

Научная статья

УДК 629.35-185:621.436.018.6

Тягово-динамический расчёт грузового автопоезда графоаналитическим и итерационным методами

Михаил Павлович Малиновский¹, Артём Русланович Клещ²,
Денис Андреевич Дергачёв³

^{1,2,3} Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

^{1,2} Государственный научный центр РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

¹ntbmadi@gmail.com

²temka.potemkin2020@gmail.com

³dergdenand@gmail.com

Аннотация. Тяговая динамика является одним из первостепенных эксплуатационных свойств для всех транспортных средств, в том числе автопоездов специального назначения. Проанализировав историю возникновения и развития методики тягово-динамического расчёта, авторы пришли к выводу об актуальности дальнейшего её совершенствования. В статье перечислены новые задачи для усовершенствования тягово-динамического расчёта, в частности, учёта распределения массы по осям автопоезда при движении на подъём, нормирования продольных уклонов автомобильных дорог, расчёта пропускной способности дорожно-транспортной сети, определения приращения продольного ускорения при переключении передач, расчёта мгновенного ускорения, расчёта динамики большегрузного автопоезда с активизацией колёс прицепа. Авторы отмечают, что основные недостатки традиционной методики заключаются в принятых допущениях и графическом методе построения кривых. Для решения указанных проблем предлагается использовать новый итерационный метод построения внешней скоростной характеристики и графика разгона.

Ключевые слова: тягово-скоростные свойства, джерк; дизель, внешняя скоростная характеристика, уравнение Лейдермана, график разгона.

Для цитирования: Малиновский М.П., Клещ А.Р., Дергачёв Д.А. Тягово-динамический расчёт грузового автопоезда графоаналитическим и итерационным методами // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2024. № 4 (42).

Original article

Traction-dynamic calculation of a freight road train using graphical-analytical and iterative methods

Mikhail P. Malinovsky¹, Artem R. Kleshch², Denis A. Dergachev³

^{1,2,3}Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

^{1,2}FSUE «NAMI», Moscow, Russia

¹ntbmadi@gmail.com

²temka.potemkin2020@gmail.com

³dergdenand@gmail.com

Abstract. Traction dynamics is one of the primary operational properties for all vehicles, including special-purpose road trains. Having analyzed the history of the emergence and development of the traction-dynamic calculation methodology, the authors came to the conclusion about the relevance of its further improvement. The article lists new tasks facing the traction-dynamic calculation, in particular, accounting for the mass distribution along the axles of a road train when moving uphill, standardization of longitudinal slopes of highways, calculation of the capacity of the road transport network, determination of the increment of longitudinal acceleration when shifting gears, calculation of instantaneous acceleration, calculation of the dynamics of a heavy-duty road train with activation of the trailer wheels. The authors note that the main disadvantages of the traditional methodology lie in the accepted assumptions and the graphical method of constructing curves. To solve these problems, it is proposed to use a new iterative method for constructing an external speed characteristic and an acceleration graph.

Keywords: traction-speed properties, jerk, diesel, external speed characteristic, Leiderman equation, acceleration graph.

For citation: Malinovsky M.P., Kleshch A.R., Dergachev D.A. Traction-dynamic calculation of a freight road train using graphical-analytical and iterative methods. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2024. № 4 (42).

Введение и постановка задачи

К эксплуатационным свойствам автомобиля относят динамичность, топливную экономичность, управляемость, устойчивость, проходимость и плавность хода, а также долговечность, надёжность и ремонтпригодность [1]. Динамичность ставят на первое место в этом списке не случайно: проводя

экскурс в историю развития транспортной техники, можно убедиться, что в первые десятилетия с момента появления автомобиля интенсивнее развивались именно его скоростные качества. Вероятно, если бы все умственные усилия инженеров и денежные средства инвесторов, затраченные за 138 лет существования автомобиля на развитие мощностных характеристик двигателя внутреннего сгорания, направили на повышение безопасности движения, то смертность на дорогах мира давно была «нулевой». Тем не менее, сложно оспорить факт, что тяговая динамика является ключевым эксплуатационным свойством транспортных средств любого назначения – от коммунальной техники [2] до гоночных автомобилей [3], от лёгких тракторов [4] до карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией [5]. Тягово-динамический расчёт (ТДР) проводят для транспортных средств не только с двигателем внутреннего сгорания, но и с любым другим типом силовой установки, например, работающих на газовом топливе [6], оснащённых комбинированной энергетической установкой [7] или электроприводом [8-9].

ТДР применяется на кафедре тягачей и амфибийных машин МАДИ для выполнения курсовой работы по расчёту тягово-скоростных свойств транспортных средств специального назначения, в том числе автопоездов, которая была введена в программу обучения в начале 1970-х гг. Первое пособие, посвященное данной тематике, вышла в свет в двух частях в 1978-79 гг., затем были переиздания в 1984, 1991, 2006 гг. Последняя версия вышла в 2017 г.

Методика ТДР постоянно совершенствовалась [10], адаптировалась для гусеничных [11] и амфибийных [12] машин, для бесступенчатых трансмиссий, таких как гидромеханическая передача [13] и вариатор [14].

ТДР включает в себя пять основных шагов [15]:

1. Построение внешней скоростной характеристики (ВСХ).

2. Построение скоростной характеристики двигателя с учётом потерь в моторной установке.

3. Определение параметров (передаточных чисел, КПД) трансмиссии.

4. Построение динамической характеристики с учётом внешних сил сопротивления.

5. Построение графика разгона (приёмистости).

Динамическая характеристика применяется для решения следующих задач [15]:

1. Возможность движения по тягово-сцепным свойствам, например, для «оценки проходимости машин по снегу» [16].

2. Определение максимально возможного угла подъёма по тяговым свойствам «в различных дорожных условиях» [17-18] и обратная задача – определение потребного коэффициента сцепления при заданном угле подъёма.

3. Определение максимальной скорости равномерного движения «при переключении передач и управлении двигателем» [19].

4. Определение максимально допустимого усилия на крюке тягача, что особенно актуально для «сельскохозяйственной тракторной техники» [20].

