

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.436

doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-31-52

Расчетные исследования динамических качеств дизельного двигателя и гусеничной машины

В.А. Марков¹, Ф.Б. Барченко¹, В.А. Неверов¹,
А.А. Савастенко², Ш.Р. Лотфуллин³

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет

³ ООО «РариТЭК Технологии»

Computational Analysis of the Dynamic Qualities of a Diesel Engine and a Tracked Vehicle

V.A. Markov¹, F.B. Barchenko¹, V.A. Neverov¹,
A.A. Savastenko², Sh.R. Lotfullin³

¹ Bauman Moscow State Technical University

² Moscow Automobile and Road Construction State Technical University

³ RariTEK Technologies LLC

Мощностные и динамические качества — одни из основных показателей двигателей внутреннего сгорания и оборудованных ими транспортных средств. Описан метод улучшения этих показателей путем перевода четырехтактного двигателя на работу по двухтактному циклу в режимах с низкими частотами вращения. Рассмотрены показатели динамических качеств дизельного двигателя и транспортного средства. Предложена динамическая модель дизеля и гусеничной машины. Проведены расчетные исследования динамики разгона гусеничной машины массой 6000 кг, оснащенной базовым дизелем Д-245 (4 ЧН 11,0/12,5) и модернизированным двигателем, обладающим возможностью перевода четырехтактного цикла на двухтактный в режимах с низкими частотами вращения. Анализ результатов расчета показал, что при замене базового дизеля модернизированным время разгона гусеничной машины до скорости 54,85 км/ч уменьшилось на 12,4 %, а путь разгона — на 15,3 %.

Ключевые слова: дизельный двигатель, четырехтактный цикл, двухтактный цикл, внешняя скоростная характеристика, динамические качества двигателя, разгон гусеничной машины

Power and dynamic characteristics are the most important indicators of internal combustion engines and vehicles equipped with them. The article considers a method for improving these indicators by transferring a four-stroke engine to work on a two-stroke cycle in modes with low rotational frequencies and the indicators of the dynamic qualities of a diesel engine and a vehicle. A dynamic model of a diesel engine and a tracked vehicle is proposed. Computational studies of the acceleration dynamics of a tracked vehicle weighing 6000 kg, equipped with a base D-245 diesel engine (4 ChN 11.0/12.5) and a modernized engine that can be switched from a four-stroke cycle to a two-stroke cycle in modes with low rotational

speed, have been carried out. An analysis of the calculation results showed that when the base diesel engine was replaced with an upgraded one, the acceleration time of the tracked vehicle to a speed of 54.85 km/h went down by 12.4 %, and the acceleration distance decreased by 15.3 %.

Keywords: diesel engine, four-stroke cycle, two-stroke cycle, external speed characteristic, dynamic engine qualities, tracked vehicle acceleration

Силовые установки транспортных средств (ТС) оснащены преимущественно двигателями внутреннего сгорания (далее двигатели). В настоящее время они являются основным типом тепловых двигателей для энергетических установок различного назначения с диапазоном агрегатных мощностей от нескольких киловатт до десятков мегаватт [1, 2]. При этом двигатели весьма разнообразны и классифицируются по назначению, способу организации рабочего процесса и конструктивным особенностям [3–5].

Один из основных признаков классификации двигателей — число тактов рабочего процесса [6, 7]. В наиболее распространенных четырехтактных двигателях эти такты — впуск, сжатие, рабочий ход, выпуск — осуществляются за два оборота коленчатого вала (720° его поворота). В двухтактных двигателях рабочий цикл (эти такты) реализуется за один оборот коленчатого вала (360° его поворота)

Серийно выпускаемые автомобили и гусеничные машины (ГМ), как правило, оборудованы четырехтактными двигателями [8, 9]. Тем не менее некоторые свойства двухтактного двигателя (особенно высокий крутящий момент) оставляют перспективы его реализации в ТС. Поэтому в начале 1990-х годов проведены исследования и разработки автомобильных двухтактных двигателей и разработаны технические решения и концепции (в частности, использования тарельчатых клапанов) [10, 11].

Разработка систем газораспределения с тарельчатыми клапанами позволила рассмотреть возможность создания двигателей, способных переключаться с четырехтактного цикла на двухтактный в режимах с пониженной частотой вращения коленчатого вала (далее ЧВ). Продолжились исследовательские работы по таким двигателям и позже [12, 13].

Достигнутые результаты сделали реальной перспективу разработки двигателей 2S-4S, т. е. с переключением двухтактного цикла 2S на четырехтактный 4S. В работах [14, 15] рассмотрены особенности перевода базового двигателя на работу с указанным переключением циклов. В 2005 г. такой бензиновый двигатель

2/4 Sight разработан фирмой Ricardo (Великобритания).

Вместе с тем необходимо провести исследования динамических качеств ТС, оснащенного двигателем с возможностью переключения с четырехтактного цикла на двухтактный в режимах с пониженной ЧВ.

Цель работы — расчетное исследование динамических качеств дизельного двигателя (далее дизель) типа 2S-4S и оснащенного им ТС.

Показатели динамических качеств дизеля и ТС. Динамические качества поршневого двигателя и ТС оцениваются комплексом показателей [1, 2]. Наиболее значимыми показателями динамических качеств дизеля являются время переходного процесса (ПП) t_n и заброс ЧВ Δn в ПП (перерегулирование), определяемый выражением

$$\sigma = \Delta n / n_0 \cdot 100 \%,$$

где n_0 — ЧВ в установившемся режиме [16, 17].

Ограничения по этим показателям заложены в ГОСТ Р 55231–2012, согласно которому в системах автоматического регулирования ЧВ четвертого класса точности при полном сбросе нагрузки (от полной до холостого хода) наибольшее допустимое время ПП $t_n = 10$ с при перерегулировании $\sigma \leq 15$ % [1, 2].

Динамические качества дизеля часто характеризуются его постоянной времени T_d , определяемой отношением $T_d = J_d / F_d$, где J_d — момент инерции подвижных деталей дизеля и потребителя, приведенный к ЧВ; F_d — фактор устойчивости дизеля. Графически постоянная времени T_d определяется по кривой ПП разгона дизеля до конечной ЧВ $n_{\text{кон}}$, как это показано на рис. 1.

Еще одним показателем динамических качеств дизеля является площадь под кривой ПП разгона дизеля S_n (так называемый интегральный критерий качества). При этом за окончание ПП принят момент окончательного вхождения кривой ПП в зону допустимой неустойчивости ЧВ в установившемся режиме, которая характеризуется параметром n_ϵ . Ширину этой зоны лимитирует ГОСТ Р 55231–2012.

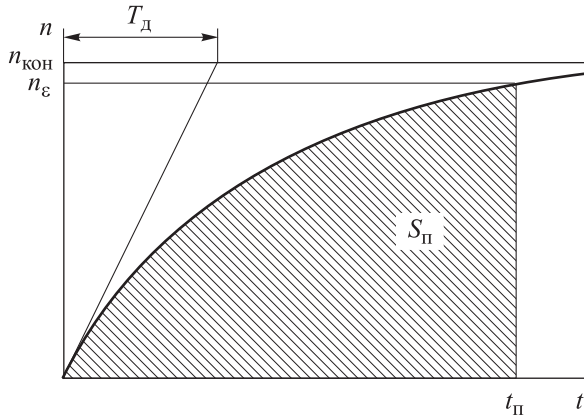


Рис. 1. Зависимость ЧВ n от времени t в ПП разгона дизеля

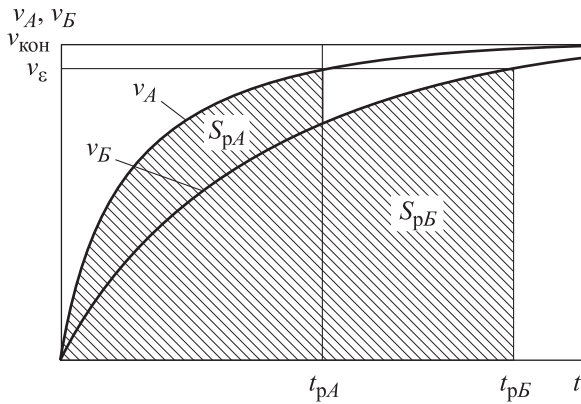


Рис. 2. Зависимость скорости разгона ТС А v_A и Б v_B от времени разгона t :

$S_{рА}$ и $S_{рБ}$ — площади под кривыми разгонов ТС А и Б; $t_{рА}$ и $t_{рБ}$ — продолжительность разгона (приемистость) ТС А и Б

Для оценки динамических качеств ТС используют различные показатели, одним из которых является приемистость — способность быстро достигать заданной (конечной) скорости движения ТС $v_{кон}$ с учетом погрешности определения скорости $v_ε$ (рис. 2). Интенсивность разгона оценивается временем разгона t_p до этой скорости. Согласно ГОСТ 22576–90, для автомобилей массой до 3,5 т она составляет 100 км/ч, для городских автобусов — 60 км/ч, для всех других автомобилей и автопоездов — 80 км/ч.

В работах [18, 19] для оценки динамических качеств ТС предложено использовать показатель $F = v_ε t_p - S_p$, где S_p — площадь под кривой $v = f(t)$. Как видно из рис. 2, в соответствии с этим критерием ТС А обладает лучшими динамическими качествами по сравнению с ТС Б.

Стратегия работы двигателя, выполненного с возможностью перехода на работу по двухтактному циклу в режимах с пониженной ЧВ.

В качестве одного из эффективных способов улучшения динамических качеств двигателя и ГМ рассмотрен его переход на двухтактный цикл в режимах с пониженной ЧВ [14]. Особенности перевода бензинового двигателя 2/4 Sight британской компании Ricardo с четырехтактного цикла на двухтактный описаны в работе [15].

В этом двигателе для реализации двухтактной работы применены двухступенчатый наддув с турбокомпрессором, приводным компрессором, промежуточным охлаждением воздуха и система переключения клапанов газораспределения.

Работа двухтактного двигателя в режимах с малыми нагрузками или при малых ЧВ невозможна без наддува от приводного компрессора (для осуществления продувки цилиндра свежим зарядом). В режимах вблизи номинальной мощности наддув двухтактного двигателя может осуществляться турбокомпрессором без помощи приводного компрессора в связи с избытком мощности на турбине.

Общая стратегия работы двигателя 2/4 Sight показана на рис. 3, где $M_{e уд}$ — удельный крутящий момент. В большей части скоростных и нагрузочных режимов он работает в четырехтактном цикле, что обеспечивает наилучшие показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов. В режимах с пониженной ЧВ и высокой нагрузкой осуществляется переход на двухтактный цикл, обеспечивающий высокий крутящий момент двигателя.

