

On Testing Automation of Aerospace Engineering Products on Rotary Test Stand

The approaches to automation system constructions of aerospace engineering products tests, based on application of the two-level centralized control structures are presented. The functional structure of the test automation system, containing the kinematics inverse problem solution of the stands subsystem, is offered. This solution allows simplifying essentially methodology of synthesis and electromechanical control system realizations of the test stand.

Key words: ground test, overload, rotary test stand.

УДК 621.833.61

В. М. Пономарёв, соискатель, Ижевский государственный технический университет
В. А. Умняшкин, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет
П. В. Фёдоров, кандидат технических наук, Ижевский государственный технический университет

ДВУХДВИГАТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СХЕМЫ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ СОЕДИНЕНИЕМ

Приведено обоснование базовых параметров комбинированной энергосиловой установки параллельной компоновочной схемы.

Ключевые слова: дифференциальные передачи, энергосиловая установка.

Одно из перспективных направлений развития силового привода транспортных машин формируется на создании двухдвигательных схем, а применение комбинированных энергетических установок (КЭУ), состоящих из двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и электродвигателя (ЭД), требует оптимизации режимов их совместной работы [1, 2].

На рис. 1 приведена структурная схема, в которой потоки мощности суммируются через дифференциальный суммирующий редуктор (СР).

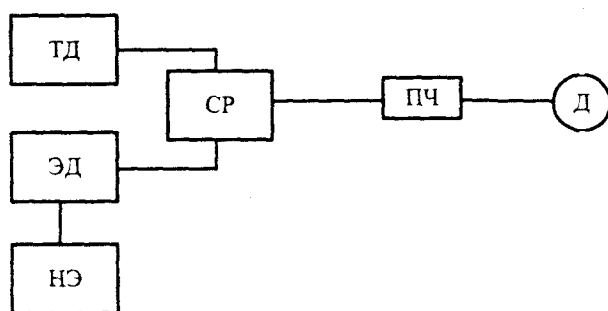


Рис. 1. Структурная схема автомобиля с КЭУ параллельной компоновочной схемы: ТД – двигатель внутреннего сгорания; ЭД – электродвигатель; НЭ – накопитель электрической энергии; СР – суммирующий редуктор; ПЧ – преобразующая часть (муфта сцепления, коробка передач, карданная и главная передачи); Д – дифференциал

Движение автомобиля с постоянными и близкими к ним скоростями в данном случае осуществляется за счет мощности, передаваемой к ведущим колесам по цепи ТД – СР – ПЧ – Д. Во время динамичного разгона автомобиля к ведущим колесам поступает дополнительная энергия по цепи НЭ – ЭД – СР – ПЧ – Д. При необходимости зарядки НЭ в режиме движения

с установившимися скоростями и близкими к ним происходит зарядка НЭ по цепи ТД – СР – ЭД – НЭ, т. е. ЭД переходит в режим работы генератора.

Движение накатом и торможение сопровождается рекуперацией энергии в энергию НЭ по цепи Д – ПЧ – СР – ЭД – НЭ.

С точки зрения согласования работы ТД и ЭД это позволяет в сравнении с параллельной схемой с зубчатым или ременным суммирующим редуктором снизить диссипативные потери энергии в трансмиссии, и, что более важно, создаются явные предпосылки автоматизации процесса управления трансмиссией автомобиля. При суммировании потоков мощности ТД и ЭД через дифференциальный редуктор, в данном случае планетарный зубчатый, КЭУ представляет собой замкнутую дифференциальную передачу, позволяющую передавать мощность от ТД к ведущим колесам через СР двумя потоками. Замыкание мощностных потоков от ТД и ЭД осуществляется за счет введения в конструкцию КЭУ дифференциального суммирующего редуктора, структурная схема которого приведена на рис. 2, что создает дополнительные возможности для автоматизации.