Однако в последние десятилетия появилось множество новых задач, решаемых с помощью ТДР и во многом связанных с бурным развитием интеллектуальных систем управления на транспорте:

1. Учёт влияния распределения массы по осям автопоезда на тягово-динамические свойства при движении на подъём [21].

2. Нормирование продольных уклонов автомобильных дорог [22].

3. Расчёт пропускной способности дорожно-транспортной сети [23].

4. Определение приращения продольного ускорения (а_{ка} ускоряемость или джерк) при переключении передач [24], что важно для оценки комфорта водителей и пассажиров, а также долговечности трансмиссии [25].

5. Обоснование необходимости сохранения т.н. «нештрафуемого порога скорости», который в настоящее время составляет 20 км/ч. Тема его снижения до 10 км/ч и даже полной отмены (как в Европе) постоянно мулсируется в органах государственной власти. Апологеты подобных изменений упирают на то, что современные комплексы видеофиксации нарушений имеют погрешность не более 1...2 км/ч. Однако нештрафуемый порог связан вовсе не с точностью регистрирующих приборов (радаров, видеокамер и проч.), как принято считать, а с точностью управления скоростью автомобиля. Водитель *не должен* уделять столько внимания педали акселератора в ущерб дорожной ситуации и безопасности движения, а ограничитель скорости на автомобиле в России является пока что редкостью, если не роскошью. Как показывают результаты ТДР (рис. 1) [26], особенно важен нештрафуемый порог на малых скоростях, при которых даже незначительное увеличение подачи топлива может привести к резкому ускорению и превышению скоростного режима.

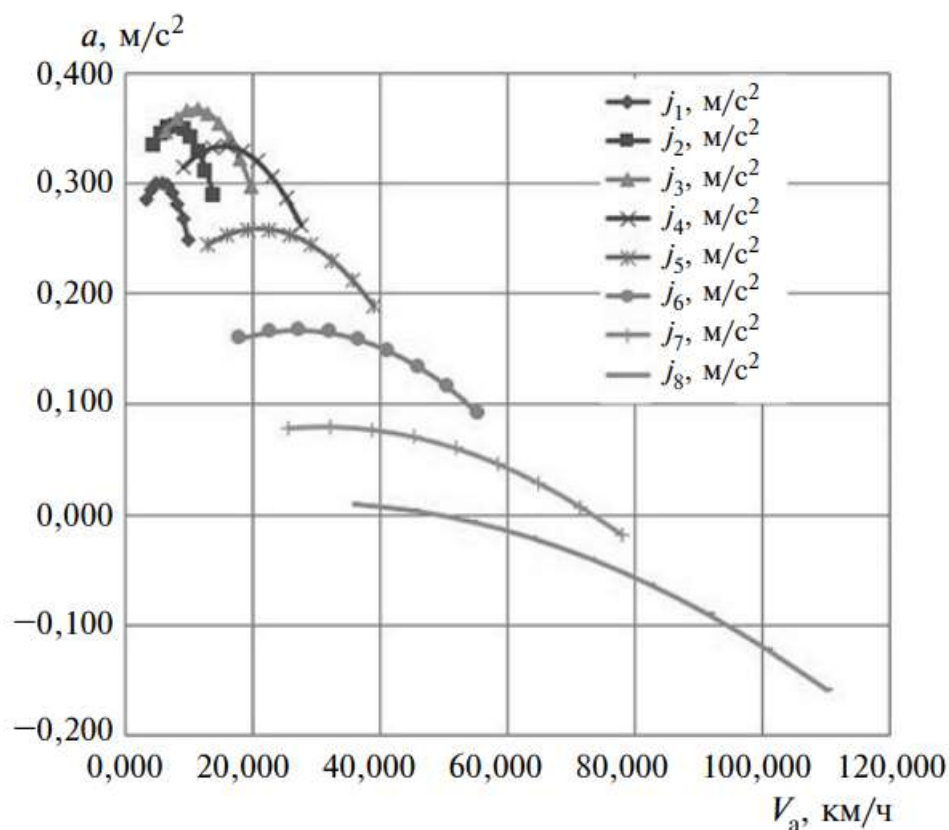


Рис. 1. Значения ускорения автомобиля на разных передачах [26]

6. Расчёт динамики большегрузного автопоезда с индивидуальной активизацией осей или отдельных колёс прицепного звена [27]. При этом необходимо учитывать, что при резком нажатии на педаль акселератора может наблюдаться «ускоренный рост силы тяги прицепного звена, связанный с инерционностью силовой установки тягача и вызывающий опережающую пробуксовку колес прицепного звена» [28].

Кроме того, традиционная методика ТДР обладает двумя основными недостатками. Первым из них являются его допущения, многие из которых вызваны, как отмечалось ранее [29], информационным дефицитом о конкретных процессах в ДВС и трансмиссии. Например, считается, что ДВС работает по ВСХ и развивает максимальный свободный крутящий момент, однако ходовые испытания показывают, что график изменения положения педали подачи топлива имеет весьма сложную форму (рис. 2) [30]. Коэффициент сопротивления движению считается постоянным, что не позволяет учесть переходные процессы при движении по переменному макропрофилю дороги или при резкой смене коэффициента сцепления.

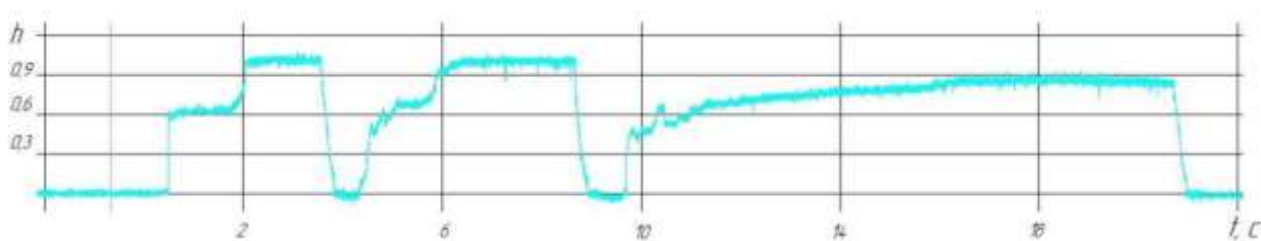


Рис. 2. Изменение положения педали подачи топлива в процессе разгона (пример) [30]

Вторым существенным недостатком традиционного подхода к ТДР являются его низкие вычислительные возможности, актуальные для 1970-х гг.: так, при построении ВСХ по формуле Лейдермана «расчётные точки по частоте вращения коленчатого вала выбирают с интервалом $200 \dots 700 \text{ мин}^{-1}$ » [15], а для расчёта характеристики разгона до сих пор применяют «приближенный графоаналитический способ» [15].

