

протекания химической реакции. Тепловыделение из-за начавшейся химической реакции возрастает. Потребляемая мощность лазерной системы составляет 200...500 Вт. Длина волны составляет 2 мкм. Длительность импульсов регулируется в пределах 0,1...10 мс. Применение ЛИС обеспечивает выполнение норм Евро-4.

Литература

1. Ерохов В.И. Системы впрыска топлива легковых автомобилей.– М.: Транспорт, 2002. – 174 с.
2. Арапов В.Ф., Кутенёв В.Ф., Шабанов А.В. Влияние некоторых параметров искрообразования на показатели бензинового двигателя. Труды НАМИ, 1984 г.
3. Колубаев Б.Д. Исследование пробивных напряжений свечи зажигания в газовом двигателе // Автомобильная промышленность, 1983, №10, с 10–11.
4. Ерохов В.И., Ревонченков А.М. Феноменологическая модель лазерной системы зажигания. Всероссийская научно-техническая конференция «Современные тенденции развития автомобилестроения в России», г. Тольятти, 2003 г.
5. Reid T., Shewchun T., Garsaid B.K., and Ballet B.H. – Laser Focus, October 1977, p. 45.
6. Способ лазерно-искрового зажигания рабочей смеси двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления. Карунин А.Л., Ерохов В.И., Ревонченков А.М. Патент РФ № 2212559 от 10.06.2002 г.

Особенности выбора основных кинематических параметров механизма передач и поворота (МПП) механических и гидромеханических трансмиссий в режиме прямолинейного движения гусеничной машины

Кожевников В.С., Кеменов А.В.
МГТУ «МАМИ»

Независимо от типа трансмиссии проектируемой гусеничной машины для расчета МПП в режиме прямолинейного движения необходимо иметь полный и рабочий диапазоны регулирования скорости, которые равны полному и рабочему диапазонам трансмиссии.

Исходными данными для расчета МПП в режиме прямолинейного движения и при повороте являются: масса проектируемой транспортно-тяговой гусеничной машины и прицепа (полуприцепа), тягово-экономическая характеристика силовой установки, передаточное число бортового редуктора, характеристика потерь мощности в ходовой части и радиус ведущего колеса, а также задаваемые показатели – преодолеваемое максимальное сопротивление движению (максимальный динамический фактор), минимальный радиус поворота, максимальная скорость прямолинейного движения и максимальная угловая скорость поворота.

Расчет МПП включает следующие основные этапы: выбор схемы механизма, определение кинематических параметров и нагрузок.

Схема МПП для проектируемой гусеничной машины выбирается на основе технического задания с учетом достоинств и недостатков каждой схемы.

Полный диапазон регулирования скорости равен отношению максимальной скорости движения машины к ее скорости v_1 , когда имеет место максимальный динамический фактор:

$$D_n = v_{\max} / v_1$$

Рабочий диапазон регулирования скорости также определяется отношением максимальной скорости движения машины к некоторой скорости v_2 . Эта скорость может быть получена из условия движения транспортно-тяговой гусеничной машины в доверительном интервале случайных значений суммарного коэффициента сопротивления движению во всей совокупности дорог и местности. Движение машины в таком интервале зависит от верхней границы интервала.

Поскольку случайные значения коэффициента сопротивления грунта и угла наклона

местности, определяющие суммарный коэффициент сопротивления движению, имеют законы распределения Гаусса, то можно принять, что верхняя граница интервала:

$$\psi_B = 3\sigma_\psi = 3 \sum_{j=1}^6 (\sigma_{f_i} + \sigma_{\alpha_i}) p_{s_i}$$

Рабочий диапазон регулирования скорости:

$$D_p = v_{\max} / v_2$$

Скорости v_1 и v_2 можно найти численным методом.

Особенностью расчета кинематических параметров механических МПП является то, что разбивка ступеней рабочего, а иногда и полного диапазона трансмиссии выполняется по закону геометрической прогрессии. Разбивка ступеней трансмиссии по этому закону обеспечивает наибольшую среднюю скорость машины при равновероятном распределении значений суммарного коэффициента сопротивления движения. Тогда знаменатель геометрической прогрессии

$$q_n = \sqrt[m-1]{D_n}$$

где: m — число ступеней.

