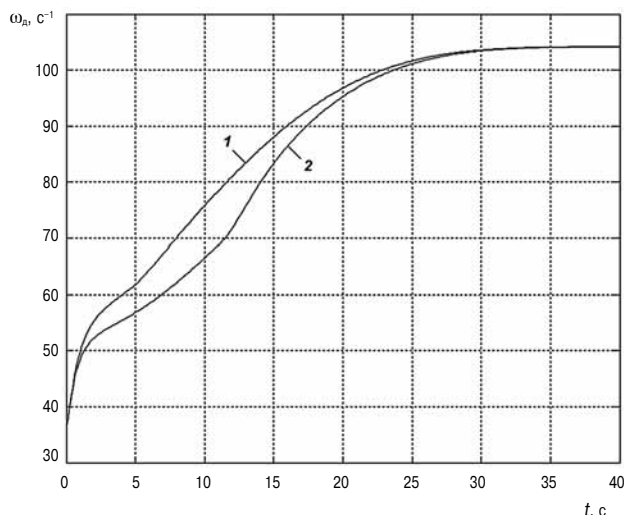


Рис. 4. Характеристика изменения угловой скорости вращения ω_d вала дизеля типа Д49 в переходном процессе разгона при реализации заводской и оптимизированной тепловозных характеристик:
1 — заводская характеристика; 2 — оптимизированная характеристика

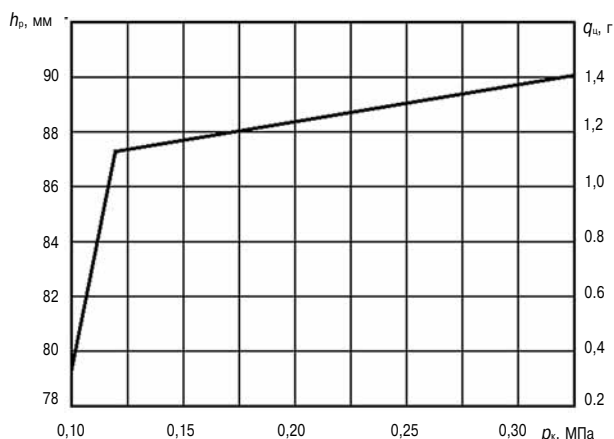


Рис. 5. Ограничительная характеристика подачи топлива в зависимости от давления наддува дизеля типа Д49 в переходном процессе

на рис. 6. Они свидетельствуют о том, что при реализации заводской тепловозной характеристики расчетные данные хорошо согласуются с экспериментальными данными работы [2]. При допустимой нестабильности частоты вращения $\Delta\omega_\epsilon = 0,6\%$ экспериментально полученный переходный процесс имеет продолжительность $t_{п1} = 34,8$ с, а его расчетная длительность равна $t_{п1} = 35,6$ с. Реализация оптимизированной тепловозной характеристики приводит к увеличению расчетной продолжительности переходного процесса до $t_{п1} = 36,5$ с, что не превышает 1 с или 3 %.

В результате проведенных исследований предложена методика оптимизации формы тепловозной характеристики. Оптимизированная тепловозная характеристика дизеля типа Д49 позволяет

снизить эксплуатационный расход топлива с 210,5 до 210,0 г/(кВт·ч). Расчеты продолжительности переходного процесса разгона, выполненные с применением разработанной математической модели САР по различным тепловозным характеристикам показали:

при формировании заводской тепловозной характеристики расчетный переходный процесс имеет продолжительность 35,6 с;

реализация оптимизированной тепловозной характеристики приводит к увеличению продолжительности этого переходного процесса до 36,5 с.

Адекватные экспериментальные и расчетные данные, полученные при моделировании тепловозных характеристик и переходных процессов,

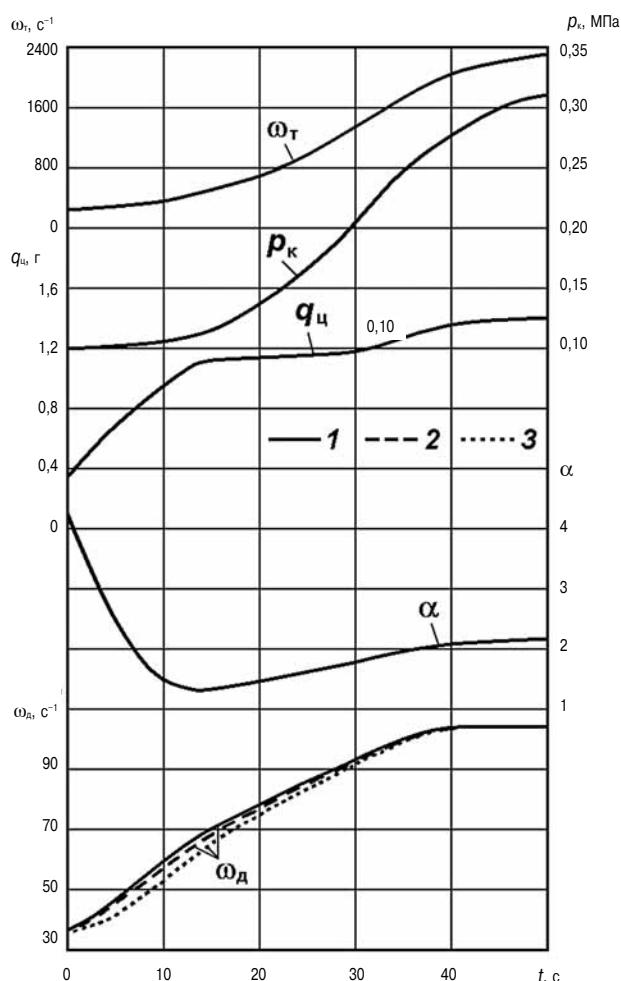


Рис. 6. Характеристики изменения угловой скорости вращения вала ω_d дизеля типа Д49, угловой скорости вращения его турбокомпрессора ω_t , давления наддувочного воздуха p_k , цикловой подачи топлива q_c в переходном процессе разгона:

1 — экспериментальные данные работы [2] при реализации заводской тепловозной характеристики; 2 — расчетные данные при реализации заводской тепловозной характеристики; 3 — расчетные данные при реализации оптимизированной тепловозной характеристики

свидетельствуют о возможности использования разработанной методики для расчета тепловозных характеристик для отечественных тепловозных дизелей других модификаций.

Литература

1. *Володин А.И.* Локомотивные энергетические установки. — М. : ИПК «Желдориздат», 2002. — 718 с.

2. *Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В.* Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов. — Луганск : Изд-во Восточно-украинского национального университета им. В. Даля, 2006. — 280 с.

3. *Патрахальцев Н.Н.* Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания. — М. : Изд-во Российского университета дружбы народов, 2009. — 380 с.

4. *Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А.* Си-

стемы топливоподачи и управления дизелей: учебник для вузов. 2-е изд. — М. : Изд-во «Легион-Автодата», 2005. — 344 с.

5. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др.; под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко.* — М. : Машиностроение, 2013. — 784 с.

6. *Марков В.А., Епишин А.Ю., Лобода С.С.* Метод повышения топливной экономичности дизель-генераторной установки тепловоза в условиях эксплуатации // Известия вузов. № 1. — С. 55–62. Сер.: «Машиностроение». 2017.

7. *Кирьяков М.Н.* Расчет оптимальной тепловозной характеристики дизеля // Транспорт Урала. — 2011. — № 2. — С. 71–74.

8. ГОСТ 10511–83. Системы автоматического регулирования скорости (САРС) дизелей стационарных, судовых, тепловозных и промышленного назначения. — М. : Изд-во Стандартов, 1983. — 14 с.

ЮБИЛЕЙ!



3 августа 2017 года исполнилось 70 лет Евгению Юрьевичу Лерману, д.т.н., с.н.с., академику Санкт-Петербургской инженерной академии, советнику технического директора ПАО «Звезда»

Продолжая семейные традиции, Е.Ю. Лерман связал свою жизнь с дизелестроением. После окончания в 1971 г. энергомашиностроительного факультета Ленинградского ордена Ленина Политехнического института им. М.И. Калинина (кафедра «Двигатели внутреннего сгорания») был направлен в конструкторское подразделение машиностроительного завода «Звезда» им. К.Е. Ворошилова.

В 1985 г. после защиты кандидатской диссертации возглавил конструкторское бюро серийного дизельного конструкторского отдела ОКБ.

В 1988 г. Е.Ю. Лерман был избран по конкурсу на должность научного сотрудника Центрального научно-исследовательского дизельного института в отдел рабочих процессов, где вскоре возглавил одну из лабораторий этого отдела. При его непосредственном участии был выполнен комплекс работ по совершенствованию дизельных двигателей Коломенского завода; руководил созданием перспективных дизельных двигателей Рижского дизельного завода, заводов «Андижангидромаш» и «Дагдизель».

В 1993 г. Е.Ю. Лерману решением ВАК было присвоено ученое звание — старший научный сотрудник.

Одновременно с научной работой Евгений Юрьевич занимался преподавательской деятельностью — в 1993–94 гг. разработал и вел курс лекций в Государственном морском техническом университете по основам создания малотоксичных судовых силовых

установок, был членом ГЭК на машиностроительном факультете. С 2008 г. — председатель ГАК по кафедре СДВС и ДУ Государственного морского технического университета.

В 1994 г. Е.Ю. Лерман вернулся в ОАО «Звезда» на должность начальника отдела экономики и маркетинга ОКБ.

С 1997 по 2004 г. работал заместителем генерального директора по внешнеэкономическим вопросам и сбыту; входил в состав правления завода.

В 2003 г. защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук по дизельной тематике в Мурманском морском университете.

В 2004 г. избран академиком Санкт-Петербургской инженерной академии и ученым секретарем секции «Судостроение».

С 2004 г. занимался вопросами судостроения в должности директора Санкт-Петербургского филиала ОАО «Концерн средне- и малотоннажного кораблестроения», а затем стал советником по маркетингу ОАО «Северная верфь».

В 2013 г. был вновь приглашен в ПАО «Звезда» на должность советника технического директора.

Е.Ю. Лерман — высококлассный специалист и признанный эксперт в области создания, испытаний дизельных двигателей и их применения в составе пропульсивных и энергетических комплексов. Пользуется заслуженным уважением в коллективе ПАО «Звезда», научном и профессиональном сообществе специалистов двигателестроения. Е.Ю. Лерман — автор более 50 научных трудов, в том числе монографий и изобретений. Награжден медалью и многими ведомственными знаками отличия.

Руководство и коллектив ПАО «Звезда» и редакция журнала «Двигателестроение» от всей души поздравляют Евгения Юрьевича с юбилеем и желают крепкого здоровья, успехов в труде и новых профессиональных достижений!