Такая работа двигателя обеспечивает формирование участка внешней скоростной характеристики (ВСХ) с невысокими ЧВ, отличающегося

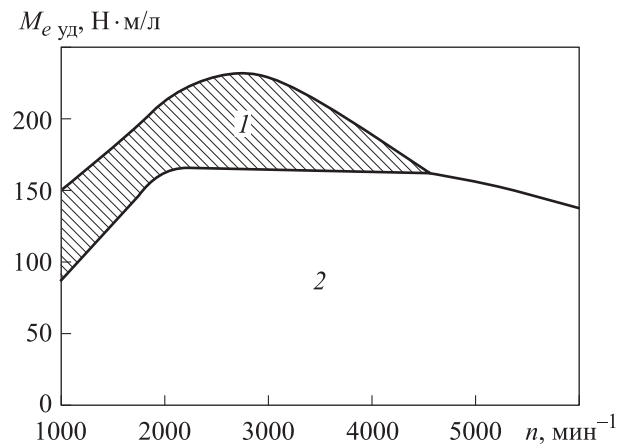


Рис. 3. Стратегия работы двигателя 2/4 Sight компании Ricardo в двух- (1) и четырехтактном (2) циклах

чающегося повышенными (примерно в 2 раза по сравнению с четырехтактным циклом) значениями крутящего момента на валу двигателя.

Этот способ улучшения динамических качеств двигателя и ТС можно использовать для дизеля.

Динамическая модель дизеля и ГМ. Для расчетного исследования показателей динамики поршневого двигателя и ТС в целом необходимо разработать соответствующие динамические модели. Основной проблемой разработки этих моделей является различное протекание рабочего процесса поршневых двигателей в установившихся и неустановившихся режимах [2, 20, 21].

Математическое описание силовых установок с двигателями и их систем автоматического регулирования может быть весьма разнообразным. Более точные результаты исследований получают при использовании нелинейных математических моделей [1, 2]. При этом базовым является уравнение, характеризующее динамическое равновесие двигателя, имеющее вид [16, 20]

$$J_{\text{д}} \frac{d\omega_{\text{дв}}}{dt} = M_e - M_c,$$

где $\omega_{\text{дв}}$ — угловая скорость вращения коленчатого вала; M_e — крутящий момент двигателя; M_c — момент сопротивления потребителя.

Его нелинейность определяется соответствующими функциональными выражениями для крутящего момента двигателя M_e и момента сопротивления потребителя M_c . При этом момент M_c зависит от угловой скорости вращения коленчатого вала $\omega_{\text{дв}}$ и настройки потребителя N .

Энергия, вырабатываемая двигателем ТС, затрачивается в основном на преодоление сопротивления качению колес (или сопротивления на траках ГМ), аэродинамического сопротивления и сопротивления, связанного с преодолением сил инерции. При этом формируются характеристики 6–8 момента сопротивления (рис. 4), близкие по форме к квадратичной параболе [20].

Момент сопротивления нелинейно зависит от угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{дв}}$ и настройки потребителя N . В свою очередь значения N определяются уклоном дороги, качеством ее покрытия, переда-

точным отношением от вала двигателя к движителю ТС, т. е. номером передачи коробки передач (КП) трансмиссии.

При расчете ПП разгона автомобильных двигателей, характеризующихся сравнительно небольшой продолжительностью ПП, обычно принимается $N = \text{const}$, т. е. ПП рассматривают при неизменной характеристике момента сопротивления M_c .

При исследовании разгонов ГМ, имеющих существенно большую продолжительность и повышенный момент сопротивления на движителе (на траках), необходимо учитывать переключения передач КП при разгоне, т. е. переходы от одной характеристики момента сопротивления M_c к другой.

В работах [2, 22–24] показано, что определяющее влияние на мощностные и динамические показатели ТС (колесной или гусеничной машины) оказывает ВСХ. Она отражает зависимость крутящего момента двигателя M_e и его эффективной мощности N_e от ЧВ n (рис. 5, а).

Чем выше расположена характеристика крутящего момента M_e , тем большей приемистостью обладает двигатель. При этом идеальная тяговая характеристика ТС в виде гиперболической зависимости силы тяги P_T от скорости движения ТС v (рис. 5, б, пунктирная линия) формируется в виде огибающей характеристики кривых $P_T = f(v)$, полученных на каждой из передач трансмиссии.

Крутящий момент на ведущем колесе M_T зависит от крутящего момента двигателя M_e ,

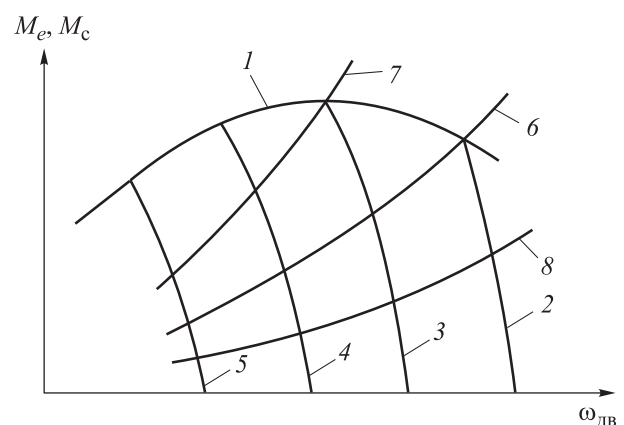


Рис. 4. Статические характеристики крутящего момента двигателя M_e (1–5) и момента сопротивления потребителя M_c (6–8): 1 — ВСХ; 2 — предельная регуляторная характеристика; 3, 4 — частичные регуляторные характеристики; 5 — регуляторная характеристика при минимальной ЧВ; 6, 7, 8 — характеристики момента сопротивления M_c при постоянных значениях N_1, N_2, N_3

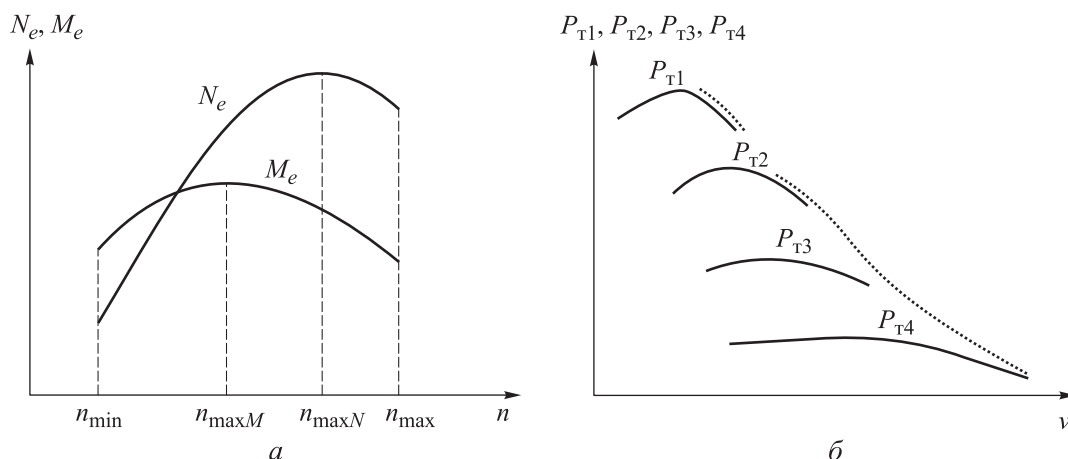


Рис. 5. ВСХ двигателя (а) и тяговая характеристика ТС (б):
 $P_{T1}, P_{T2}, P_{T3}, P_{T4}$ — силы тяги на первой, второй, третьей и четвертой передачах соответственно

передаточного отношения трансмиссии $i_{тр}$ и ее коэффициента полезного действия (КПД) $\eta_{тр}$:

$$M_T = M_e i_{тр} \eta_{тр}.$$

Сила тяги на ведущих колесах зависит от момента M_T и радиуса ведущего колеса r :

$$P_T = M_T / r_{в.к}.$$

Эта сила определяется с учетом скорости движения автомобиля на i -й передаче v_i и развиваемой двигателем эффективной мощности N_e :

$$P_T = 3600 N_e \eta_{тр} / v_i. \tag{1}$$

Скорость движения автомобиля на i -й передаче v_i , км/ч, пропорциональна ЧВ n , радиусу ведущего колеса $r_{в.к}$ и обратно пропорциональна передаточному отношению трансмиссии $i_{тp,i}$ на i -й передаче:

$$v_i = 0,377 n r_{в.к} / i_{тp,i}. \tag{2}$$

Используя тяговую характеристику (см. рис. 5, б) и задавая ЧВ в диапазоне от минимального значения n_{min} до максимального n_{max} при соответствующих значениях крутящего момента двигателя M_e , для каждой передачи находят значения скорости движения v_i и силы тяги на ведущих колесах ТС P_T по формулам (1) и (2) [25, 26].

Таким образом, с помощью тяговой характеристики можно оценить предельные тяговые возможности ТС в фактическом интервале скорости его движения. Аналогичный подход к анализу тяговых характеристик можно применить для ГМ.

Исследование динамики разгона ГМ с переключением передач КП целесообразно прово-

дить с помощью следующей методики тягового расчета [27–29]. При установившемся режиме работы максимальная сила тяги двигателя $P_{дв\ max}$ затрачивается на преодоление сил сопротивления движению и полной аэродинамической силы:

$$P_{дв\ max} = f_{min} M g + P_w.$$

Здесь f_{min} — минимальный коэффициент сопротивления прямолинейному движению; M — масса ГМ, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; P_w — полная аэродинамическая сила,

$$P_w = k_{лоб} (H - h) B v_{max}^2,$$

где $k_{лоб}$ — коэффициент лобового сопротивления; H и h — высота и дорожный просвет ГМ; B — колея ГМ, м; v_{max} — максимальная скорость ГМ, м/с.

Минимальный КПД гусеницы в безразмерном виде

$$\eta_{гус} = 0,919 - 0,01386 v_{max}.$$

Общий КПД ГМ

$$\eta_o = \eta_{гус} \eta_{тр}.$$

Максимальная свободная мощность

$$N_{св\ max} = \frac{P_{дв\ max} v_{max}}{\eta_o}.$$

Для определения максимальной эффективной мощности двигателя необходимо учесть потери на агрегаты, обслуживающие силовую установку, определяемые выражением

$$N_{пот\ N} = (0,10 \dots 0,17) N_{св\ max}.$$

Тогда максимальная мощность двигателя

$$N_{e\max} = N_{\text{св max}} + N_{\text{пот}},$$

где $N_{\text{пот}}$ — мощность потерь.

По каталогу двигателей назначают силовую установку, номинальная мощность которой равна или больше требуемой. В случае отсутствия экспериментальной ВСХ ее аппроксимируют эмпирическими зависимостями от ЧВ, получая следующие выражения:

$$N_e = f\left(\frac{n}{n_{\max N}}\right); \quad N_{\text{пот}} = N_{\text{пот } N} \left(\frac{n}{n_{\max N}}\right)^3;$$

$$N_{\text{св}} = N_e - N_{\text{пот}}; \quad M_{\text{св}} = \frac{30N_{\text{св}}}{\pi n},$$

где $n_{\max N}$ — ЧВ силовой установки при максимальной мощности; $N_{\text{св}}$ — свободная мощность; $M_{\text{св}}$ — свободный крутящий момент.