Тем временем появились новые возможности благодаря ЭВМ. Например, современные вычислительные пакеты позволяют существенно уточнить «коэффициент аэродинамического сопротивления на основе моделирования обтекания исследуемого изделия при помощи методов вычислительной гидро- и газодинамики (CFD-моделирование, CFD – Computational Fluid Dynamics)» [31]. Таким образом, совершенствование ТДР остаётся актуальной задачей. В настоящей статье предлагается использовать новый итерационный метод построения ВСХ и характеристики разгона на примере грузового автопоезда.

Построение внешней скоростной характеристики

Исходными данными для ТДР являются характеристики автопоезда в составе тягача КамАЗ-54901, оснащённого дизелем Р6 с механической коробкой передач, и полуприцепа НефАЗ-93341, приведённые в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики автопоезда

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Максимальная эффективная мощность	$N_{e,max}$	кВт	331
при частоте вращения коленчатого вала	n_N	об/мин	1900
Максимальный эффективный крутящий момент	$M_{e,max}$	Н·м	2060
при частоте вращения коленчатого вала	n_M	об/мин	1400
Передаточное число главной передачи	U_{zn}	–	3,153
Приведённый момент инерции	J_d	кг·м ²	1,86
Коэффициент запаса сцепления	β	–	2,2
Коэффициент учёта вращения колёс	δ_0	–	1,03
Коэффициент учёта вращения трансмиссии	b	–	0,002
Полная масса автопоезда	m_a	кг	44000
Масса, приходящаяся на ведущую ось тягача	m_{cu}	кг	11500

Эффективный крутящий момент, соответствующий максимальной мощности:

$$M_{eN} = N_{e,max} \frac{3 \cdot 10^4}{\pi n_N} = 331 \cdot \frac{3 \cdot 10^4}{\pi \cdot 1900} = 1663,6 \text{ Н·м.} \tag{1}$$

Коэффициент приспособляемости по моменту:

$$K_M = \frac{M_{e, \max}}{M_{eN}} = \frac{2060}{1663,6} = 1,238. \quad (2)$$

Коэффициент приспособляемости по оборотам:

$$K_v = \frac{n_{\max}}{n_M} = \frac{1900}{1400} = 1,357, \quad (3)$$

где $n_{\max} = n_N$, об/мин – максимальная частота вращения (для дизеля).

Эмпирические коэффициенты для формулы Лейдермана:

$$a = \frac{K_M K_v (2 - K_v) - 1}{K_v (2 - K_v) - 1} = -0,63; \quad (4)$$

$$b = \frac{2K_v (1 - K_M)}{K_v (2 - K_v) - 1} = 5,071; \quad (5)$$

$$c = a + b - 1 = 3,441. \quad (6)$$

Кривая эффективной мощности строится по формуле Лейдермана, кВт:

$$N_e(n) = N_{e, \max} \left[a \frac{n}{n_N} + b \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right]. \quad (7)$$

ВСХ, построенная двумя методами – традиционным и итерационным с шагом $dn = 10$ об/мин, представлена на рис. 3. Для наглядности показана не вся кривая, а только участок от точки n_M , соответствующей максимальному крутящему моменту, и выше. При построении ВСХ обоими методами становится очевидно, что для дизеля, как и в случае с бензиновым ДВС [32], экстремум кривой не совпадает с режимом максимальной мощности ($n_N = 1900$; $N_{e, \max} = 331$) ни по оси n , ни по оси N .

Потери мощности в моторной установке, кВт:

$$N_{\text{мв}} = d_{\text{охл}} N_{e, \max} \left(\frac{n}{n_N} \right)^{K_{\text{охл}}}, \quad (10)$$

где $d_{\text{охл}} = 0,02 + 0,003 \cdot N_{e, \max}$ и $K_{\text{охл}} = 3$ – эмпирические коэффициенты (для вентиляторной системы охлаждения).

Свободная мощность, кВт:

$$N_{\partial} = N_e - N_{\mu} . \quad (11)$$

Свободный крутящий момент, Н·м:

$$M_{\partial} = N_{\partial} \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} . \quad (12)$$