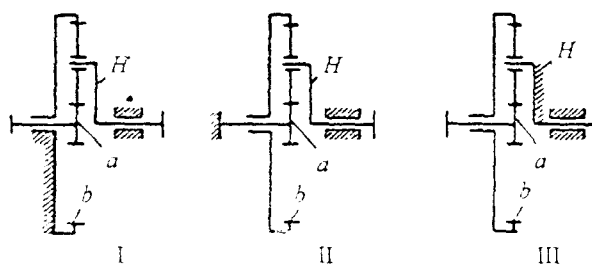


Рис. 2. Варианты работы планетарного СР в КЭУ: I, II, III – режимы работы при одном из заторможенных звеньев передачи: а – солнечное колесо (звено ЭД); б – коронная шестерня (звено ДВС); Н – водило (звено трансмиссии)

Взаимосвязь между скоростями вращения валов звеньев a , b и H при условно заторможенном одном из них определяется общим уравнением кинематической связи для дифференциала [3]:

$$\left. \begin{aligned} \omega_a &= \omega_b i_{ab}^H + \omega_H i_{aH}^b, \\ \omega_b &= \omega_a i_{ab}^H + \omega_H i_{bH}^a, \\ \omega_H &= \omega_a i_{aH}^b + \omega_b i_{bH}^a, \end{aligned} \right\}$$

где i_{aH}^b , i_{bH}^a , i_{ab}^H – передаточные отношения трехзвенного планетарного механизма между двумя подвижными звеньями при условно неподвижном третьем.

Передаточные отношения планетарного СР, в зависимости от режимов и условий движения в соответствии со структурной и кинематической схемами автомобиля и трехзвенного планетарного механизма (рис. 1 и 2), определяются следующими выражениями.

1. Состояние звеньев: a – ведущее, H – ведомое, b – неподвижное:

$$i_{aH}^b = 1 + Z_b / Z_a = 1 - i_{ab}^H.$$

2. Состояние звеньев: b – ведущее, H – ведомое, a – неподвижное:

$$i_{bH}^a = 1 + Z_a / Z_b = 1 - i_{ba}^H = 1 - 1 / i_{ab}^H.$$

3. Состояние звеньев: a – ведущее, b – ведомое, H – неподвижное:

$$i_{ab}^H = -Z_b / Z_a.$$

Следовательно, частота вращения водила H :

$$\omega_H = \omega_a i_{aH}^b + \omega_b i_{bH}^a = \frac{\omega_a}{1 + \frac{Z_b}{Z_a}} + \frac{\omega_b}{1 + \frac{Z_a}{Z_b}} = \frac{\omega_a Z_a + \omega_b Z_b}{Z_a + Z_b}. \quad (1)$$

КПД дифференциала при соответствующем неподвижном звене a или b :

$$\eta_{bH}^a = 1 - (1 - 1 / i_{bH}^a)(1 - \eta_{ba}^H);$$

$$\eta_{aH}^b = 1 - (1 - 1 / i_{aH}^b)(1 - \eta_{ab}^H).$$

На установившихся режимах работы без учета КПД планетарной передачи, что допустимо при ее блокировке, из закона сохранения энергии и условия равновесия моментов следует:

$$\left. \begin{aligned} M_a \omega_a + M_b \omega_b + M_H \omega_H &= 0, \\ M_a + M_b + M_H &= 0, \end{aligned} \right\}$$

где M_a , M_b , M_H – вращающие моменты, соответственно, в звеньях a , b и H .

Синтез числа зубьев планетарного суммирующего редуктора в данной работе не приводится, так как выполнен по общепризнанным методикам.

Структурная схема КЭУ представлена на рис. 3.

При диапазоне передаточного отношения $i_{aH}^b = 2,7 \dots 8$, коэффициенте неравномерности $K_u = 1,2$ и коэффициенте полезного действия с опо-

рами качения при 7-й степени точности зубчатых колес $\eta = 0,96 \dots 0,98$ получены следующие параметры зубчатой планетарной передачи: углы зацепления $\alpha_{w1} = \alpha_{w2} = 20^\circ$, числа зубьев солнечного колеса $Z_a = 21$, сателлитов $Z_H = 15$, коронного колеса $Z_b = 51$. Рассмотрим предельный случай, когда вращающий момент от ЭД превысит вращающий момент от ДВС (на рис. 2 звенья a и b соответственно) и возможному вращению коленчатого вала ДВС в противоположную сторону, для чего проведем силовой анализ планетарной передачи в соответствии с расчетной схемой рис. 4.