Потребная сила тяги определяется выражением

$$P_{\text{п}} = f_{0\max} Mg,$$

где $f_{0\max}$ — общий коэффициент сопротивления движению ГМ, $f_{0\max} = f_{\max} \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}$ (f_{\max} — коэффициент сопротивления прямолинейному движению при минимальной скорости; α_{\max} — максимальный угол подъема дороги).

Тогда минимальная скорость движения ГМ

$$v_{\min} = \frac{\eta_{\text{тр}} \eta_{\text{гус}} N_{\text{св max}}}{P_{\text{п}}},$$

где $\eta_{\text{гус}} = 0,9$.

Диапазон изменения скоростей разрабатываемой трансмиссии

$$d = v_{\max} / v_{\min}.$$

Минимальное число передач

$$K_{\min} = 1 + \lg d \frac{1}{\lg (n_{\max N} / n_{\max M})},$$

где $n_{\max M}$ — ЧВ силовой установки при максимальном крутящем моменте. Дробный результат округляется до ближайшего целого большего числа.

Коэффициент геометрической прогрессии

$$q = d^{1/(K_{\min} - 1)}.$$

Минимальная скорость движения ГМ на i -й передаче

$$v_i = v_{\min} q^{i-1}.$$

Общие передаточные числа трансмиссии u_{0i} определяются минимальной скоростью движения ГМ на i -й передаче, ЧВ $n_{\max N}$ и радиусом ведущего колеса $r_{\text{в.к}}$:

$$u_{0i} = 0,377 \frac{r_{\text{в.к}} n_{\max N}}{v_i}.$$

Тяговые возможности ГМ определяет ее тяговый баланс. Он характеризуется зависимостями силы тяги P_k , сил сопротивления движению P_f и воздуха P_w от скорости машины v :

$$v = 0,377 \frac{r_{\text{в.к}} n}{u_0}; \quad P_k = \frac{M_{\text{св}} u_0 \eta_{\text{гус}} v \eta_{\text{тр}}}{v_i};$$

$$\eta_{\text{гус}} = 0,919 - 0,01386v; \quad P_w = k_{\text{лоб}} (H - h) Bv^2,$$

где u_0 — общее передаточное отношение трансмиссии; $k_{\text{лоб}}$ — коэффициент лобового сопротивления.

Сила тяги по сцеплению

$$P_{\phi} = \phi M \cos \alpha_{\max},$$

где ϕ — коэффициент сцепления гусеницы с дорогой.

Если полученная сила тяги по сцеплению больше потребной силы тяги по двигателю, то вся сила тяги может быть реализована. Поэтому подъем для ГМ осуществим. Динамические характеристики ГМ определяются зависимостью динамического фактора D от скорости v , вычисляемого по формуле

$$D = (P_k - P_w) / G,$$

где G — вес ГМ, $G = Mg$.

Ускорение ГМ описывается выражением

$$j = (D - f_{\min}) \frac{g}{\delta_i},$$

где δ_i — коэффициент условного приращения массы ГМ, $\delta_i = 1,2 + 0,002u_{0i}^2$.

Для определения времени и пути разгона ГМ не требуется вычислять передаточные отношения КП, бортовые редукторы и другие элементы трансмиссии. Общее время разгона ГМ $t_{\text{раз}}$ на k передачах состоит из времени, затраченного на разгон машины до минимальной скорости на первой передаче t_0 , продолжительности разгона на всех передачах t_i и времени, затраченного на переключение передач $t_{\text{п } i}$:

$$t_{\text{раз}} = t_0 + \sum_{i=1}^k t_i + \sum_{i=1}^{k-1} t_{\text{п } i}.$$

Время t_0 определяется из допущения о линейном законе ускорения в процессе трогания

и буксования. При этом ускорение возрастает от 0 до j_0 , соответствующем максимальному значению на первой передаче, т. е. $t_0 = 2v_{1i}/j_0$.

Продолжительность разгона на каждой передаче

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} dv. \tag{3}$$

Для КП с переключением фрикционными муфтами время, затраченное на переключение передач $t_{пi}$, принято равным 1 с, для КП с синхронизаторами — 2 с. Необходимо учитывать, что разгон принято определять до скорости, составляющей 90 % ее максимального значения [28].

Аналитический метод вычисления продолжительности разгона заключается в аппроксимации зависимости $1/j = f(v)$ полиномом третьей степени:

$$1/j = a_0 + a_1v + a_2v^2 + a_3v^3,$$

где a_0, a_1, a_2, a_3 — коэффициенты полинома.

Тогда зависимость (3) принимает вид

$$\begin{aligned} t &= \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} dv = \int_{v_1}^{v_2} (a_0 + a_1v + a_2v^2 + a_3v^3) dv = \\ &= a_0(v_2 - v_1) + \frac{a_1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + \\ &+ \frac{a_2}{3}(v_2^3 - v_1^3) + \frac{a_3}{4}(v_2^4 - v_1^4). \end{aligned}$$

Скорость движения ТС на очередной передаче после переключения

$$v_{1(i+1)} = \frac{v_{2i}}{\lambda_i},$$

где λ_i — коэффициент потерянной скорости, определяемый для i -й передачи,

$$\lambda_i = \frac{1}{1 - g f_{\min} t_{пi} / (\delta_i v_{2i})}.$$

При этом ЧВ силовой установки к моменту начала разгона на следующей передаче

$$n_{0i} = \frac{v_{1i} u_{0i}}{0,105 r_{в.к}}.$$

Общий путь разгона ГМ $s_{разг}$ аналогично общему времени разгона $t_{разг}$ складывается из путей, пройденных ГМ за время разгона до минимальной скорости s_0 , за время разгона на передачах s_i и за время переключения передач $s_{пi}$:

$$s_{разг} = s_0 + \sum_{i=1}^k s_i + \sum_{i=1}^{k-1} s_{пi}.$$

Путь s_0 и путь, пройденный от t_1 до t_2 , определяются выражениями

$$s_0 = \frac{v_{1i} t_0}{2}; \quad s = \int_{t_1}^{t_2} v dt.$$

Выполняя аппроксимацию зависимости $v = f(t_{разг})$ полиномом третьей степени

$$v = a_0 + a_1 t_{разг} + a_2 t_{разг}^2 + a_3 t_{разг}^3,$$

аналитически определяем путь разгона

$$\begin{aligned} s &= \int_{t_1}^t v dt = \int_{t_1}^{t_2} (a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3) dt = \\ &= a_0(t_2 - t_1) + \frac{a_1}{2}(t_2^2 - t_1^2) + \\ &+ \frac{a_2}{3}(t_2^3 - t_1^3) + \frac{a_3}{4}(t_2^4 - t_1^4). \end{aligned}$$

Путь, пройденный ГМ за время переключения передач вследствие инерции, имеет вид

$$s_{пi} = \frac{v_{2i}}{2} \left(1 + \frac{1}{\lambda_i} \right) t_{пi}.$$

Предложенная методика использована для расчета динамики разгона ГМ, оснащенной дизелем 4 ЧН 11,0/12,5 (Д-245) производства Минского моторного завода. Указанные расчеты проведены с использованием программного комплекса MATLAB [30]. При этом масса ГМ $M = 6000$ кг, максимальная скорость движения $v_{\max} = 60$ км/ч (16,7 м/с), максимальный угол подъема $\alpha_{\max} = 35^\circ$.

Приняты следующие дополнительные исходные параметры расчета: коэффициент сопротивления прямолинейному движению $f_{\min} = 0,03$; коэффициент сопротивления прямолинейному движению при минимальной скорости $f_{\max} = 0,08$; коэффициент лобового сопротивления $k_{\text{лоб}} = 0,65 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; колея машины $B = 2,55$ м; высота $H = 2$ м; дорожный просвет $h = 0,4$ м; КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}} = 0,95$; радиус ведущего колеса $r_{в.к} = 0,27$ м.

Потребная максимальная свободная мощность определяется из условий движения ГМ по ровной сухой горизонтальной дороге с твердым покрытием. Потребная максимальная мощность силовой установки составляет 79,8 кВт. Наиболее близкими параметрами обладает дизель Д-245.12С. Штатная ВСХ, полученная экспериментальным путем в работе [31], приведена в табл. 1.

После аппроксимации данных табл. 1 полиномом третьей степени получена зависимость крутящего момента от ЧВ двигателя в виде

$$M_e = a_0 + a_1 \frac{n}{n_{\max N}} + a_2 \left(\frac{n}{n_{\max N}} \right)^2 + a_3 \left(\frac{n}{n_{\max N}} \right)^3,$$

где $a_0 = -138,77$; $a_1 = 1874$; $a_2 = -2194$; $a_3 = 779,1$; $n_{\max N} = 2400 \text{ мин}^{-1}$.

Расчетные значения параметров базового дизеля Д-245 — максимальной $N_{e\max}$ и свободной $N_{\text{св}}$ мощностей, максимального $M_{e\max}$ и свободного $M_{\text{св}}$ крутящих моментов — приведены в табл. 2. Графические зависимости этих параметров от ЧВ n изображены на рис. 6. Там

Таблица 2

Расчетные значения параметров базового дизеля Д-245

$n, \text{ мин}^{-1}$	$N_{e\max}, \text{ кВт}$	$N_{\text{св}}, \text{ кВт}$	$M_{e\max}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{св}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$
1100	38,2	36,8	331,7	321,9
1200	43,4	41,8	346,3	334,4
1300	48,2	46,3	355,7	341,8
1400	52,8	50,4	362,0	345,8
1500	57,2	54,2	365,3	346,7
1600	61,1	57,6	366,1	344,9
1700	64,7	60,4	364,6	340,7
1800	67,9	62,8	361,3	334,5
1900	70,7	64,8	356,4	326,5
2000	73,1	66,2	350,2	317,1
2100	75,3	67,3	343,2	306,8
2200	77,1	67,9	335,7	295,7
2300	78,8	68,3	328,0	284,2
2400	80,3	68,4	320,4	272,7

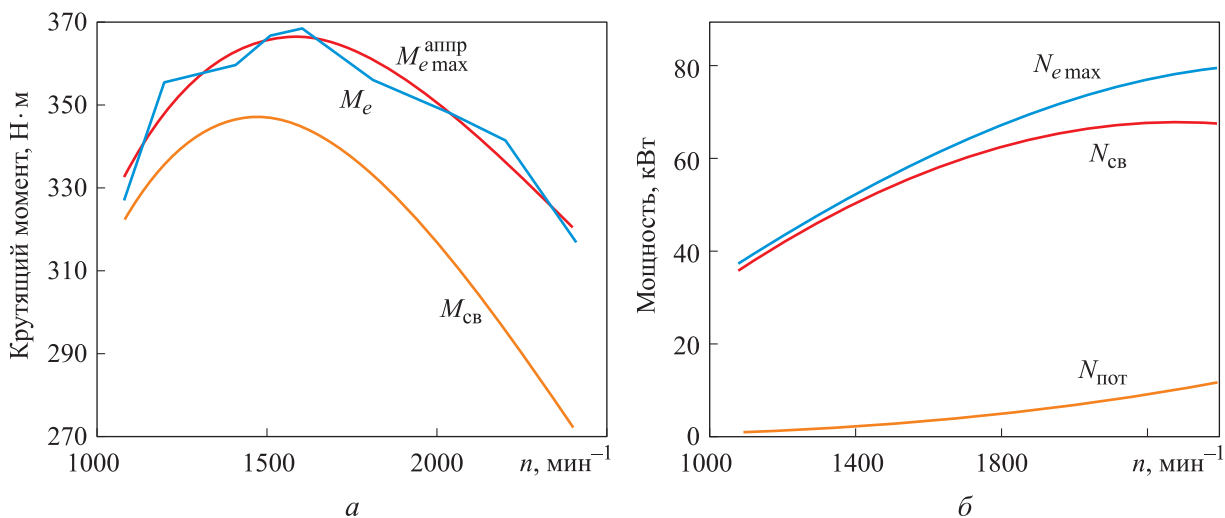
Таблица 1

ВСХ базового дизеля Д-245

$n, \text{ мин}^{-1}$	$M_e, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$n, \text{ мин}^{-1}$	$M_e, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$n, \text{ мин}^{-1}$	$M_e, \text{ Н}\cdot\text{м}$
1084	327	1506	366	2001	349
1201	355	1601	368	2200	341
1402	359	1805	356	2406	317

же показан результат аппроксимации этой зависимости $M_{e\max}^{\text{анпр}} = f(v)$.