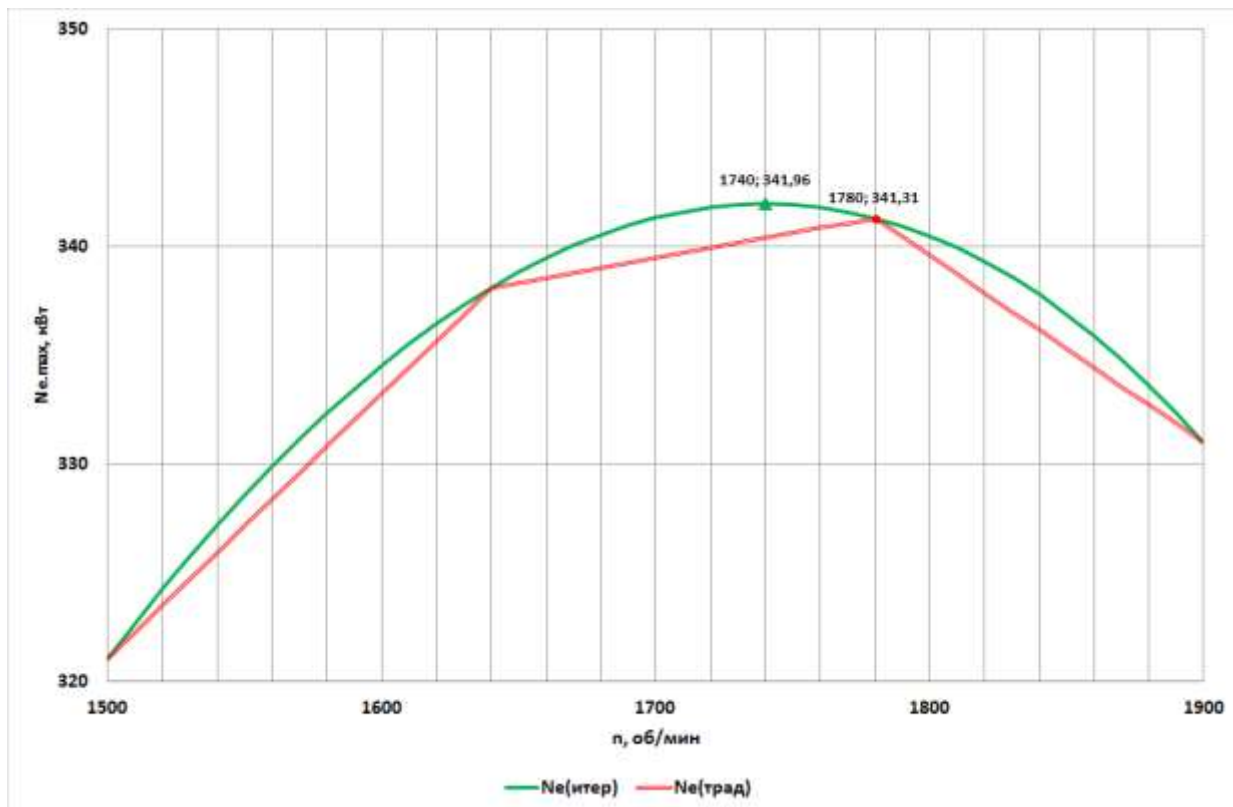


Рис. 3. Построение ВСХ традиционным и итерационным методами (показан участок от $n_M=1500$ об/мин до $n_N=1900$ об/мин)

Построение динамической характеристики

КПД трансмиссии определяется в соответствии с кинематической схемой:

$$\eta_{тр} = \eta_{\text{цил}}^{n1} \eta_{\text{кон}}^{n2} \eta_{\text{нар}}^{n3} \eta_{\text{вн}}^{n4} \eta_{\text{крд}}^{n5} = 0,98^2 \cdot 0,97^1 \cdot 0,97^3 \cdot 0,99^3 \cdot 1^0 = 0,825 , \quad (13)$$

где $\eta_{\text{цил}} = 0,98$, $\eta_{\text{кон}} = 0,97$ – КПД цилиндрической и конической пары шестерён соответственно;

$\eta_{\text{нар}} = 0,97$, $\eta_{\text{вн}} = 0,99$ – КПД пар шестерён с наружным и внутренним зацеплением в планетарной передаче соответственно;

$\eta_{крд}$ – КПД карданной передачи принимается равным 1, учитывая, что тяговый расчёт проводят для случая движения по ровной поверхности, когда колебания движителя в вертикальной плоскости практически отсутствуют; $n_1 \dots n_5$ – число пар соответствующего типа.

Передаточные числа коробки передач $U_{кп.i}$ и трансмиссии в целом $U_{мп.i}$ на i -й передаче приведены в табл. 2.

Таблица 2

Передаточные числа трансмиссии

Пер .	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$U_{кп.i}$	12,33	9,59	7,44	5,78	4,57	3,55	2,7	2,1	1,63	1,27	1	0,78
$U_{мп.i}$	38,873	30,237	23,458	18,224	14,409	11,193	8,513	6,621	5,139	4,004	3,153	2,459

Фактический радиус качения в соответствии с традиционной методикой определяют, исходя из паспортной максимальной скорости $v_{max} = 100$ км/ч:

$$r_{\kappa} = \frac{v_{\max} U_{мп12}}{0,377 \cdot n_{\max}} = \frac{100 \cdot 2,459}{0,377 \cdot 1900} = 0,343 \text{ м.} \tag{14}$$

Однако такой подход скрывает некоторую попытку «подогнать» результаты ТДР под паспортное значение скорости, что не совсем корректно. Например, расчётный статический радиус колёс КамАЗ-54901 $r_{cm} = 0,446$ м, а в случае с грузовыми транспортными средствами допускается использовать его в качестве радиуса качения при ТДР.

Возможен обратный вариант, когда известен радиус качения колеса $r_{\kappa} = r_{cm}$. Тогда максимальную частоту вращения коленчатого вала ДВС n_{max} согласовывают максимальной скоростью движения по паспорту:

$$v_{\max} = \frac{0,377 \cdot n_{\max} \cdot r_{cm}}{U_{мп12}} = \frac{0,377 \cdot 1900 \cdot 0,446}{2,459} = 129,9 \text{ км/ч.} \tag{15}$$

В конкретном случае паспортная максимальная скорость с расчётной не совпадает, так как приводится по ограничителю, а не возможностям ДВС.

Далее по известным формулам [15] строятся зависимости скорости v_i , удельной силы тяги по двигателю f_{di} , силы аэродинамического сопротивления P_{wi} и динамического фактора D_i от частоты вращения коленчатого вала n для каждой передачи $U_{mp.i}$.

Построение характеристики разгона

Разгон транспортного средства на каждой передаче подразделяется на три этапа: «1-й – от включения до окончания буксования сцепления; 2-й – с момента окончания буксования сцепления до достижения максимальной скорости на данной передаче; 3-й – переключение в коробке передач, при котором в механической трансмиссии происходит разрыв потока мощности от двигателя к колёсам и некоторое замедление транспортного средства» [15]. При этом принимаются упомянутые выше допущения.

Ускорение на первом этапе определяется из дифференциального уравнения движения, м/с²:

$$a_1 = \frac{g}{\delta_0} (\beta \cdot D_{\max.i} - \psi), \quad (16)$$

где $D_{\max.i}$ – максимальное значение динамического фактора на i -й передаче;

β – коэффициент запаса сцепления;

ψ – коэффициент сопротивления движению, равный коэффициенту сопротивления качению f на горизонтальной поверхности ($\alpha = 0^\circ$);

$\delta_0 = 1 + 0,03 \dots 0,05$ – коэффициент приведённой массы транспортного средства, учитывающий кинетическую энергию вращающихся колёс и их приводов.