При распределении по законам Гаусса случайных значений суммарного коэффициента сопротивления движению разбивка ступеней по закону геометрической прогрессии также обеспечивает наибольшую среднюю скорость. Для повышения этого параметра при любом количестве ступеней m целесообразно выделить низшую ступень с целью преодоления на ней редко встречающегося большого сопротивления. Тогда знаменатель геометрической прогрессии

$$q_p = \sqrt[m-1]{D_p}$$

Может оказаться, что при выбранном значении m знаменатель геометрической прогрессии принимает такое значение q_n или q_p , что скоростной диапазон двигателя будет использоваться неполностью.

Скоростной диапазон d двигателя характеризует область устойчивой работы двигателя. Он равен отношению частоты n_N вращения двигателя при максимальной мощности к частоте n_M вращения, когда двигатель имеет максимальный крутящий момент:

$$d = n_N / n_M$$

Если принять, что знаменатель геометрической прогрессии равен скоростному диапазону двигателя, то при заданном значении m получается такая разбивка ступеней МПП, при которой полностью используется интервал устойчивой частоты вращения двигателя. При этом диапазон регулирования скорости машины

$$D_n = d^{m-1} \tag{1}$$

На рис. 1 показана графическая интерпретация разбивки ступеней МПП по геометрической прогрессии со знаменателем $q = d$.

На графике приведены линейные зависимости скорости машины от частоты вращения двигателя. Угол наклона линий пропорционален передаточным числам трансмиссии. Для двух соседних ступеней при частоте вращения на высшей ступени (нижняя прямая) достигается такая же скорость, как и на низшей, но при частоте n_M вращения двигателя. Из графика видно, что полное использование мощности двигателя, понимая при этом работу двигателя на режиме максимальной мощности, достигается только при движении машины с максимальными скоростями на каждой ступени при частоте n_N вращения.

Степень совершенства механических трансмиссий, впрочем не только ступенчатых, но и всех других, определяется при сравнении разрабатываемого механизма с учетом его к.п.д. с идеальным, т.е. механизмом, имеющим прогрессивную характеристику и к.п.д., равным единице при прочих равных условиях.

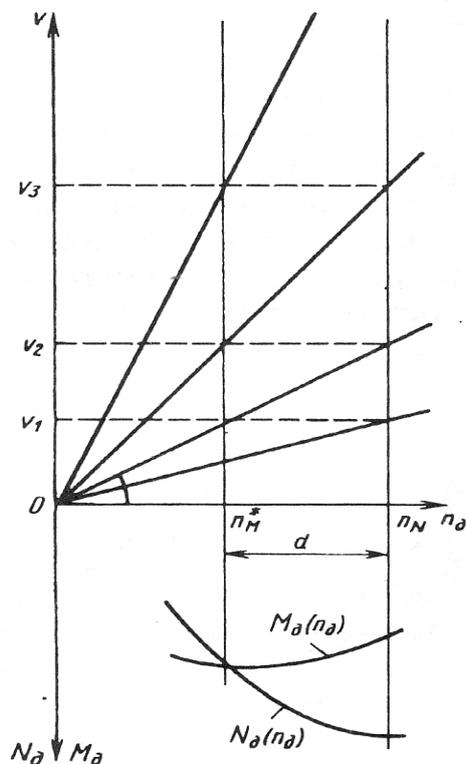


Рис. 1. Графическая интерпретация разбивки ступеней МПП.

Мерой сравнения является коэффициент K_{mp} технического совершенства силовой цепи гусеничной машины от двигателя до гусеничного движителя. Этот коэффициент равен соотношению средних скоростей машин и сравниваемых механизмов,

$$K_{mp} = v_{cp.p} / v_{cp.n}$$

Очевидно, что чем выше K_{mp} , тем более полно будет использоваться мощность двигателя, передаваемая от силовой установки в трансмиссию, тем выше будет средняя скорость транспортно-тяговой гусеничной машины.