Тяговые свойства ГМ, оснащенной базовым дизелем Д-245, указаны в табл. 3. Графическая зависимость динамического фактора D от скорости движения ГМ v приведена на рис. 7.

Рис. 6. Зависимости параметров базового дизеля Д-245 от ЧВ n :

a — свободного крутящего момента $M_{\text{св}}$, максимального крутящего момента $M_{e\max}$ и его аппроксимации $M_{e\max}^{\text{анпр}}$;
 b — мощности потерь $N_{\text{пот}}$, максимальной $N_{e\max}$ и свободной $N_{\text{св}}$ мощностей

Таблица 3

Тяговые свойства ГМ, оснащенной базовым дизелем Д-245

Параметр	ЧВ n , мин ⁻¹						
	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
	Свободный крутящий момент $M_{св}$, Н·м						
	334,4	345,8	344,9	334,5	317,1	295,7	272,7
<i>Для первой передачи ($u_{01} = 43,7$)</i>							
v , км/ч	2,78	3,25	3,72	4,18	4,65	5,11	5,60
$P_{кв}$, кВт	43,7	48,2	47,9	46,4	43,9	40,9	37,6
$P_{вв}$, Н	1,6	2,2	2,8	3,6	4,4	5,4	6,4
D	0,79	0,82	0,81	0,79	0,75	0,69	0,64
<i>Для второй передачи ($u_{02} = 27,2$)</i>							
v , км/ч	4,47	5,22	5,97	6,72	7,47	8,22	9,00
$P_{кв}$, кВт	28,8	29,7	29,5	28,6	27,0	25,1	23,1
$P_{вв}$, Н	4,1	5,6	7,3	9,2	11,4	13,8	16,5
D	0,49	0,50	0,50	0,49	0,46	0,46	0,39
<i>Для третьей передачи ($u_{03} = 16,9$)</i>							
v , км/ч	7,19	8,39	9,60	10,8	12,0	13,2	14,5
$P_{кв}$, кВт	17,7	18,2	18,1	17,5	16,5	15,3	14,0
$P_{вв}$, Н	10,6	14,4	18,8	23,9	29,5	35,7	42,5
D	0,30	0,31	0,31	0,30	0,28	0,24	0,23
<i>Для четвертой передачи ($u_{04} = 10,5$)</i>							
v , км/ч	11,6	13,5	15,4	17,4	19,3	21,2	23,4
$P_{кв}$, кВт	10,8	11,1	11,0	10,5	9,9	9,2	8,4
$P_{вв}$, Н	27,3	37,2	48,7	61,7	76,2	92,3	109,8
D	0,18	0,19	0,19	0,18	0,17	0,15	0,14
<i>Для пятой передачи ($u_{05} = 6,5$)</i>							
v , км/ч	18,6	21,7	24,8	27,9	31,0	34,1	37,6
$P_{кв}$, кВт	6,6	6,7	6,5	6,3	5,8	5,4	4,9
$P_{вв}$, Н	70,6	96,2	125,8	159,3	196,8	238,3	283,7
D	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10	0,09	0,08
<i>Для шестой передачи ($u_{06} = 4,1$)</i>							
v , км/ч	29,8	34,9	39,8	44,8	49,9	54,9	60,6
$P_{кв}$, кВт	3,8	3,9	3,8	3,6	3,3	3,0	2,7
$P_{вв}$, Н	182,3	248,5	324,9	411,6	508,5	615,6	733,0
D	0,06	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03

Результаты расчета ускорения ГМ, оснащенной базовым дизелем, и его обратной величины, приведены в табл. 4. Графические расчетные зависимости величины, обратной ускорению, ГМ, $1/j$ от скорости движения v ГМ на шести передачах показаны на рис. 8 (кривые 1–6). Там же показана зависимость $1/j = f(v)$, заданная массивом точек, указанных в табл. 4, аппроксимированная полиномом третьей степени (кривая 7). Значения коэффициентов полинома для функции $1/j = f(v)$ приведены в табл. 5.

Результаты расчета времени разгона ГМ для всех передач приведены в табл. 6. На рис. 9, а показан график разгона ГМ до скорости 54,85 км/ч.

Значения коэффициентов полинома для функции $v = f(t_{\text{разг}})$ приведены в табл. 7.

Таблица 4

Результаты расчета ускорений ГМ, оснащенной базовым дизелем Д-245

Параметр	$n, \text{мин}^{-1}$						
	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
<i>Для первой передачи ($\delta_1 = 5,02$)</i>							
$v, \text{км/ч}$	2,78	3,25	3,72	4,18	4,65	5,11	5,60
$j, \text{м/с}^2$	1,49	1,54	1,54	1,48	1,40	1,30	1,19
$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	0,67	0,65	0,65	0,67	0,71	0,77	0,84
<i>Для второй передачи ($\delta_2 = 2,68$)</i>							
$v, \text{км/ч}$	4,47	5,22	5,97	6,72	7,47	8,22	9,00
$j, \text{м/с}^2$	1,69	1,74	1,73	1,67	1,57	1,45	1,32
$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	0,59	0,57	0,58	0,60	0,64	0,69	0,75
<i>Для третьей передачи ($\delta_3 = 1,7$)</i>							
$v, \text{км/ч}$	7,19	8,39	9,60	10,8	12,0	13,2	14,5
$j, \text{м/с}^2$	1,50	1,55	1,53	1,47	1,38	1,27	1,15
$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	0,67	0,64	0,65	0,68	0,72	0,79	0,87
<i>Для четвертой передачи ($\delta_4 = 1,42$)</i>							
$v, \text{км/ч}$	11,6	13,5	15,4	17,4	19,3	21,2	23,4
$j, \text{м/с}^2$	1,06	1,09	1,07	1,02	0,95	0,86	0,76
$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	0,95	0,92	0,93	0,98	1,06	1,17	1,31
<i>Для пятой передачи ($\delta_5 = 1,28$)</i>							
$v, \text{км/ч}$	18,6	21,7	24,8	27,9	31,0	34,1	37,6
$j, \text{м/с}^2$	0,61	0,62	0,60	0,56	0,50	0,43	0,37
$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	1,65	1,61	1,66	1,78	1,99	2,30	2,73
<i>Для шестой передачи ($\delta_6 = 1,23$)</i>							
$v, \text{км/ч}$	29,8	34,9	39,8	44,8	49,9	54,9	60,6
$j, \text{м/с}^2$	0,26	0,25	0,23	0,19	0,14	0,08	–
$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	3,89	3,95	4,37	5,29	7,19	12,00	–

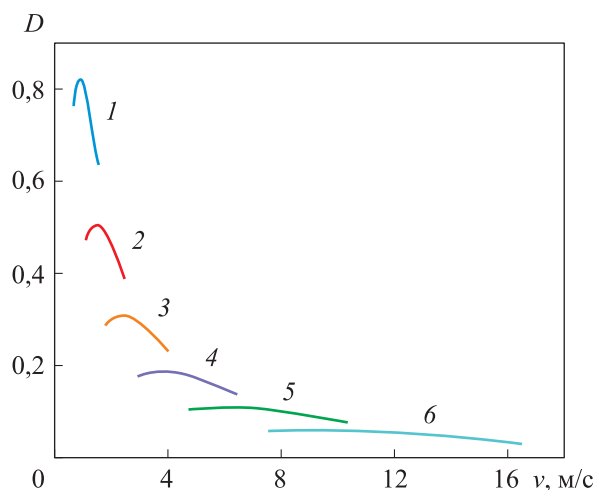


Рис. 7. Зависимость динамического фактора D от скорости движения v ГМ, оснащенной базовым дизелем Д-245, на первой (1), второй (2), третьей (3), четвертой (4), пятой (5) и шестой (6) передачах

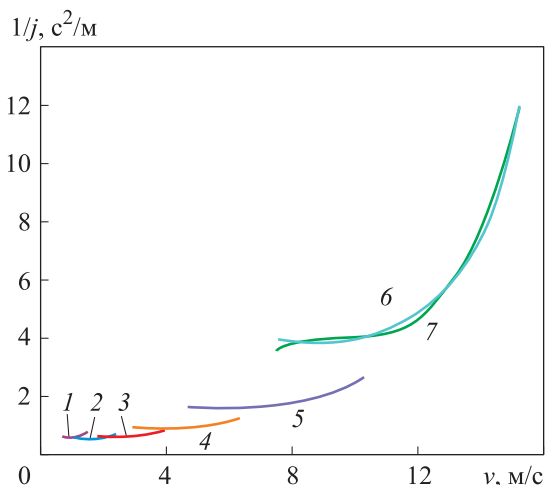


Рис. 8. Зависимости величины, обратной ускорению, $1/j$ от скорости движения v ГМ, оснащенной базовым дизелем:
 1–6 — результаты расчета для первой, второй, третьей, четвертой, пятой и шестой передач соответственно;
 7 — их аппроксимация

Таблица 5

Значения коэффициентов полинома при аппроксимации функции $1/j = f(v)$ для базового дизеля Д-245

Номер передачи	a_0	a_1	a_2	a_3
1	1,447	-1,870	1,287	-0,215
2	1,284	-1,033	0,439	-0,044
3	1,443	-0,719	0,187	-0,011
4	2,018	-0,606	0,092	-0,002
5	2,937	-0,365	0,012	0,002
6	-34,800	12,080	-1,253	0,043