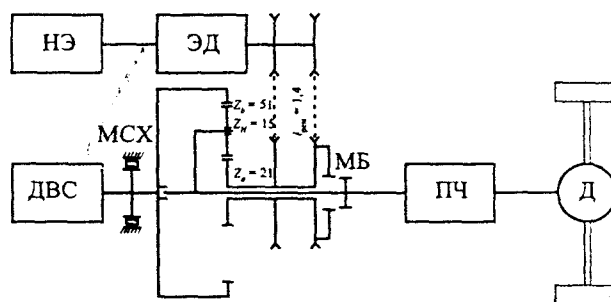


Рис. 3. Структурно-кинематическая КЭУ параллельной схемы с планетарным суммирующим редуктором: МСХ – механизм свободного хода для недопущения возможного противовращения коленчатого вала ДВС от вращающего момента Э; $i_{рек}$ – передаточное число ременной передачи; МБ – муфта блокировочная для осуществления рекуперации энергии в процессе замедления и торможения, а также при подзарядке накопителей электрической энергии (НЭ) при установившейся скорости движения автомобиля

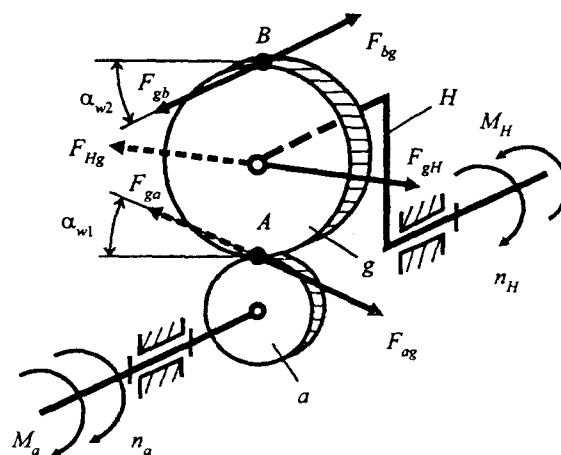


Рис. 4. Схема расчета действующих сил в планетарной передаче

Сила F_a в точке контакта сателлита с коронным колесом от вращающего момента солнечного колеса M_a будет в два раза больше силы F_b , развиваемой вращающим моментом ДВС. При этом предполагается, что сила F_a в равных долях передается на ветвь ДВС (коронное колесо b) и в трансмиссию автомобиля (водило H). Это условие соответствует выполнению неравенства

$$F_a > 2F_b. \quad (2)$$

При расчете действующих сил в зацеплениях зубчатых колес планетарной передачи центробежные силы не учитываем. Также предполагаем, что силы между сателлитами распределены равномерно.

Солнечное колесо a взаимодействует с сателлитом g в точке A , а сателлит с коронным колесом b — в точке B . Принимая, что углы зацепления равны, т. е. $\alpha_m = \alpha_w$, из уравнения равновесия (равенства проекций на горизонтальную ось) находим, что сила в центре масс водила H

$$F_{Hg} = 2F_{ag}K_n \cdot \cos \alpha_m = 2 \frac{M_a}{r_a} K_n \cdot \cos \alpha_m,$$

где K_n — коэффициент неравномерности нагрузки; r_a — радиус основной окружности солнечного колеса.

Соотношения вращающих моментов, действующих в дифференциальном механизме:

$$\begin{aligned} \frac{M_b}{M_a} &= \frac{Z_b}{Z_a} = -i_{ab}^H = p; \\ M_a &= -M_H \frac{1}{p+1}; \\ M_b &= -M_H \frac{p}{p+1}. \end{aligned} \quad (3)$$

С учетом значений $F_a = \frac{M_a}{r_a}$ и $F_b = \frac{M_b}{r_a + 2r_g}$ неравенство (2) примет вид

$$\frac{M_a}{r_a} > \frac{2M_b}{r_a + 2r_g}. \quad (4)$$

При заторможенном звене b момент M_b равен нулю, тогда вращающий момент, передаваемый на агрегаты трансмиссии автомобиля от звена a ,

$$\begin{aligned} M_H &= F_{Hg}(r_a + r_g) = -2 \frac{M_a}{r_a} K_n \cdot \cos \alpha_m (r_a + r_g) = \\ &= -2 M_a K_n \cdot \cos \alpha_m \left(1 + \frac{Z_H}{Z_a} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

где r_g — радиус основной окружности зубчатого колеса сателлита.