Можно показать, что коэффициент технического совершенства силовой цепи гусеничной машины от двигателя до движителя учитывает не только потери мощности в механизмах трансмиссии, но и недоиспользуемые мощности вследствие ступенчатости МПП в режимах прямолинейного движения. Для этого на графике (рис. 2) в квадранте I располагаются тягово-динамические характеристики сравниваемых машин (с прогрессивной характеристикой $D_n(v)$ и со ступенчатой $D(v)$, в квадранте II — функция распределения случайных значений коэффициента сопротивления движению.

Для того, чтобы условие не повлияло на среднюю скорость гусеничной машины, нужно изменить функцию распределения случайных значений коэффициента сопротивления движению так, чтобы функция скорости (кривая в нижней части графика) оставалась бы неизменной. Тогда в квадранте II графика можно построить функцию распределения случайных значений некоторого условного коэффициента сопротивления движению. Методика построения показана на графике для точки а.

Так как функция скорости остается неизменной, то средняя скорость как для одной, так и для другой машины определяется по одной и той же формуле:

$$v_{cp} = N_{yd} / \psi,$$

где: $\psi = \psi_c$ – математическое ожидание коэффициента сопротивления движению;

$\psi = \psi_y$ – математическое ожидание условного коэффициента сопротивления движению.

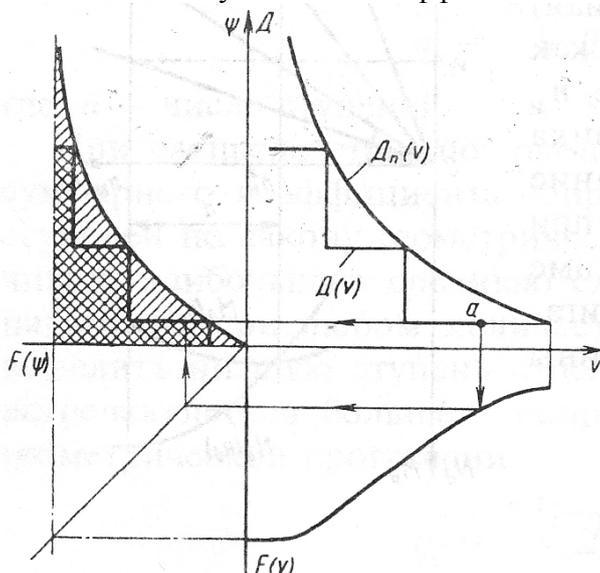


Рис. 2. К определению коэффициента технического совершенства силовой цепи гусеничной машины от двигателя до движителя.

Заштрихованные на графике площади определяют значения этих параметров соответственно.

Из графика видно, что чем меньше площадь, заключенная между двумя кривыми в квадранте II, тем K_{mp} выше.

Увеличение числа ступеней приводит к уменьшению этой площади, а значит, к увеличению средней скорости машины. Однако вместе с этим возникают не только осложнения конструктивного характера, но и трудности в системе управления движением машины. При большом числе ступеней водитель не может чувствовать момент необходимого переключения ступени так, как он ощущает его по работе двигателя при сравнительно малом числе ступеней. Поэтому применение ступенчатых механизмов в трансмиссии для обеспечения прямолинейного движения транспортно-тяговой гусеничной машины приводит к необходимости автоматизации системы управления движением в части автоматизации процесса переключения ступеней.

Таким образом, с учетом заданных показателей двигателя, а также передаточного числа $u_{бр}$ бортового редуктора и радиуса $r_{вк}$ ведущего колеса можно получить передаточные числа механического МПП в режиме прямолинейного движения транспортно-тяговой гусеничной машины. В общем случае они определяются передаточными числами входной и суммирующей передач вместе с коробкой передач в зависимости от кинематической схемы механизма. Максимальная частота вращения ведомого вала МПП, которая должна быть в пределах 3500...4500 об/мин, предопределена передаточным числом бортового редуктора, радиусом ведущего колеса и максимальной скоростью машины.

Передаточное число трансмиссии на первой – низшей – ступени в режиме прямолинейного движения, а также скорость машины, при которой достигается заданный динамический фактор (максимальное значение суммарного коэффициента ψ_{max} сопротивления движению) можно определить следующим образом.