Таблица 6

Результаты расчета времени разгона ГМ

Параметр	Значения						
<i>Для первой передачи ($t_0 = 0,98$ с; $\lambda = 1,08$; $t_n = 2$ с)</i>							
v , км/ч	2,53	3,04	3,54	4,05	4,56	5,07	5,58
t , с	0	0,09	0,18	0,28	0,38	0,48	0,59
$t_{разг}$, с	0,98	1,07	1,16	1,26	1,35	1,46	1,57
<i>Для второй передачи ($\lambda = 1,08$; $t_n = 2$ с; $n_0 = 1430$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	5,16	5,79	6,43	7,06	7,70	8,33	8,97
t , с	0	0,10	0,20	0,31	0,42	0,54	0,67
$t_{разг}$, с	3,57	3,67	3,77	3,88	3,99	4,11	4,24
<i>Для третьей передачи ($\lambda = 1,08$; $t_n = 2$ с; $n_0 = 1354$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	8,17	9,22	10,26	11,30	12,34	13,37	14,41
t , с	0	0,19	0,38	0,57	0,78	1,00	1,24
$t_{разг}$, с	6,24	6,43	6,61	6,01	7,02	7,24	7,48
<i>Для четвертой передачи ($\lambda = 1,08$; $t_n = 2$ с; $n_0 = 1362$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	13,22	14,88	16,53	18,13	19,85	21,51	23,17
t , с	0	0,42	0,85	1,30	1,79	2,01	2,88
$t_{разг}$, с	9,48	9,90	10,33	10,78	11,27	11,79	12,36
<i>Для пятой передачи ($\lambda = 1,08$; $t_n = 2$ с; $n_0 = 1390$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	21,68	24,27	26,86	29,46	32,05	34,64	37,24
t , с	0	1,17	2,38	3,67	5,09	6,69	8,52
$t_{разг}$, с	14,36	15,53	16,74	18,04	19,56	21,06	22,88
<i>Для шестой передачи ($\lambda = 1,08$; $n_0 = 1420$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	35,59	38,80	42,01	45,22	48,43	51,64	54,85
t , с	0	3,67	7,51	11,81	17,03	23,78	32,87
$t_{разг}$, с	24,88	28,56	32,39	36,69	41,91	48,67	57,76

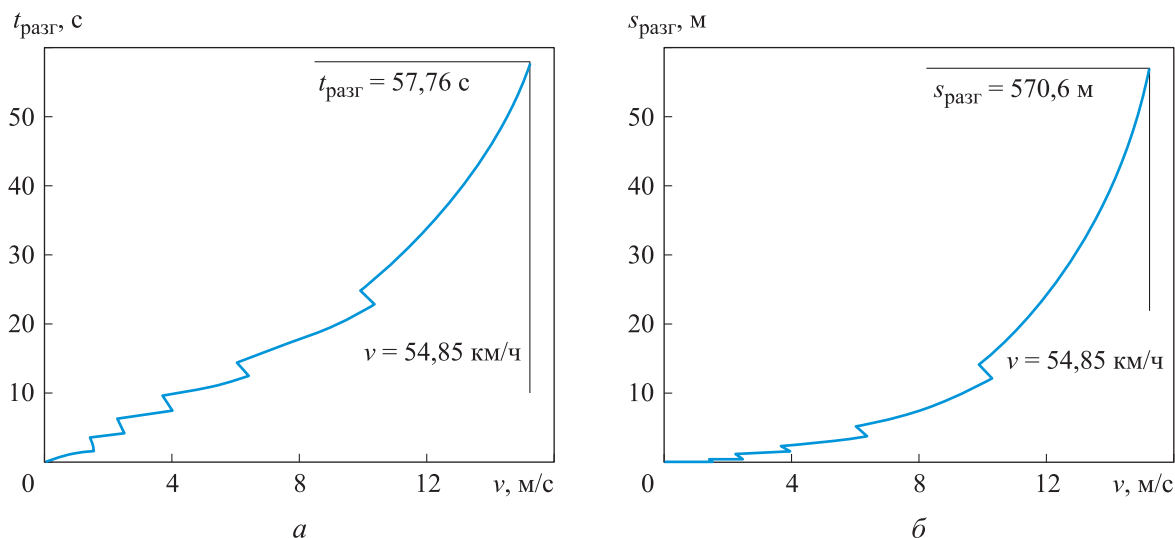


Рис. 9. Зависимости времени $t_{\text{разг}}$ (а) и пути $s_{\text{разг}}$ (б) разгона ГМ, оснащенной базовым дизелем Д-245, от скорости движения v ГМ

Таблица 7

Значения коэффициентов полинома при аппроксимации функции $v = f(t_{\text{разг}})$ для базового дизеля Д-245

Номер передачи	a_0	a_1	a_2	a_3
1	0,70	1,48	0,320	-0,680000
2	1,43	1,77	-0,130	-0,220000
3	2,27	1,57	-0,070	-0,060000
4	3,67	1,11	-0,030	-0,010000
5	6,02	0,64	-0,010	-0,000310
6	9,87	0,27	-0,004	0,000013

Таблица 8

Результаты расчета пути разгона ГМ, оснащенной базовым дизелем Д-245

Параметр	Значения						
Для первой передачи ($s_0 = 0,98$ м; $s_n = 2,98$ м)							
v , км/ч	2,53	3,04	3,54	4,05	4,56	5,07	5,58
s , м	0	0,07	0,16	0,25	0,37	0,51	0,68
$s_{\text{разг}}$, м	0,34	0,42	0,50	0,60	0,71	0,85	1,02
Для второй передачи ($s_n = 4,76$ м)							
v , км/ч	5,16	5,79	6,43	7,06	7,70	8,33	8,97
s , м	0	0,15	0,33	0,53	0,56	1,02	1,33
$s_{\text{разг}}$, м	4,00	4,16	4,33	4,53	4,76	5,02	5,33
Для третьей передачи ($s_n = 7,66$ м)							
v , км/ч	8,17	9,22	10,26	11,30	12,34	13,37	14,41
s , м	0	0,45	0,96	1,55	2,23	3,02	3,95
$s_{\text{разг}}$, м	10,09	10,54	11,06	11,64	12,32	13,11	14,05

Окончание табл. 8

Параметр	Значения						
<i>Для четвертой передачи (s_п = 12,46 м)</i>							
<i>v</i> , км/ч	13,22	14,88	16,53	18,13	19,85	21,51	23,17
<i>s</i> , м	0	1,65	3,53	5,51	8,25	11,26	14,82
<i>s</i> _{разг} , м	21,72	23,37	25,26	27,43	29,97	32,98	36,54
<i>Для пятой передачи (s_п = 20,23 м)</i>							
<i>v</i> , км/ч	21,68	24,27	26,86	29,46	32,05	34,64	37,24
<i>s</i> , м	0	7,47	16,08	26,20	38,34	53,16	71,43
<i>s</i> _{разг} , м	49,00	56,47	65,08	75,20	87,34	102,16	120,43
<i>Для шестой передачи</i>							
<i>v</i> , км/ч	35,59	38,80	42,01	45,22	48,43	51,64	54,85
<i>s</i> , м	0	37,99	81,17	133,26	201,09	295,18	429,97
<i>s</i> _{разг} , м	140,66	178,66	221,83	273,91	341,76	435,84	570,63

Результаты расчета пути разгона ГМ с базовым дизелем Д-245 для шести передач приведены в табл. 8. Графическая зависимость пути разгона *s*_{разг} ГМ, оснащенной базовым дизелем Д-245, от скорости движения *v* ГМ показана на рис. 9, б.

Таким образом, время разгона до скорости *v* = 54,85 км/ч (*v* ≈ 0,9*v*_{max}) *t*_{разг} = 57,76 с, путь разгона *s*_{разг} = 570,63 м.

Расчетные исследования модернизации базового дизеля Д-245, заключающейся в его переводе на двухтактный цикл при ЧВ *n* < 1600 мин⁻¹, проведены при неизменных передаточных числах трансмиссии. Для определения значений крутящего момента модернизированного дизеля выполнены предварительные расчеты по методике, изложенной в работе [14].

По результатам проведенной оптимизации рабочего процесса двухтактного дизеля Д-245 на режимах ВСХ с частотой вращения *n* ≤ 1601 мин⁻¹ получены значения крутящего момента дизеля в диапазоне ЧВ *n* = 1084...1601 мин⁻¹. На режимах ВСХ с ЧВ *n* > 1601 мин⁻¹ двухтактный цикл становится менее эффективным по сравнению с четырехтактным. Поэтому на этих режимах целесообразна работа по четырехтактному циклу.

Таблица 9

ВСХ модернизированного дизеля Д-245

<i>n</i> , мин ⁻¹	<i>M_e</i> , Н·м	<i>n</i> , мин ⁻¹	<i>M_e</i> , Н·м	<i>n</i> , мин ⁻¹	<i>M_e</i> , Н·м
1084	543	1506	650	2001	349
1201	580	1601	668	2200	341
1402	630	1805	356	2406	317

При реализации указанной работы дизеля Д-245 на режимах ВСХ по двухтактному циклу при *n* ≤ 1601 мин⁻¹ и по четырехтактному циклу при *n* > 1601 мин⁻¹ формируется ВСХ, приведенная в табл. 9.

После аппроксимации этой ВСХ двумя полиномами третьей степени получено аналитическое выражение для максимального крутящего момента

$$M_{e\max} = \begin{cases} -426 + 3954 \frac{n}{n_{\max N}} - 5126 \left(\frac{n}{n_{\max N}} \right)^2 + \\ + 2484 \left(\frac{n}{n_{\max N}} \right)^3 \text{ при } n \leq 1600 \text{ мин}^{-1}; \\ 272 - 846 \frac{n}{n_{\max N}} + 1013 \left(\frac{n}{n_{\max N}} \right)^2 - \\ - 407 \left(\frac{n}{n_{\max N}} \right)^3 \text{ при } n > 1600 \text{ мин}^{-1}. \end{cases}$$

Значения максимальной *N*_{еmax} и свободной *N*_{св} мощностей, максимального *M*_{еmax} и свободного *M*_{св} моментов дизеля Д-245 с возможностью перевода с четырехтактного цикла на двухтактный при пониженной ЧВ приведены в табл. 10.

На рис. 10 показаны графические зависимости максимального *M*_{еmax} и свободного *M*_{св} крутящих моментов, максимальной *N*_{еmax} и свободной *N*_{св} мощностей, мощности потерь *N*_{пот} модернизированного дизеля Д-245 от ЧВ. Там же приведена зависимость исходного крутящего момента *M*_{исх} (крутящего момента двигателя, работающего во всем диапазоне ЧВ, включая режимы с низкими ЧВ, по четырехтактному циклу).