Угловое ускорение ведомых деталей сцепления, рад/с²:

$$\varepsilon_{ам} = \frac{a_1 U_{mpi}}{r_k}. \quad (17)$$

Угловое замедление ведущих деталей сцепления, рад/с²:

$$\varepsilon_{ви} = \frac{(\beta - 1) M_{d.\max}}{J_d}, \quad (18)$$

где J_0 – приведённый к маховику момент инерции вращающихся частей ДВС и ведущих деталей сцепления, кг·м².

Начальная угловая скорость ведущих деталей сцепления в момент его включения, рад/с:

$$\omega_0 = \frac{\pi n_N}{30}. \quad (19)$$

Почему в формуле (18) используется максимальный **момент** $M_{0,max}$, при котором возникает максимальное ускорение, а в формуле (19) подставляется частота n_N , соответствующая максимальной **мощности**, нигде не объясняется.

Длительность первого этапа при трогании с места, с:

$$t_1 = \frac{\omega_0}{\varepsilon_{вм} + \varepsilon_{вщ}}. \quad (20)$$

Достигнутая скорость в конце первого этапа, м/с:

$$v_1 = a_1 t_1. \quad (21)$$

На втором этапе разгона ускорение и динамический фактор D_i являются переменными. Динамическую характеристику на каждой передаче «от скорости окончания первого этапа v_1 до максимальной скорости v_{max1} разбивают на j интервалов, на каждом из которых считается, что $D_{ij} = \text{const}$ » [15]. Согласно традиционной методике ТДР, j принимают от 3 до 10, а для определения зависимости $v_i(t)$ применяют приближённый графоаналитический метод: «средний динамический фактор D_{cp} на j -м интервале определяется по равенству площадей на кривой $D_i(v_i)$ таким образом, чтобы **площади сверху и снизу от горизонтальной линии, соответствующей D_{cp} , были равны**» [15] (рис. 4).

Чем больше интервалов, тем выше точность расчёта. При решении итерационным методом динамическую характеристику разбивают с шагом, соответствующим dn , и тогда D_{cp} можно с достаточной точностью

определить аналитически как среднее арифметическое начального и конечного значений динамического фактора на j -ом интервале i -ой передачи:

$$D_{cp.ij} = \frac{D_{cp.n} + D_{cp.k}}{2}. \quad (22)$$

Коэффициент учёта вращающихся масс в трансмиссии:

$$\delta = \delta_0 + bU_{mp.i}^2, \quad (23)$$

где $b=0,001 \dots 0,002$ (меньшие значения для легковых, большие – для тяжёлых грузовых автомобилей).

Ускорение на каждом j -ом интервале, м/с^2 :

$$a_{2ij} = \frac{g}{\delta}(D_{cp.ij} - \psi), \quad (24)$$

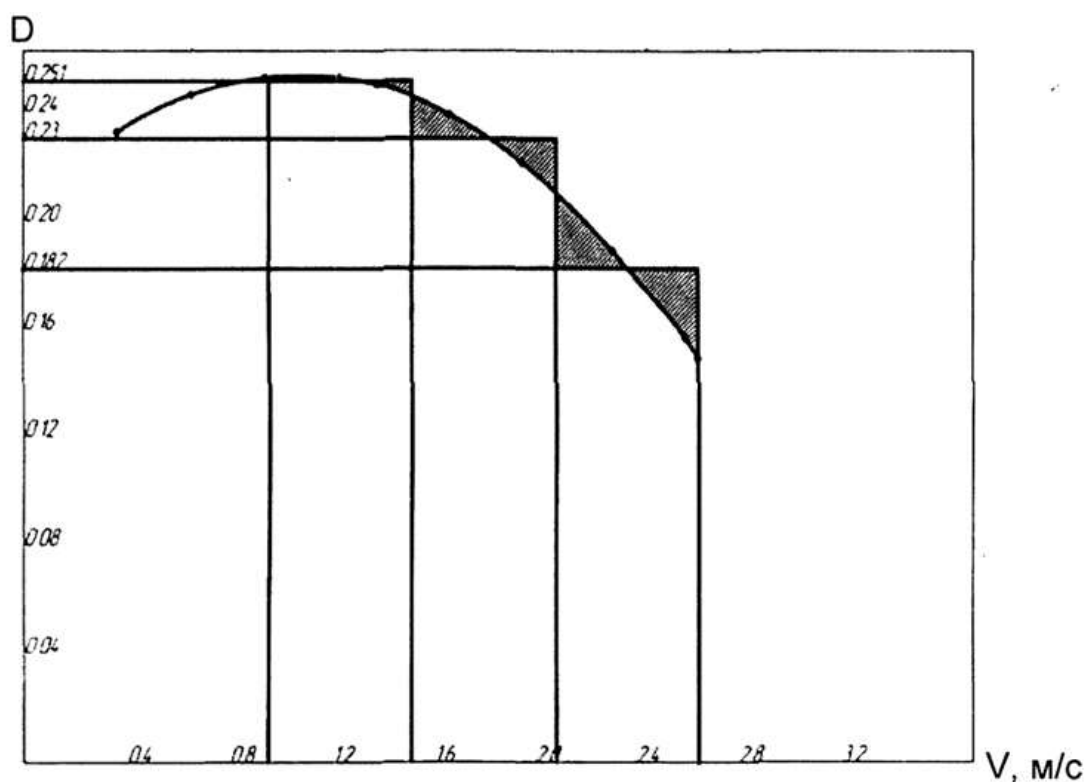


Рис. 4. Пример определения среднего динамического фактора на интервалах [15]

Время разгона на каждом j -м интервале, с:

$$t_{2ij} = \frac{v_{k.ij} - v_{n.ij}}{a_{2ij}}, \quad (25)$$

где на первом интервале $v_{n.ij}=v_1$, на последнем интервале $v_{k.ij}=v_{max1}$.