Предположим, что крутящий момент двигателя изменяется линейно в интервале частот

вращения от n_M до n_N . Тогда выражение этого крутящего момента можно записать в виде:

$$M = M_N + \frac{K-1}{1-1/d} M_N \left(1 - \frac{n}{n_N}\right), \quad (2)$$

где: $K = M_{\max} / M_N$ – коэффициент приспособляемости двигателя;

n – заданная или выбираемая частота вращения двигателя.

Динамический фактор

$$D_{\max} = \psi_{\max} = M \eta u_1 / (r_{\text{эк}} G),$$

где: η — КПД силовой цепи двигатель-грунт.

Подставляя сюда выражение крутящего момента двигателя (2) и разрешая равенство относительно передаточного числа трансмиссии u_1 , получим:

$$u_1 = \frac{r_{\text{эк}} G \psi_{\max}}{M_N \eta \left[1 + \frac{K-1}{1-1/d} \left(1 - \frac{n}{n_N}\right)\right]}. \quad (3)$$

Далее решение иллюстрируется графически. Для этого на совмещенном графике (рис. 3) в квадранте I приводится прогрессивная тягово-динамическая характеристика $D_n(v)$ при максимальной мощности двигателя гусеничной машины. В квадранте III – зависимость крутящего момента M_D двигателя от частоты вращения n [см. формулу (2)]. В квадрантах II и IV углы наклона лучей пропорциональны передаточным числам u_1 трансмиссии в соответствующих координатах. В верхней части графика проведена горизонтальная линия $D_{\max} = \psi_{\max}$ до пересечения с кривой $D_n(v)$ в точке a . Очевидно, что если $n = n_N$, то $v_1 = n_N / u_1$, а $D_n(v_1) < \psi_{\max}$ (точка a'). Точка a соответствует меньшей скорости v и меньшей частоте n вращения двигателя. При этом крутящий момент двигателя увеличивается.

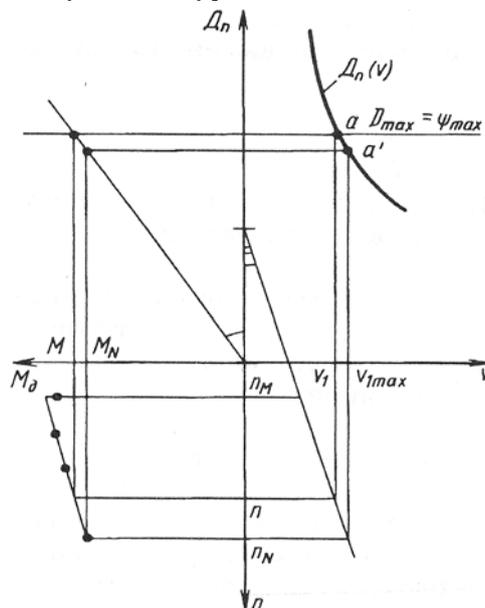


Рис. 3. Графическая иллюстрация расчета передаточного числа низшей ступени механической части трансмиссии транспортно-тяговой машины.

Теперь u_1 для полученного значения n можно определить по формуле (3).

Передаточное число трансмиссии на второй ступени

$$u_2 = 0,377r_{\text{вк}}n_N / v_2,$$

где: $v_2 = v_{1\text{max}}$ (см. рис. 3.), здесь v в км/ч.

Принимается, что знаменатель геометрической прогрессии равен диапазону частот вращения двигателя $q = d$. Число m ступеней трансмиссии задается и уточняется по коэффициенту технического совершенства силовой цепи гусеничной машины. Как правило, для механических МПП таких машин число ступеней 5 ... 7 (может быть до 9).

Скорость движения машины на второй ступени при работе двигателя с частотой вращения n_M :

$$u_2 = v_{\text{мзх}} / q^{m-1} \quad (4)$$

В первом приближении число m ступеней трансмиссии можно получить логарифмируя выражение (1), полагая в этом выражении, что $v_2 = v_{1\text{max}}$. Будем иметь:

$$m = \varepsilon \left(\frac{\ln v_{\text{max}} - \ln v_{1\text{max}}}{\ln q} + 1 \right) \quad (5)$$

где: символом ε обозначается целая часть числа m .