Таблица 10

Мощностные характеристики модернизированного дизеля Д-245

n , мин ⁻¹	$N_{e\max}$, кВт	$N_{св}$, кВт	$M_{e\max}$, Н·м	$M_{св}$, Н·м
1100	63,2	61,6	548,5	534,4
1200	72,9	70,8	580,0	563,2
1300	82,6	79,9	606,4	586,8
1400	92,2	88,9	623,2	606,5
1500	102,0	97,9	649,3	623,2
1600	111,9	106,9	667,7	638,0
1700	64,8	58,8	364,0	330,5
1800	67,2	60,1	356,3	318,7
1900	70,0	61,7	351,8	310,0
2000	73,1	63,4	349,0	302,7
2100	76,1	64,8	346,0	294,9
2200	78,6	65,6	341,0	284,9
2300	80,0	65,3	332,2	270,9
2400	79,9	63,2	318,1	251,3

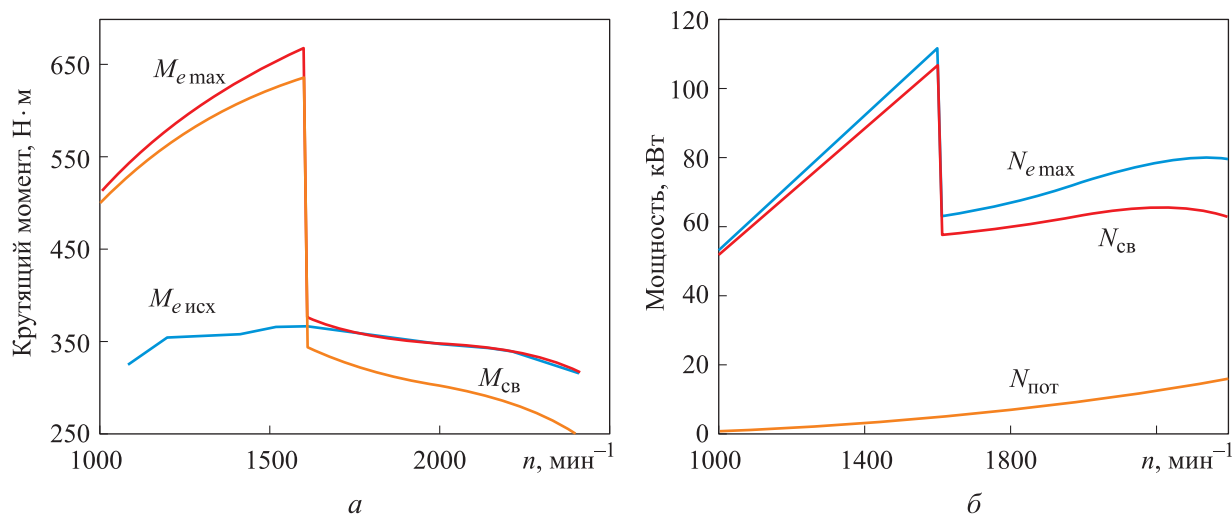


Рис. 10. Зависимости максимального $M_{e\max}$ и свободного $M_{св}$ моментов (а), максимальной $N_{e\max}$ и свободной $N_{св}$ мощностей, мощности потерь $N_{пот}$ модернизированного дизеля Д-245 и исходного крутящего момента $M_{e\text{исх}}$ от ЧВ

Таблица 11

Тяговые свойства ГМ, оснащенной с модернизированным дизелем Д-245

Параметр	ЧВ n , мин ⁻¹						
	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
	Свободный крутящий момент $M_{св}$, Н·м						
	563,2	606,5	638,0	318,7	302,7	284,9	251,3
Для первой передачи ($u_{01} = 43,7$)							
v , км/ч	2,78	3,25	3,72	4,18	4,65	5,11	5,60
D	1,33	1,44	1,51	0,75	0,71	0,67	0,59

Окончание табл. 11

Параметр	ЧВ n , мин ⁻¹						
	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
	Свободный крутящий момент $M_{св}$, Н·м						
	563,2	606,5	638,0	318,7	302,7	284,9	251,3
Для второй передачи ($u_{02} = 27,2$)							
v , км/ч	4,47	5,22	5,97	6,72	7,47	8,22	9,00
D	0,82	0,89	0,93	0,46	0,44	0,41	0,36
Для третьей передачи ($u_{03} = 16,9$)							
v , км/ч	7,19	8,39	9,60	10,8	12,0	13,2	14,5
D	0,51	0,54	0,57	0,28	0,27	0,25	0,21
Для четвертой передачи ($u_{04} = 10,5$)							
v , км/ч	11,6	13,5	15,4	17,4	19,3	21,2	23,4
D	0,31	0,33	0,34	0,17	0,16	0,15	0,13
Для пятой передачи ($u_{05} = 6,5$)							
v , км/ч	18,6	21,7	24,8	27,9	31,0	34,1	37,6
D	0,18	0,20	0,20	0,10	0,09	0,08	0,07
Для шестой передачи ($u_{06} = 4,1$)							
v , км/ч	29,8	34,9	39,8	44,8	49,9	54,9	60,6
D	0,10	0,11	0,11	0,05	0,05	0,04	0,03

Расчеты разгона ГМ с модернизированным дизелем проведены при неизменных передаточных числах КП: $u_{01} = 43,7$; $u_{02} = 27,2$; $u_{03} = 16,9$; $u_{04} = 10,5$; $u_{05} = 6,5$; $u_{06} = 4,1$. При таких параметрах динамические характеристики оказываются настолько высокими, что динамический фактор D на первой передаче превышает единицу, что видно из рис. 11.

Тяговые свойства ГМ, оснащенной модернизированным дизелем, приведены в табл. 11, значения величины, обратной ускорению ГМ, — в табл. 12.

На рис. 12 показаны графические зависимости величины, обратной ускорению ГМ, от скорости движения v ГМ, оснащенной модернизированным дизелем Д-245, и их аппроксимация полиномом третьей степени.

Таблица 12

Значения величины, обратной ускорению ГМ, оснащенной модернизированным дизелем Д-245

Параметр	ЧВ n , мин ⁻¹						
	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Для первой передачи ($\delta_1 = 5,02$)							
v , км/ч	2,78	3,25	3,72	4,18	4,65	5,11	5,60
$1/j$, с ² /м	0,38	0,36	0,35	0,71	0,75	0,80	0,92

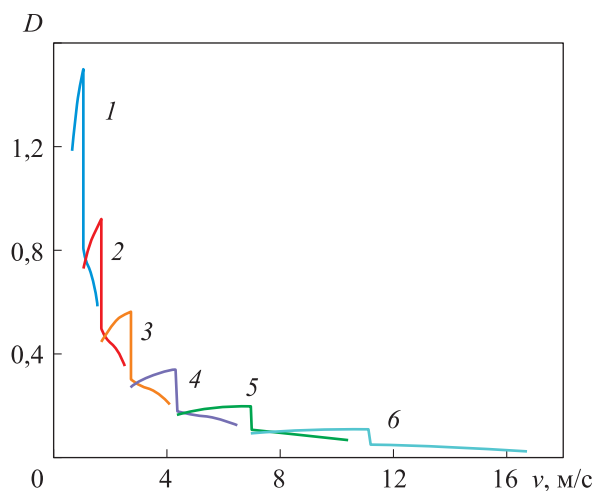


Рис. 11. Зависимость динамического фактора D скорости движения v ГМ на первой (1), второй (2), третьей (3), четвертой (4), пятой (5) и шестой (6) передачах

Окончание табл. 12

Параметр	ЧВ n , мин ⁻¹						
	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Для второй передачи ($\delta_2 = 2,68$)							
v , км/ч	4,47	5,22	5,97	6,72	7,47	8,22	9,00
$1/j$, с ² /м	0,34	0,32	0,30	0,63	0,70	0,72	0,83
Для третьей передачи ($\delta_3 = 1,77$)							
v , км/ч	7,19	8,39	9,60	10,8	12,0	13,2	14,5
$1/j$, с ² /м	0,38	0,35	0,34	0,72	0,76	0,82	0,96
Для четвертой передачи ($\delta_4 = 1,42$)							
v , км/ч	11,6	13,5	15,4	17,4	19,3	21,2	23,4
$1/j$, с ² /м	0,52	0,48	0,46	1,04	1,12	1,22	1,46
Для пятой передачи ($\delta_5 = 1,28$)							
v , км/ч	18,6	21,7	24,8	27,9	31,0	34,1	37,6
$1/j$, с ² /м	0,84	0,79	0,76	1,92	2,14	2,44	3,17
Для шестой передачи ($\delta_6 = 1,23$)							
v , км/ч	29,8	34,9	39,8	44,8	49,9	54,9	–
$1/j$, с ² /м	1,63	1,54	1,51	6,04	8,47	10,87	–

Время разгона машины до минимальной скорости на первой передаче составило 0,58 с. Зависимость $1/j = f(v)$, заданная массивом точек, приведенных в табл. 12, аппроксимирована полиномом третьей степени. Значения коэффициентов полинома указаны в табл. 13.

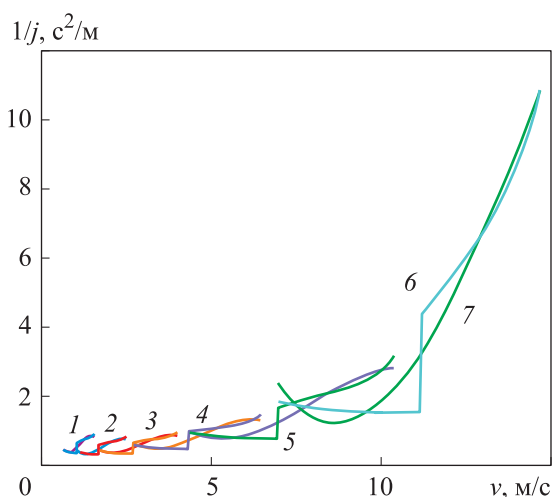


Рис. 12. Зависимости величины, обратной ускорению, $1/j$ от скорости движения v ГМ, оснащенной модернизированным дизелем Д-245: 1–6 — результаты расчета для первой, второй, третьей, четвертой, пятой и шестой передач соответственно; 7 — их аппроксимация

Время разгона ГМ на первой передаче составило 0,54 с. Время переключения передачи для КП с синхронизаторами $t_n = 2$ с. Результаты расчета времени разгона ГМ для всех передач приведены в табл. 14.

На рис. 13, а показан график разгона ГМ до скорости 54,85 км/ч. Путь, пройденный ГМ за время разгона до минимальной скорости, составил 0,2 м. Значения коэффициентов полинома для аппроксимации функции $v = f(t_{\text{разг}})$ указаны в табл. 15.