Полное время разгона на втором этапе:

$$t_{2i} = \sum t_{2ij} . \quad (26)$$

На третьем этапе движение происходит по инерции с замедлением, м/с^2 :

$$a_3 = -\frac{g}{\delta_0} \psi . \quad (27)$$

Скорость в конце третьего этапа, м/с :

$$v_{3i} = v_{\max 1i} + a_3 t_3 , \quad (28)$$

где t_3 – время переключения передач [15, табл.4.1].

Первый этап разгона на последующих передачах отличается тем, что ведомые детали сцепления имеют начальную угловую скорость вращения, рад/с :

$$\omega_n = \frac{v_3 U_{mp(i+1)}}{r_k} . \quad (29)$$

Время разгона на первом этапе, с :

$$t_1 = \frac{\omega_0 - \omega_n}{\varepsilon_{\text{вм}} + \varepsilon_{\text{вщ}}} . \quad (30)$$

На рисунке 5 представлены характеристики разгона исследуемого автопоезда, построенные графоаналитическим и итерационным методами.

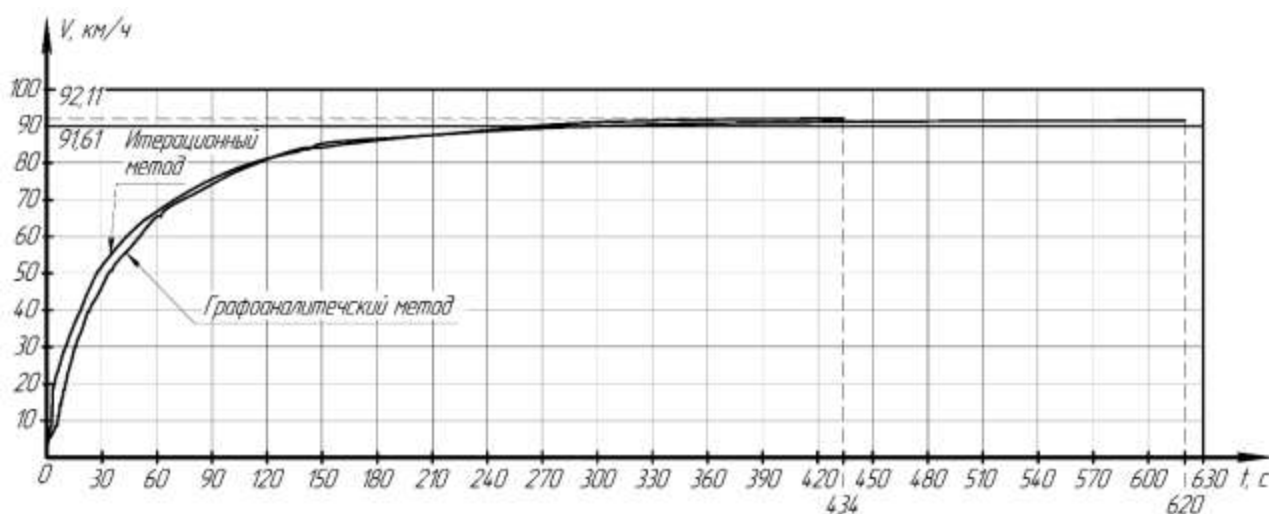


Рис. 5. Построение характеристики разгона двумя методами

Выводы

Предложенный итерационный метод позволяет получить следующие преимущества при выполнении ТДР по сравнению с традиционной методикой:

1. Более точно построить ВСХ и определить положение её экстремума.
2. Изменять величину подачи топлива и сил сопротивления в любой момент времени.
3. Независимо моделировать регулирование ДВС тягача и системы активизации колёс прицепного звена.
4. Упростить алгоритмизацию при построении графика разгона на ЭВМ.

Заключение

В дальнейшем предполагается аппроксимировать кривые, полученные графоаналитическим методом, путём численного интегрирования, и сравнить результаты с итерационным моделированием.

Список источников

1. Кленников, В.М. Теория и конструкция автомобиля / В.М. Кленников, Е.В. Кленников. – М.: Машиностроение, 1967. – 312 с.
2. Штефан, Ю.В. Обоснование замены и разработка технологии ремонта цилиндрических щеток подметально-уборочных машин на стадии их эксплуатации / Ю.В. Штефан, С.В. Барашкова // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 6(18). – С. 63-74. – EDN HBSXMK.
3. Феофанова, Л.С. Подготовка инженерных кадров в области электротранспорта и энергоэффективных технологий на примере проектов "Формула Гибрид МАДИ" и "Формула Электрик МАДИ" / Л.С. Феофанова, О.В. Куковинец // Труды НАМИ. – 2012. – № 251. – С. 89-94. – EDN PKSEEN.
4. Войнаш, А.С. Тягово-динамический расчет малогабаритного колесного автотрактора / А.С. Войнаш, С.А. Войнаш // Вестник КрасГАУ. – 2015. – № 1(100). – С. 71-75. – EDN TMLLYR.
5. Аналитический метод расчета тягово-скоростных характеристик тяжелых мобильных машин с электромеханическими трансмиссиями / С.Н. Поддубко, Н.Н. Ишин,

А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Актуальные вопросы машиноведения. – 2016. – Т. 5. – С. 39-44. – EDN YRHNXP.

6. Сельскохозяйственные тракторы, работающие на метане / Г.С. Савельев, А.Д. Шапкайтц, В.В. Подосинников, А.А. Медведев // Транспорт на альтернативном топливе. – 2013. – № 5(35). – С. 7-13. – EDN RBTZAH.

7. Сидоров, К.М. Определение параметров основных компонентов энергетической установки транспортного средства / К.М. Сидоров, Б.Н. Сидоров // Известия МГТУ МАМИ. – 2015. – Т. 1, № 2(24). – С. 122-128. – EDN UKKFNV.

8. Сидоров, К.М. Индивидуальный электропривод ведущих колес транспортного средства. Результаты разработки и стендовых испытаний / К.М. Сидоров, В.Е. Ютт, Т.В. Голубчик // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2013. – № 1(32). – С. 13а-20. – EDN PWBZER.