Максимальные скорости движения гусеничной машины при включенных 2, ..., m ступенях, а также передаточные числа трансмиссии определяются по формулам:

$$u_j = 0,377r_{\text{вк}}n_N / v_j, \quad (6)$$

где: $j = 2, \dots, n$; здесь v в км/ч.

Передаточные числа механической части МПП, предназначенной для получения режимов прямолинейного движения гусеничной машины

$$u_{\text{МПП}j} = \frac{u_j}{u_{\text{ВП}}u_{\text{СПП}}u_{\text{оп}}}, \quad (7)$$

где: $u_{\text{СПП}}$ – передаточное число СПП для режима прямолинейного движения (как правило, при остановленной солнечной шестерне).

В механизмах передач и поворота гидромеханических трансмиссий современных и перспективных транспортно-тяговых гусеничных машин применяются блокируемые комплексные гидропередачи для получения лучшей топливной экономичности машины.

Гидропередача блокируется на высших ступенях трансмиссии. Как комплексная, она используется на низших ступенях для трогания машины "с места" и для работы в таких режимах, как самоокапывание, движение в условиях больших дорожных сопротивлений, буксирование. Разблокирование передачи может выполняться при переключении ступеней или для кратковременного увеличения силы тяги на высших ступенях. Вопрос о блокировании и разблокировании гидропередачи относится к области автоматизации привода трансмиссии, которая позволяет более полно использовать этот механизм и дает возможность несколько повысить среднюю скорость машины.

Расчет гидромеханической трансмиссии на высших ступенях не отличается от рассмотренного выше расчета механической трансмиссии в режимах прямолинейного движения. Особенностью же расчета является определение передаточного числа цепи звеньев зубчатых передач на низшей ступени с учетом выполнения намеченных задач.

Пусть в результате предварительного технико-экономического анализа выбрана гидропередача с активными диаметром D_a и имеется ее безразмерная характеристика. В качестве примера на рис. 4 приводится безразмерная характеристика гидротрансформатора.

Для совмещения характеристик двигателя и гидропередачи передаточное число входной передачи должно быть:

$$u_{Bn} = \sqrt[3]{\frac{D_a^5 (\gamma\lambda)_n n_N^2}{\eta_{ВП} M_{ДН}}}$$

где: $(\gamma\lambda)_n$ – коэффициент первичного крутящего момента при максимальном к.п.д. гидропередачи $\eta_e = \eta_{e\max}$;

$\eta_{ВП}$ – кпд входной передачи, $\eta_{ВП} = 0,95 \dots 0,98$;

$M_{ДН}$ – свободный крутящий момент двигателя при N_{\max} .

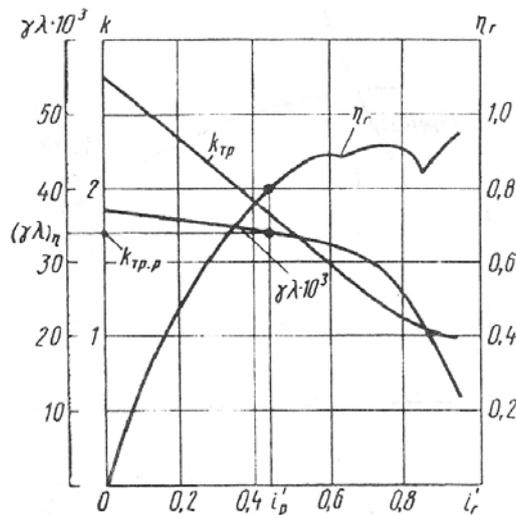


Рис. 4. Безразмерная характеристика гидротрансформатора.

Низшая ступень должна обеспечивать движение машины по дороге с максимальным коэффициентом сопротивления движению ψ_{\max} . Для этого на безразмерной характеристике определяется такой режим, который имеет место при кпд гидропередачи в пределах 0,75...0,8. Расчетное для этого режима передаточное число гидропередачи $i'_e = i'_p$ (см. рис. 4). При этом i'_p по графику определяются характеристики режима: $(\gamma\lambda)_n$ и силовое передаточное число – коэффициент трансформации $k_{mp.p}$.