Таблица 13

Значения коэффициентов полиномов при аппроксимации функции $1/j = f(v)$ для модернизированного дизеля Д-245

Номер передачи	a_0	a_1	a_2	a_3
1	4,29	-11,98	11,56	-3,40
2	3,84	-6,67	4,00	-0,73
3	4,37	-4,74	1,77	-0,20
4	6,32	-4,29	0,99	-0,07
5	10,94	-4,62	0,66	-0,03
6	39,75	-10,18	0,81	-0,02

Таблица 14

Результаты расчета времени разгона ГМ, оснащенной модернизированным дизелем Д-245

Параметр	Значения						
<i>Для первой передачи ($t_0 = 0,57$ с; $t_{п} = 2$ с)</i>							
v , км/ч	2,53	3,04	3,54	4,05	4,56	5,07	5,58
t , с	0	0,06	0,12	0,19	0,29	0,41	0,54
$t_{разг}$, с	0,57	0,63	0,69	0,77	0,86	0,98	1,11
<i>Для второй передачи ($t_{п} = 2$ с; $n_0 = 1430$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	5,16	5,79	6,43	7,06	7,70	8,33	8,97
t , с	0	0,07	0,15	0,25	0,37	0,50	0,64
$t_{разг}$, с	3,11	3,18	3,23	3,36	3,48	3,62	3,75
<i>Для третьей передачи ($t_{п} = 2$ с; $n_0 = 1354$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	8,17	9,22	10,26	11,30	12,34	13,37	14,41
t , с	0	0,12	0,27	0,46	0,68	0,92	1,18
$t_{разг}$, с	5,75	5,87	6,02	6,21	6,43	6,67	6,93
<i>Для четвертой передачи ($t_{п} = 2$ с; $n_0 = 1362$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	13,22	14,88	16,53	18,13	19,85	21,51	23,17
t , с	0	0,27	0,61	1,04	1,56	2,14	2,75
$t_{разг}$, с	8,93	9,19	9,53	9,97	10,49	11,07	11,68
<i>Для пятой передачи ($t_{п} = 2$ с; $n_0 = 1390$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	21,68	24,27	26,86	29,46	32,05	34,64	37,24
t , с	0	0,73	1,71	2,97	4,53	6,34	8,33
$t_{разг}$, с	13,68	14,41	15,39	16,65	18,21	20,02	22,00
<i>Для шестой передачи ($\lambda = 1,08$; $n_0 = 1420$ мин⁻¹)</i>							
v , км/ч	35,59	38,80	42,01	45,22	48,43	51,64	54,85
t , с	0	1,73	4,25	7,82	12,63	18,84	26,57
$t_{разг}$, с	24,00	25,73	28,25	31,82	36,63	48,84	50,57

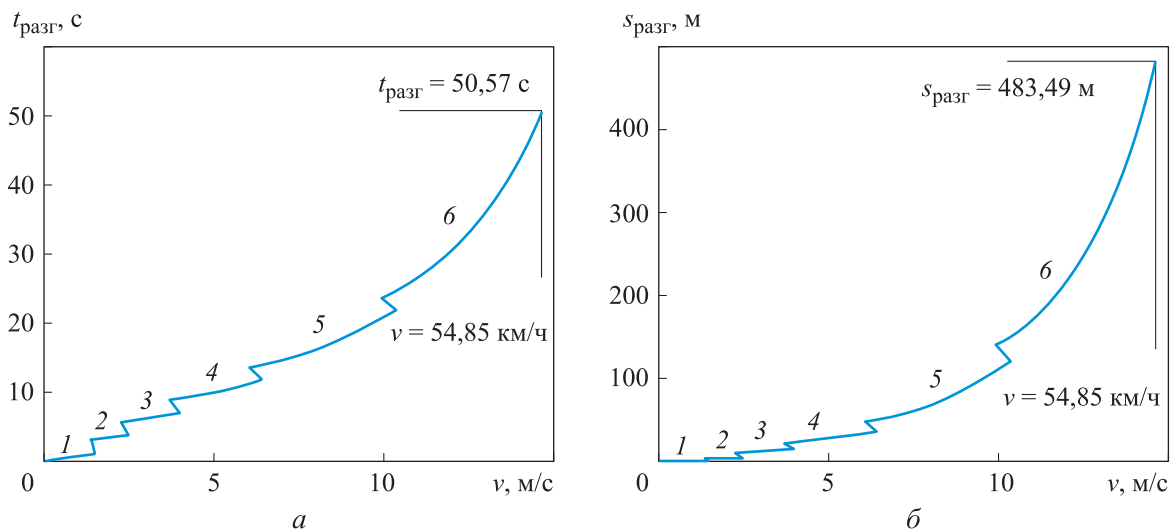


Рис. 13. Зависимости времени $t_{разг}$ (а) и пути $s_{разг}$ (б) разгона от скорости движения v ГМ, оснащенной модернизированным дизелем Д-245, на первой (1), второй (2), третьей (3), четвертой (4), пятой (5) и шестой (6) передачах

Таблица 15

Значения коэффициентов полинома при аппроксимации функции $v = f(t_{\text{разг}})$ для модернизированного дизеля Д-245

Номер передачи	a_0	a_1	a_2	a_3
1	0,64	3,00	-3,96	2,820000
2	1,44	2,75	-3,09	2,170000
3	2,28	2,51	-1,59	0,610000
4	3,96	1,76	-0,50	0,080000
5	6,06	0,98	-0,10	0,005000
6	9,98	0,41	-0,02	0,000276

Таблица 16

Результаты расчета пути разгона ГМ, оснащенной модернизированным дизелем Д-245

Параметр	Значения						
<i>Для первой передачи ($s_0 = 0,19$ м; $s_n = 2,98$ м)</i>							
v , км/ч	2,53	3,04	3,54	4,05	4,56	5,07	5,58
s , м	0	0,04	0,10	0,17	0,29	0,45	0,64
$s_{\text{разг}}$, м	0,19	0,23	0,28	0,36	0,47	0,63	0,82
<i>Для второй передачи ($s_n = 4,76$ м)</i>							
v , км/ч	5,16	5,79	6,43	7,06	7,70	8,33	8,97
s , м	0	0,10	0,24	0,44	0,68	0,98	1,30
$s_{\text{разг}}$, м	3,80	3,90	4,05	4,25	4,49	4,79	5,11
<i>Для третьей передачи ($s_n = 7,66$ м)</i>							
v , км/ч	8,17	9,22	10,26	11,30	12,34	13,37	14,41
s , м	0	0,29	0,69	1,26	1,99	2,87	3,85
$s_{\text{разг}}$, м	9,89	10,17	10,58	11,14	11,87	12,76	13,74
<i>Для четвертой передачи ($s_n = 12,46$ м)</i>							
v , км/ч	13,22	14,88	16,53	18,13	19,85	21,51	23,17
s , м	0	1,04	2,54	4,63	7,39	10,75	14,53
$s_{\text{разг}}$, м	21,43	22,48	23,97	26,06	28,82	32,19	35,96
<i>Для пятой передачи ($s_n = 20,23$ м)</i>							
v , км/ч	21,68	24,27	26,86	29,46	32,05	34,64	37,24
s , м	0	4,70	11,62	21,55	34,96	51,80	71,62
$s_{\text{разг}}$, м	45,45	53,15	60,07	70,00	83,41	100,25	120,07
<i>Для шестой передачи</i>							
v , км/ч	35,59	38,80	42,01	45,22	48,43	51,64	54,85
s , м	0	17,77	45,68	88,15	149,48	233,26	343,14
$s_{\text{разг}}$, м	140,35	158,12	186,03	228,50	289,83	373,61	483,49

Результаты расчета пути разгона ГМ, оснащенной модернизированным дизелем Д-245, для всех передач приведены в табл. 16, а график ее разгона ГМ — на рис. 13, б.

Таким образом, время и путь разгона ГМ, оснащенной модернизированным дизелем Д-245, уменьшаются. Время разгона такой ГМ до скорости $v = 54,85$ км/ч составило 50,57 с, что

меньше на 7,19 с (12,4 %) по сравнению с таковым для ГМ, оборудованной базовым дизелем. Путь ее разгона до указанной скорости оказался равным 483,49 м, что меньше на 87,14 м (15,3 %), чем у ГМ, оснащенной базовым двигателем.

Выводы

1. Перспективным направлением улучшения мощностных и динамических показателей дизеля является его перевод с четырехтактного цикла на двухтактный на режимах с пониженной ЧВ, меньшей ЧВ, соответствующей максимальному крутящему моменту. Такой перевод позволил существенно (примерно в 2 раза) увеличить крутящий момент дизеля на режимах ВСХ с ЧВ, меньшими 1600 мин^{-1} и, соответственно, улучшить динамические качества дизеля и ГМ.

2. Результаты расчетного исследования разгона ГМ с базовым дизелем Д-245 и его модернизированным вариантом, выполненным с возможностью перевода «на ходу» с четырехтактного цикла на двухтактный в режимах с пониженной ЧВ, подтвердили возможность улучшения динамических качеств ГМ.

3. Проведенные расчеты показали, что время и путь разгона ГМ, оснащенной модернизированным дизелем, уменьшаются. Время разгона такой ГМ до скорости $v = 54,85 \text{ км/ч}$ составило 50,57 с, что меньше на 7,19 с (12,4 %) по сравнению с таковым для ГМ, оснащенной базовым дизелем. Путь разгона ГМ до указанной скорости оказался равным 483,49 м, что меньше на 87,14 м (15,3 %), чем у ГМ, оборудованной базовым дизелем.

Литература

- [1] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Двигатели внутреннего сгорания*. Т. IV-14. Москва, Машиностроение, 2013. 784 с.
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005. 344 с.
- [3] Чайнов Н.Д., ред. *Конструирование и расчет поршневых двигателей*. Москва, Машиностроение, 2018. 536 с.
- [4] Папонов В.С., Минеев А.М., ред. *Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков*. Москва, НИЦ Инженер, 2000. 332 с.
- [5] Баширов Р.М. *Основы теории и расчета автотракторных двигателей*. Уфа, Изд-во БашГУ, 2010. 304 с.
- [6] Луканин В.Н., Шатров М.Г., ред. и др. *Двигатели внутреннего сгорания*. Кн. 1. Теория рабочих процессов. Москва, Высшая школа, 2005. 460 с.
- [7] Крохотин Ю.М., Грехов Л.В., Иващенко Н.А. и др. *Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания*. Воронеж, ВГЛУ, 2011. 600 с.
- [8] Колчин А.И., Демидов В.П. *Расчет автомобильных и тракторных двигателей*. Москва, Высшая школа, 2008. 496 с.
- [9] Сазонов И.С., Ким В.А., Чой К.Й. *Теория автомобиля*. Могилев, БРУ, 2017. 164 с.
- [10] Stokes J., Hundleby G.E., Lake T.H. et al. Development experience of a poppet-valved two-stroke flagship engine. *SAE Tech. Paper*, 1992, no. 920778, doi: <https://doi.org/10.4271/920778>
- [11] Nakano M., Sato K. A two-stroke cycle gasoline engine with poppet valves on the cylinder head. *SAE Tech. Paper*, 1990, no. 901664, doi: <https://doi.org/10.4271/901664>
- [12] Rebhan M., Stokes J. Two-stroke/four-stroke multicylinder gasoline engine for downsizing applications. *MTZ Worldw.*, 2009, vol. 70, no. 4, pp. 40–45, doi: <https://doi.org/10.1007/BF03226944>
- [13] Mohd Razali H., Zamri M. The two-stroke poppet valve engine. Part 2: Numerical investigations of intake and exhaust flow behavior. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2017, vol. 257, art. 012024, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/257/1/012024>
- [14] Марков В.А., Барченко Ф.Б., Савастенко Э.А. и др. Форсирование четырехтактного двигателя путем перевода на работу по двухтактному циклу в режимах с низкими частотами вращения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 2, с. 38–52.