9. Результаты разработки и исследовательских испытаний тяговой аккумуляторной батареи электромобиля / К.М. Сидоров, А.Г. Грищенко, В.Н. Козловский, С.А. Васин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2023. – № 12. – С. 361-366. – EDN SWTDWJ.

10. Котович, С.В. Методика упрощенного определения некоторых тягово-динамических свойств транспортных средств и ее применение на ранних стадиях проектирования / С.В. Котович // Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета). – 2004. – № 3. – С. 27-33. – EDN RSBNGJ.

11. Павлов, В.В. К оценке тягово-скоростных характеристик быстроходных гусеничных машин / В.В. Павлов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2019. – № 2(57). – С. 50-56. – EDN DZENMT.

12. Филатов, В.В. Энергобаланс перспективной быстроходной амфибийной машины малого класса с гибридной параллельной схемой трансмиссии / В.В. Филатов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2017. – № 2(49). – С. 53-58. – EDN YQPRVB.

13. Сидоров, Н.С. Повышение скоростных характеристик трехосного грузового автомобиля с применением ГМТ / Н.С. Сидоров, Д.И. Сахаров // СНК-2022: материалы LXXII открытой международной студенческой научной конференции Московского Политеха, Москва, 04–22 апреля 2022 года. – М.: МПУ, 2022. – С. 107-113. – EDN ABVRLZ.

14. Гомозов, Н.С. Снижение трудоёмкости тягово-динамического расчета для транспортных средств с центробежным вариатором / Н.С. Гомозов, Н.С. Гришин, М.Д. Киселев-Шек // СНК-2022: материалы LXXII открытой международной студенческой

научной конференции Московского Политеха, Москва, 04–22 апреля 2022 года. – М.: МПУ, 2022. – С. 102-107. – EDN VYEMJZ.

15. Павлов, В.В. Тягово-динамический расчёт транспортных средств специального назначения: методические рекомендации по подготовке курсовой работы / В.В. Павлов. – М.: МАДИ, 2017. – 52 с.

16. Аникин, А.А. Оценка проходимости машин по снегу / А.А. Аникин, И.О. Донато // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2006. – № 10. – С. 58-62. – EDN TXOKNZ.

17. Турленко, А.А. Расчетно-графический способ оценки движения автопоезда на подъемах в различных дорожных условиях / А.А. Турленко, Г.З. Лукьянов, Р.И. Соколов // Грузовик. – 2015. – № 6. – С. 37-39. – EDN UIKSET.

18. Лытов, А.С. Исследование вопросов внедорожной подвижности армейских седельных автопоездов / А.С. Лытов, Д.Н. Фертов // Научные проблемы материально-технического обеспечения Вооружённых Сил Российской Федерации. – 2024. – № 2(32). – С. 133-141. – EDN EYHDSN.

19. Драгунов, Г.Д. Тягово-динамический расчет автомобиля при переключении передач и управлении двигателем / Г.Д. Драгунов, Е.П. Гонтарев, А.А. Юсупов // Технология колесных и гусеничных машин. – 2014. – № 4. – С. 60-64. – EDN SMLTDL.

20. Картошкин, А.П. Результаты тягово-динамических и топливно-экономических испытаний трактора "МИТРАКС т-10" / А.П. Картошкин, А.И. Фомичев, В.А. Долгушин // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. – 2020. – № 59. – С. 115-123. – EDN ONVCAT.

21. Шаршембиев, Ж.С. Влияние распределения массы колесной машины по осям на ее тягово-динамические свойства при движении на подъемных участках горных дорог / Ж.С. Шаршембиев // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2012. – № 3(30). – С. 3-8. – EDN PBTSON.

22. Савицкий, В.В. О нормировании величины максимального продольного уклона на автомобильных дорогах общего пользования / В.В. Савицкий, В.Е. Николаевский, Д.С. Гумненков // Современное состояние, проблемы и перспективы развития отраслевой науки: материалы V Всероссийской конференции (с международным участием) / под общ. ред. Т.В. Шепитько. – М.: Перо, 2020. – С. 55-61. – EDN MHMOBR.

23. Панфилов, Д.С. Модернизация регулирования движения автомобилей на главных дорогах Санкт-Петербурга / Д.С. Панфилов // Грузовик. – 2016. – № 2. – С. 26-31. – EDN VOIPIN.

24. Курочкин, Ф.Ф. Совершенствование алгоритма управления процессом переключения передач в автоматической планетарной коробке передач транспортной машины / Ф.Ф. Курочкин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2008. – № 5. – С. 65-72. – EDN JTMEPZ.

25. Куликов, И.А. Влияние управления крутящим моментом на ведущем валу автоматической ступенчатой трансмиссии на процессы переключения передач / И.А. Куликов, О.И. Гируцкий, И.А. Фисенко // Труды НАМИ. – 2022. – № 4(291). – С. 70-84. – EDN CAFRMB.
26. Экспресс-метод расчета ускорения автомобиля с использованием общего уравнения динамики / А.Е. Лебедев, Д.В. Лебедев, Т.М. Сибрина, В.В. Иродов // Автомобильная промышленность. – 2020. – № 8. – С. 6-7. – EDN OTHPJM.
27. Лапенков, Р.А. Поиск методов определения требуемых характеристик привода колес активного полуприцепа для использования в составе автопоезда / Р.А. Лапенков // Будущее машиностроения России: XVI всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (с международным участием): сборник докладов. В 2 т. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана (НИУ), 2024. – Т. 2. – С. 97-103. – EDN REILNN.
28. Фомин, А.П. Управление мощностью в системе дополнительной энергетики большегрузного автопоезда / А.П. Фомин // Транспорт на альтернативном топливе. – 2012. – № 6(30). – С. 49-53. – EDN PJVCST.
29. Малиновский, М.П. Дефицит информации об управляющем воздействии на педали при моделировании систем управления транспортных средств / М.П. Малиновский, А.Ю. Домогаров, А.Н. Альбицкий // Автомобильная промышленность. – 2023. – № 12. – С. 8-14. – EDN DZEOCW.
30. Драгунов, Г.Д. Оценка тягово-скоростных свойств автомобиля и результаты их экспериментального исследования / Г.Д. Драгунов, А.А. Юсупов // Интернет-журнал Науковедение. – 2013. – № 6(19). – С. 134. – EDN SAKRLX.
31. Таричко, В.И. Уточнение характеристик аэродинамического сопротивления движению специальных колесных шасси и тягачей на основе применения методов вычислительной газодинамики / В.И. Таричко, П.И. Шалупина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 3. – С. 270-279. – EDN QESKZG.
32. Малиновский, М.П. Проблемы, возникающие при построении кривой Лейдермана для бензинового двигателя / М.П. Малиновский, М.Д. Чернов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2023. – № 4(45). – С. 31-37. – EDN PAVQXH.