Выражение (4) при наличии внешней скоростной характеристики ДВС, механической характеристики ЭД и конструктивных параметров автомобиля позволяет расчетным путем получить выходные параметры КЭУ. Рассмотрим синтез выходной характеристики для КЭУ, схема которой представлена на рис. 3, по зависимости вращающего момента от частоты вращения выходного вала $M_{КЭУ} = f(n_{КЭУ})$ применительно к автомобилю Иж-21261 «FABULA». Наиболее подходящими, близкими по внешним скоростным характеристикам и обеспечивающими приемлемые тягово-скоростные показатели автомобиля являются ДВС модели ВАЗ-1111 и ЭД марки ПТ-125-12. Максимально возможные частоты вра-

щения валов ЭД 8400 об/мин и ДВС 5600 об/мин. Для обеспечения равенства угловых скоростей вращения звеньев планетарного редуктора, связанных с выходными валами ТД и ЭД, введем дополнительный редуктор, например ременный, с передаточным отношением

$$i_{рем} = \frac{n_{ЭД}}{n_{ДВС}} = \frac{8400}{5600} = 1,4.$$

Учитывая в соответствии с выбранной конструктивной схемой (рис. 4) равенства $M_a = 1,4M_{ЭД}$ и $M_b = M_{ДВС}$, можно сделать вывод, что при совместной передаче вращающих моментов ЭД и ДВС через планетарный СР необходимо обеспечить выполнение условия

$$M_a < \frac{2M_b}{1 + 2 \frac{Z_H}{Z_a}}, \text{ или } M_{ЭД} < 0,588M_{ДВС}. \quad (6)$$

Тогда при числах зубьев солнечного колеса $Z_a = 21$, сателлитов $Z_H = 15$, коронного колеса $Z_b = 51$ и углах зацепления $\alpha_m = \alpha_w = 20^\circ$

$$M_H = -2M_a \cdot 1,2 \cdot \cos 20^\circ \left(1 + \frac{15}{21} \right) = -3,866M_a. \quad (7)$$

При заторможенном звене a момент M_a равен нулю, а с учетом $M_a = \frac{M_b}{p}$, вытекающего из выражения (2), вращающий момент, передаваемый на агрегаты трансмиссии автомобиля от звена b ,

$$M_H = 1,592M_b. \quad (8)$$

При идеально согласованной равномерной работе ЭД и ДВС (коэффициент неравномерности нагрузки $K_n = 1$) соответствующие вращающие моменты $M_{ЭД}$ и $M_{ДВС}$ при $i_{ab}^H = -Z_b/Z_a = -51/21 = -2,429$ будут суммироваться в планетарном СР с учетом передаточных отношений

$$\begin{aligned} i_{aH}^b &= 1 - i_{ab}^H = 3,42; \\ i_{bH}^a &= 1 - 1/i_{ab}^H = 1,412. \end{aligned}$$

При заданных параметрах планетарной и ременной передач, входящих в КЭУ, условия (4) и (6) соблюдаются, так как при $M_a = 1,4M_{ЭД}$ и $M_b = M_{ДВС}$, согласно (7) и (8),

$$M_{ЭД} < 0,294M_{ДВС}.$$

Следовательно, вращающий момент на выходном валу КЭУ без учета КПД планетарной и ременной передач при $i_{рем} = 1,4$

$$\begin{aligned} M_{КЭУ} &= i_{рем} i_{aH}^b M_{ЭД} + i_{bH}^a M_{ДВС} = \\ &= 1,4 \cdot 3,429 M_{ЭД} + 1,412 M_{ДВС} = \\ &= 4,8 M_{ЭД} + 1,412 M_{ДВС}. \end{aligned}$$

Внешняя скоростная характеристика КЭУ представлена в таблице.

Зависимости вращающих моментов от частот вращения выходных валов КЭУ, двигателей ПТ-125-12 и ВА3-1111

Выходной вал КЭУ		Выходной вал ЭД		Выходной вал ДВС	
Частота вращения, мин ⁻¹	Вращающий момент, Н·м	Частота вращения, мин ⁻¹	Вращающий момент, Н·м	Частота вращения, мин ⁻¹	Вращающий момент, Н·м
696	53,52	1050	5,56	750	19,68
929	59,54	1400	5,11	1000	25,68
1161	64,30	1750	4,66	1250	30,76
1393	67,90	2100	4,21	1500	34,98
1625	70,42	2450	3,76	1750	38,42
2089	72,58	3150	2,86	2250	43,17
2321	121,65	3500	12,67	2500	44,63
3250	115,01	4900	10,95	3500	45,81
3946	105,90	5950	9,66	4250	43,67
4411	99,19	6650	8,80	4750	41,78
5107	89,97	7700	7,51	5500	39,56
5339	87,48	8050	7,08	5750	39,24

При расчете суммарного вращающего момента КЭУ с ДВС ВА3-1111, ЭД-ПТ-125-12 с суммированием потоков мощности через ременный редуктор не учитывались потери вращающего момента в ременной передаче. В связи с этим для планетарной передачи также принято, что на выходном валу КЭУ суммарный вращающий момент равен сумме вращающих моментов ДВС и ЭД с учетом только передаточных чисел ременной и планетарной передач. Как показали исследования, это возможно, если блокировать звенья планетарной передачи.