- [15] Савастенко Э.А., Савастенко А.А., Марков В.А. и др. Четырехтактные двигатели с возможностью перевода на двухтактный цикл. *Грузовик*, 2021, № 8, с. 16–26.
- [16] Крутов В.И. *Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1989. 416 с.
- [17] Толшин В.И. *Форсированные дизели. Переходные режимы, регулирование*. Москва, Машиностроение, 1993. 199 с.
- [18] Гусаков С.В., Бисенбаев С.С., Прияндака А. Показатели динамических качеств двигателей внутреннего сгорания. *Вестник РУДН. Инженерные исследования*, 2004, № 2, с. 20–24.
- [19] Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А., Мартынов К.В. Оптимизация разгона АТС. *Автомобильная промышленность*, 2002, № 1, с. 20–22.
- [20] Крутов В.И. *Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект*. Москва, Машиностроение, 1978. 472 с.
- [21] Патрахальцев Н.Н. *Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во РУДН, 2009. 380 с.
- [22] Марков В.А., Кислов В.Г., Хватов В.А. *Характеристики топливоподачи транспортных дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 162 с.
- [23] Хрящев Ю.Е., Слабов Е.П., Матросов Л.П. Об управлении внешней скоростной характеристикой дизеля. *Автомобильная промышленность*, 1999, № 11, с. 7–10.
- [24] Крутов В.И., Леонов И.В., Шатров В.И. Формирование внешней скоростной характеристики дизелей автотракторного и транспортного назначения с помощью корректоров. *Двигателестроение*, 1989, № 4, с. 27–30.
- [25] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 391 с.
- [26] Хусаинов А.Ш. *Эксплуатационные свойства автомобиля*. Ульяновск, УлГТУ, 2011. 109 с.
- [27] Забавников Н.А. *Основы теории транспортных гусеничных машин*. Москва, Машиностроение, 1975. 448 с.
- [28] Парфенов А.П., Щетинин Ю.С. *Тяговый расчет гусеничной транспортной машины*. Москва, Изд-во МГТУ МАМИ, 2002. 75 с.
- [29] Казаченко Г.В., Кислов Н.В. *Статический и тяговый расчет горной гусеничной машины*. Минск, Изд-во БНТУ, 2005. 55 с.
- [30] Щербаков В.С., Руппель А.А., Глушеч В.А. *Основы моделирования систем автоматического регулирования и электротехнических систем в среде Matlab и Simulink*. Омск, Изд-во СиБАДИ, 2003. 160 с.
- [31] Марков В.А., ред. *Моторные топлива, производимые из растительных масел*. Рига, Lambert Academic Publ., 2019. 420 с.

References

- [1] Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A., eds. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. T. IV-14 [Combustion engines. Vol. IV-14]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013. 784 p. (In Russ.).
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel injection equipment and control systems for diesel engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005. 344 p. (In Russ.).
- [3] Chaynov N.D., ed. *Konstruirovaniye i raschet porshnevnykh dvigateley* [Design and calculation of piston engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2018. 536 p. (In Russ.).
- [4] Paponov V.S., Mineev A.M., eds. *Sovremennyye podkhody k sozdaniyu dizeley dlya legkovykh avtomobiley i malotonnazhnykh gruzovikov* [Modern ways of designing diesel for light and long combination vehicles]. Moscow, NITs Inzhener Publ., 2000. 332 p. (In Russ.).
- [5] Bashirov R.M. *Osnovy teorii i rascheta avtotraktornykh dvigateley* [Fundamentals of theory and calculation of motor-transport engines]. Ufa, Izd-vo BashGU Publ., 2010. 304 p. (In Russ.).
- [6] Lukanin V.N., Shatrov M.G., eds. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. Kn. 1. Teoriya rabochikh protsessov [Combustion engines. Vol. 1. Theory of working processes]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2005. 460 p. (In Russ.).

- [7] Krokhotin Yu.M., Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., et al. *Rabochie protsessy, konstruktsiya i osnovy rascheta energeticheskikh ustanovok s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Working processes, construction and calculation fundamentals for power plants with combustion engines]. Voronezh, VGLTU Publ., 2011. 600 p. (In Russ.).
- [8] Kolchin A.I., Demidov V.P. *Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Calculation of vehicle and tractor engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2008. 496 p. (In Russ.).
- [9] Sazonov I.S., Kim V.A., Choy K.Y. *Teoriya avtomobilya* [Vehicle theory]. Mogilev, BRU Publ., 2017. 164 p. (In Russ.).
- [10] Stokes J., Hundleby G.E., Lake T.H. et al. Development experience of a poppet-valved two-stroke flagship engine. *SAE Tech. Paper*, 1992, no. 920778, doi: <https://doi.org/10.4271/920778>
- [11] Nakano M., Sato K. A two-stroke cycle gasoline engine with poppet valves on the cylinder head. *SAE Tech. Paper*, 1990, no. 901664, doi: <https://doi.org/10.4271/901664>
- [12] Rebhan M., Stokes J. Two-stroke/four-stroke multicylinder gasoline engine for downsizing applications. *MTZ Worldw.*, 2009, vol. 70, no. 4, pp. 40–45, doi: <https://doi.org/10.1007/BF03226944>
- [13] Mohd Razali H., Zamri M. The two-stroke poppet valve engine. Part 2: Numerical investigations of intake and exhaust flow behavior. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2017, vol. 257, art. 012024, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/257/1/012024>
- [14] Markov V.A., Barchenko F.B., Savastenko E.A., et al. Forsirovanie chetyrekhtaktnogo dvigatelya putem perevoda na rabotu po dvukhtaktnomu tsiklu v rezhimakh s nizkimi chastotami vrashcheniya. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 2, pp. 38–52. (In Russ.).
- [15] Savastenko E.A., Savastenko A.A., Markov V.A., et al. Four-stroke engines with translation capability on a two-stroke cycle. *Gruzovik*, 2021, no. 8, pp. 16–26. (In Russ.).
- [16] Krutov V.I. *Avtomaticeskoe regulirovanie i upravlenie dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Automated regulation and control on combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 416 p. (In Russ.).
- [17] Tolshin V.I. *Forsirovannye dizeli. Perekhodnye rezhimy, regulirovanie* [Diesel boosting. Transient regimes, regulation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1993. 199 p. (In Russ.).
- [18] Gusakov S.V., Bisenbaev S.S., Priyandaka A. Indexes of dynamical qualities of ice. *Vestnik RUDN. Inzhenernye issledovaniya* [RUDN Journal of Engineering Researches], 2004, no. 2, pp. 20–24. (In Russ.).
- [19] Narbut A.N., Mukhitdinov A.A., Martynov K.V. Optimization of vehicle acceleration. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2002, no. 1, pp. 20–22. (In Russ.).
- [20] Krutov V.I. *Dvigatel' vnutrennego sgoraniya kak reguliruemyy ob'ekt* [Combustion engine as a regulated object]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 472 p. (In Russ.).
- [21] Patrakhal'tsev N.N. *Neustanovivshiesya rezhimy raboty dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Transient working regimes of combustion engines]. Moscow, RUDN Publ., 2009. 380 p. (In Russ.).
- [22] Markov V.A., Kislov V.G., Khvatov V.A. *Kharakteristiki toplivopodachi transportnykh dizeley* [Characteristics of fuel supply in transport diesels]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1997. 160 p. (In Russ.).
- [23] Khryashchev Yu.E., Slabov E.P., Matrosov L.P. On controlling full-load curve of a diesel. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 1999, no. 11, pp. 7–10. (In Russ.).
- [24] Krutov V.I., Leonov I.V., Shatrov V.I. Formation of external speed performance of tractor and transport diesels using compensators. *Dvigatelistroenie*, 1989, no. 4, pp. 27–30. (In Russ.).
- [25] Larin V.V. *Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Motion theory of four-wheel drive machines]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010. 391 p. (In Russ.).
- [26] Khusainov A.Sh. *Ekspluatatsionnye svoystva avtomobilya* [Exploitation characteristics of a vehicle]. Ulyanovsk, UIGTU Publ., 2011. 109 p. (In Russ.).
- [27] Zabavnikov N.A. *Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin* [Theory foundations of transport tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 448 p. (In Russ.).
- [28] Parfenov A.P., Shchetinin Yu.S. *Tyagovyy raschet gusenichnoy transportnoy mashiny* [Grade computations of a tracked transport vehicle]. Moscow, Izd-vo MGTU MAMI Publ., 2002. 75 p. (In Russ.).

- [29] Kazachenko G.V., Kislov N.V. *Statiicheskiy i tyagovyy raschet gornoy gusenichnoy mashiny* [Statistic and grade computations of mining tracked machinery]. Minsk, Izd-vo BNTU Publ., 2005. 55 p. (In Russ.).
- [30] Shcherbakov V.S., Ruppel' A.A., Glushets V.A. *Osnovy modelirovaniya sistem avtomaticheskogo regulirovaniya i elektrotekhnicheskikh sistem v srede Matlab i Simulink* [Basics of modelling automated regulation and electrical engineering systems in Matlab and Simulink]. Omsk, Izd-vo SibADI Publ., 2003. 160 p. (In Russ.).
- [31] Markov V.A., ed. *Motornye topliva, proizvodimye iz rastitel'nykh masel* [Motor fuels from vegetable oils]. Riga, Lambert Academic Publ., 2019. 420 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 26.10.2021

Информация об авторах

МАРКОВ Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

БАРЧЕНКО Филипп Борисович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: barchenko@bmstu.ru).

НЕВЕРОВ Всеволод Анатольевич — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: sevasxp@mail.ru).

САВАСТЕНКО Андрей Александрович — кандидат технических наук, доцент. Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (125319, Москва, Российская Федерация, Ленинградский проспект, д. 64, e-mail: dozentrud@mail.ru).

ЛОТФУЛЛИН Шамиль Рафилевич — кандидат технических наук, заместитель директора. ООО «РариТЭК Технологии» (423822, Набережные Челны, Российская Федерация, БСИ (Сармановский тракт), e-mail: lshr@mail.ru).

Information about the authors

MARKOV Vladimir Anatolievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

BARCHENKO Filipp Borisovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: barchenko@bmstu.ru).

NEVEROV Vsevolod Anatolievich — Postgraduate, Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: sevasxp@mail.ru).

SAVASTENKO Andrey Aleksandrovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor. Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (125319, Moscow, Russian Federation, Leningradsky prospect, Bldg. 64, e-mail: dozentrud@mail.ru).

LOTFULLIN Shamil Rafilievich — Candidate of Science (Eng.), Deputy Director. ООО RariTEK (423822, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation, Starosarmanovskaya St (BSI district), e-mail: lshr@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Неверов В.А., Савастенко А.А., Лотфуллин Ш.Р. Расчетные исследования динамических качеств дизельного двигателя и гусеничной машины. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 3, с. 31–52, doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-31-52

Please cite this article in English as:

Markov V.A., Barchenko F.B., Neverov V.A., Savastenko A.A., Lotfullin Sh.R. Computational Analysis of the Dynamic Qualities of a Diesel Engine and a Tracked Vehicle. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 3, pp. 31–52, doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-31-52