References

1. Klennikov V.M., Klennikov E.V. *Teorija i konstrukcija avtomobilja [Theory and design of the car]*. Moscow, Mashinostroyeniye, 1967, 312 p.
2. Shtefan Ju.V., Barashkova S.V. *Transportnoye mashinostroyeniye*, 2023, no. 6, pp. 63-74.
3. Feofanova L.S., Kukovinec O.V. *Trudy NAMI*, 2012, no. 251, pp. 89-94.
4. Vojnash A.S., Vojnash S.A. *Vestnik KrasGAU*, 2015, no. 1, pp. 71-75.

5. Poddubko S.N., Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S. *Aktual'nye voprosy mashinovedenija*, 2016, vol. 5, pp. 39-44.
6. Savelev G.S., Shapkajc A.D., Podosinnikov V.V., Medvedev A.A. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2013, no. 5, pp. 7-13.
7. Sidorov K.M., Sidorov B.N. *Izvestija MGTU MAMI*, 2015, vol. 1, no. 2, pp. 122-128.
8. Sidorov K.M., Jutt V.E., Golubchik T.V. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2013, no. 1, pp. 13a-20.
9. Sidorov K.M., Grishhenko A.G., Kozlovskij V.N., Vasin S.A. *Izvestija Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tehničeskije nauki*, 2023, no. 12, pp. 361-366.
10. Kotovich S.V. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo instituta (gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta)*, 2004, no. 3, pp. 27-33.
11. Pavlov V.V. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2019, no. 2, pp. 50-56.
12. Filatov V.V. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2017, no. 2, pp. 53-58.
13. Sidorov N.S., Saharov D.I. *SNK-2022*, Moscow, MPU, 2022, pp. 107-113.
14. Gomošov N.S., Grishin N.S., Kiselev-Shek M.D. *SNK-2022*, Moscow, MPU, 2022, pp. 102-107.
15. Pavlov V.V. *Tjagovo-dinamičeskij rasčjot transportnyh sredstv special'nogo naznachenija* [Traction-dynamic calculation of special-purpose vehicles]. Moscow, MADI, 2017, 52 p.
16. Anikin A.A., Donato I.O. *Izvestija vysshih učebynyh zavedenij. Mashinostroenie*, 2006, no. 10, pp. 58-62.
17. Turlenko A.A., Luk'janov G.Z., Sokolov R.I. *Gruzovik*, 2015, no. 6, pp. 37-39.
18. Lytov A.S., Fertov D.N. *Nauchnye problemy material'no-tehničeskogo obespečenija Vooruzhjonnyh Sil Rossijskoj Federacii*, 2024, no. 2, pp. 133-141.
19. Dragunov G.D., Gontarev E.P., Jusupov A.A. *Tehnologija kolesnyh i gusenichnyh mashin*, 2014, no. 4, pp. 60-64.
20. Kartoshkin A.P., Fomichev A.I., Dolgushin V.A. *Izvestija Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2020, no. 59, pp. 115-123.
21. Sharshembiev Zh.S. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2012, no. 3, pp. 3-8.
22. Savickij V.V., Nikolaevskij V.E., Gumnenkov D.S. *Sovremennoe sostojanie, problemy i perspektivy razvitija otraslevoj nauki*, Moscow, Pero, 2020, pp. 55-61.
23. Panfilov D.S. *Gruzovik*, 2016, no. 2, pp. 26-31.
24. Kurochkin F.F. *Izvestija vysshih učebynyh zavedenij. Mashinostroenie*, 2008, no. 5, pp. 65-72.
25. Kulikov I.A., Giruckij O.I., Fisenko I.A. *Trudy NAMI*, 2022, no. 4, pp. 70-84.

26. Lebedev A.E., Lebedev D.V., Sibrina T.M., Irodov V.V. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2020, no. 8, pp. 6-7.
27. Lapenkov R.A. *Budushhee mashinostroeniya Rossii*, Moscow, MGTU im. N.Je. Bauman (NIU), 2024, vol. 2, pp. 97-103.
28. Fomin A.P. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2012, no. 6, pp. 49-53.
29. Malinovskij M.P., Domogarov A.Ju., Al'bickij A.N. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2023, no. 12, pp. 8-14.
30. Dragunov G.D., Jusupov A.A. *Internet-zhurnal Naukovedenie*, 2013, no. 6, p. 134.
31. Tarichko V.I., Shalupina P.I. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Brjanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, no. 3, pp. 270-279.
32. Malinovskij M.P., Chernov M.D. *Jenergo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport*, 2023, no. 4, pp. 31-37.

Рецензент: Н.И. Баурова, д-р техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Малиновский Михаил Павлович, канд. техн. наук, доц., МАДИ;

главный специалист ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Клещ Артём Русланович, студент МАДИ;

помощник инженера ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

Дергачёв Денис Андреевич, аспирант, МАДИ.

Information about the authors

Malinovsky Mikhail P., Ph.D., associate professor, MADI; chief specialist, FSUE "NAMI"

Kleshch Artem R., student, MADI; assistant engineer, FSUE "NAMI".

Dergachev Denis A., postgraduate, MADI.

Статья поступила в редакцию 28.11.2024; одобрена после рецензирования 18.12.2024; принята к публикации 23.12.2024.

The article was submitted 28.11.2024; approved after reviewing 18.12.2024; accepted for publication 23.12.2024.