Проведение анализа режимов работы и разработка алгоритмов управления КЭУ конструктивной схемы, представленной на рис. 3, на начальном этапе исследований возможно по математической модели планетарного редуктора, позволяющей моделировать его динамику и определять частоты вращения различных звеньев от времени и скорости разгона автомобиля.

Соответствующую систему дифференциальных уравнений без учета потерь энергии в самом планетарном редукторе можно записать в следующем виде:

$$\begin{cases} J_{aH} \ddot{\phi}_a + J_{HH} \ddot{\phi}_b = M_a^n, \\ J_{bH} \ddot{\phi}_b + J_{HH} \ddot{\phi}_a = M_b^n, \end{cases} \quad (9)$$

где J_{aH} , J_{bH} – приведенные моменты инерции звеньев a и H к солнечному колесу редуктора, звеньев b и H к коронному колесу соответственно; J_{HH} – приведенный момент инерции вала H ; $\ddot{\phi}_a$, $\ddot{\phi}_b$ – угловые ускорения обобщенных координат солнечного и коронного колес соответственно; M_a^n , M_b^n – приведенные вращающие моменты, действующие на приведенные массы солнечного колеса и коронного колеса соответственно.

Решая систему уравнений (9) относительно $\ddot{\phi}_a$, $\ddot{\phi}_b$, получаем дифференциальные уравнения в преобразованном виде, более простом для непосредственного их интегрирования:

$$\begin{cases} \ddot{\phi}_b = \frac{M_b^n - \frac{J_{HH} M_a^n}{J_{aH}}}{J_{bH} - \frac{J_{HH}^2}{J_{aH}}}, \\ \ddot{\phi}_a = \frac{M_a^n - J_{HH} \ddot{\phi}_b}{J_{aH}}. \end{cases} \quad (10)$$

При интегрировании системы уравнений (10) варьируется характеристика вращающего момента ЭД с целью обеспечения такой интенсивности увеличения частот вращения его вала, чтобы после разгона автомобиля частоты вращения коронного (ветвь ДВС) и солнечного (ветвь ЭД) зубчатых колес сравнивались с целью возможного их блокирования.

Зависимости частот вращения $n_a(t)$ и $n_b(t)$ как угловых скоростей обобщенных координат, определяются в процессе интегрирования системы уравнений (10), а частота вращения вала, согласно (1),

$$n_H = i_{aH}^b n_a + i_{bH}^a n_b.$$

По зависимости $n_H(t)$ определяется соответствующая зависимость изменения скорости движения автомобиля с КЭУ, что, в свою очередь, позволяет вычислять зависимость пройденного пути от времени.

Отметим, что основной целью исследований по системе уравнений (9) и (10) является построение зависимостей изменения вращающих моментов ЭД для заданных характеристик ДВС, которые в дальнейшем должны быть реализованы в электронном блоке управления КЭУ.

Для начала движения автомобиля необходимо обеспечить такую интенсивность увеличения вращающего момента ЭД, передаваемого на солнечное колесо планетарного суммирующего редуктора, чтобы в процессе разгона автомобиля частоты вращения коронного (ветвь ДВС) и солнечного (ветвь ЭД) зубчатых колес сравнивались с целью их блокирования, т. е. в процессе начала движения автомобиля частота вращения ДВС должна быть постоянной или умень-

шаться, но оставаться больше значения частоты вращения холостого хода n_{xx} при частоте противовращения вала ЭД

$$n_{\text{прот}} = n_{xx} i_{ab}^H i_{\text{рем}},$$

которая должна увеличиваться, переходя через ноль из области отрицательных в область положительных значений частот вращения.

Для частот вращения холостого хода ДВС 800...950 мин⁻¹ частота противовращения ЭД будет находится в диапазоне -3060...-2720 мин⁻¹. Далее,

одновременно с увеличением частоты вращения ДВС возрастает вращающий момент ЭД.

Возможно увеличение вращающего момента до некоторого его максимального значения, соответствующего частоте вращения вала ЭД -1000 мин⁻¹, а далее вращающий момент будет уменьшаться. При этом ЭД может работать в тяговом режиме до частот вращения его вала, равных 2300 мин⁻¹.