Теперь нужно построить характеристику входа гидропередачи, которая включает зависимость свободного крутящего момента двигателя от частоты вращения вала насоса, приведенной к двигателю, и зависимости крутящего момента насоса от его частоты вращения, приведенные к двигателю при разных значениях коэффициента $\gamma\lambda$ первичного крутящего момента. Последние определяются по формуле:

$$M_{HD} = \frac{(\gamma\lambda) D_a^5 n_D^2}{u_{ВП}^3 \eta_{ВП}}$$

На рис. 5 показана характеристика гидропередачи при совместной работе с двигателем. По этой характеристике можно получить частоту вращения n_D и крутящий момент насоса, соответствующие расчетному режиму при i'_p и полной нагрузке двигателя [точка 1 пересечения кривых $M_{HD}(n_D)$ с кривой $M_{PD}(n_D)$, точка 2 пересечения кривой $M_{HD}(n_D)$ с кривой $M_{PD}(n_D)$].

Динамический фактор машины при этом должен быть равен заданному максимальному коэффициенту сопротивления движению:

$$D_{\psi} = \psi_{\max} = K_{mp} M_{др} u_1 \eta_1 - f_{хч}(v)$$

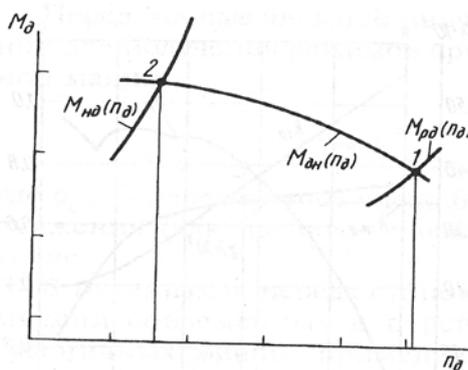


Рис. 5. Входная характеристика гидропередачи при совместной работе с двигателем.

Отсюда получим формулу для определения передаточного числа трансмиссии (включая передаточное число входной передачи и бортового редуктора на низшей ступени):

$$u = \frac{\psi_{\max}}{K_{mp} M_p \eta_1 - f_{хч}(v)},$$

где: $f_{хч}(v)$ – удельная сила потерь в ходовой части машины;

η_1 – кпд силовой цепи зубчатых передач от двигателя до ведущих колес.

Максимальная скорость движения машины на низшей ступени (км/ч):

$$v_{\max} = 0,377 \frac{n_N r_{BK} i'_n}{u_1},$$

где: i'_n – передаточное число гидропередачи при максимальном кпд.

Далее по формулам (4) ... (7) определяем требуемые показатели трансмиссии, полагая, что комплексная гидропередача заблокирована.

Методологические подходы к разработке системы обеспечения безопасности в автотранспортном комплексе на основе управления рисками с учётом требований к надёжности конструкций транспортных средств

к.т.н. Комаров В.В.

НИИАТ

В сферах разработки и эксплуатации сложных систем, включая автотранспортный комплекс (АТК), возникла необходимость решения задач обеспечения безопасности с учётом характеристик внешней среды и других воздействий при условиях, что рискованные события типа аварий, катастроф – события редкие (с вероятностью "почти-ноль"). Подобные события трудно поддаются анализу в рамках методов теории надёжности, поскольку имеются неясности во взаимосвязи положений теорий безопасности (safety) систем (БС) и теории надёжности (ТН).

В научных публикациях и в средствах массовой информации наметилась тенденция к широкому употреблению в разных сочетаниях терминов, относящихся к понятиям "рисков", "угроз", "опасности" и "безопасности". Однако при этом наблюдается некоторое разночтение ряда трактовок, что обусловлено отсутствием единства взглядов на проблему безопасности. Это затрудняет количественное определение таких характеристик процессов и систем, как "величина риска", "уровень безопасности", "приемлемый риск", "риск негативных происшествий и событий" и т.п. Чаще всего указанные нечеткие термины связываются с категориями