Проведенный анализ возможностей электродвигателя ПТ-125-12 показал, что на его выходном валу можно получить характеристики вращающего момента, вид которых показан на рис. 5.

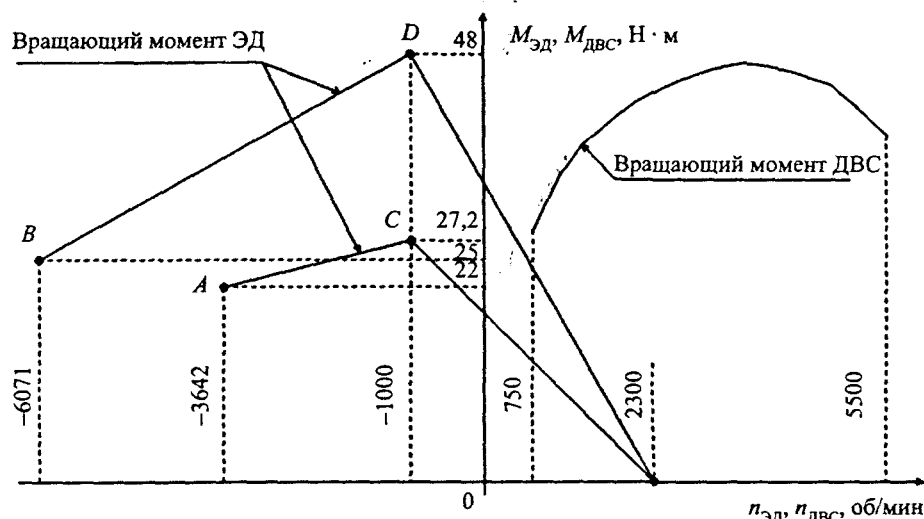


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристики ДВС ВА3-1111 и расчетные зависимости изменения вращающего момента ЭД, обеспечивающие выравнивание частот вращения звеньев планетарного редуктора для начальных частот вращения коленчатого вала ДВС 1500 (участок BD) и 2500 мин⁻¹ (участок AC)

При проведении расчетных исследований считалось, что вращающий момент ЭД изменяется по линейному закону и определялись необходимые его значения, соответствующие процессу начала движения (точки A и B на рис. 5) и частоте вращения вала ЭД при -1000 мин⁻¹ (точки C и D), которые, как показали расчеты, существенно зависят от частоты вращения холостого хода ДВС в начале движения.

Последовательность расчета следующая. Моделируется разгон автомобиля, оборудованного комбинированной энергосиловой установкой с планетарным редуктором, при одновременном целенаправленном варьировании значений вращающихся моментов ЭД, соответствующих началу процесса начала движения и частоте вращения вала ЭД, равной -1000 мин⁻¹, для обеспечения выравнивания частот вращения звеньев этого планетарного редуктора. Такие расчеты проводятся для различных значений холостого хода ДВС, соответствующих началу движения автомобиля.

В качестве примера на рис. 5 показано изменение вращающего момента ЭД для частот вращения коленчатого вала ДВС, соответствующих началу движения: 1500 мин⁻¹ (расчетная зависимость с начальным

и максимальным вращающими моментами, соответственно, 22 и 27,2 Н·м) и 2500 мин⁻¹ (зависимость с начальным и максимальным вращающими моментами соответственно, 25 и 48 Н·м). Например, если движение автомобиля начинается при частоте вращения коленчатого вала ДВС 2500 мин⁻¹, частота вращения вала ЭД будет увеличиваться от -6071 мин⁻¹, переходя через ноль в область положительных частот вращения, при этом частота вращения коленчатого вала ДВС будет уменьшаться, а частота вращения водила, жестко связанного с ведущими колесами автомобиля, наоборот, будет увеличиваться от нуля, т. е. автомобиль начнет движение.

Список литературы

1. Филькин Н. М. Методики оптимизации параметров конструкции энергосиловой установки транспортной машины. — Ижевск : ИжГТУ, 2001. — 79 с.
2. Эйдинов А. А. Автотранспортные средства с комбинированными энергоустановками. — М. : МГТУ «МАМИ», 2000. — 98 с.
3. Умняшкин В. А., Чепикова Т. П. Проектирование дифференциальных бесступенчато-регулируемых передач с внутренним разделением потока мощности. — Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2010. — 100 с.