

$$\Delta v = (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) \cos \alpha_x + (\dot{z} - \dot{z}) \sin \alpha_x + \\ + \dot{\varphi}_M \rho \cos [90^\circ - \alpha_x + \beta + \varphi_M],$$

где α_x - текущий угол наклона оси карданного вала к горизонтальной плоскости; $\alpha_x = \arctg\left(\frac{h_0 + z - \zeta}{L}\right) - \frac{\rho \varphi_M}{l_{к ср}}$.

На рис. 3, а показана цепь формирования параметров продольных колебаний, а на рис. 3, б - цепь формирования сил $F_{ос}$, $F_k \text{ sign } \Delta v$ и управления работой блоков ОПР.

Л и т е р а т у р а

1. Выгонный А.Г. Уменьшение сил трения в шлицевом соединении карданной передачи. - "Автомобильная промышленность", 1966, № 1. 2. Щебров В.М., Ковальков А.Т., Автушко В.П. Испытания шлицевых соединений карданных передач. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей. Минск, 1971. 3. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. - "Автотракторостроение". Минск, 1975, вып. 7.

В.Г. Ревский, В.П. Беленков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА В ТРАНСМИССИЯХ КАРЬЕРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ НОМОГРАФИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Выполнение расчетов деталей трансмиссии на прочность, определение эксплуатационных показателей автомобиля связано с необходимостью установить оценку взаимосвязи между конструктивными параметрами и условиями движения автомобиля.

Для этой цели может быть использовано уравнение тягового баланса автомобиля [1, 2]. Но если пользоваться этим уравнением для нахождения 1) сопротивления нагруженности разнотипных трансмиссий автомобилей, работающих в определенных условиях; 2) величины расчетного крутящего момента на нескольких звеньях трансмиссии, а также 3) при анализе влияния

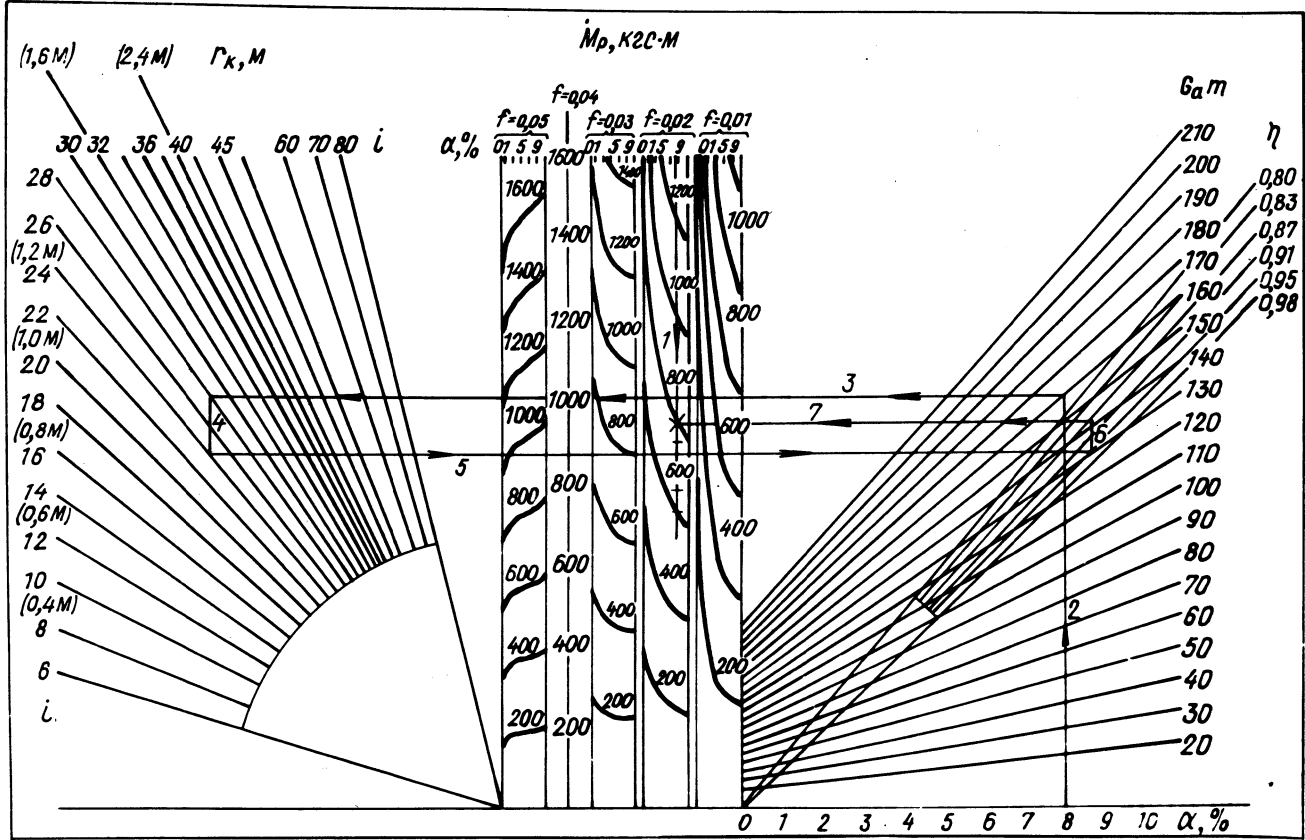


Рис. 1. Номограмма для определения величины расчетного крутящего момента.
 Пример: $G_a = 160\ 000$ кг; $\alpha = 8\%$; $i = 28,0$; $r_k = 1,2$ м; $\eta = 0,87$; $f = 0,02$; $*M_p = 786$ кгс·м.

на нагруженность трансмиссии (отдельно или в совокупности) характеристик дорожных условий или конструкции автомобиля, то все эти расчеты будут весьма трудоемки. Значительно сократит объем расчетных работ применение предлагаемой номограммы (рис.1).

Основой для построения номограммы послужило уравнение тягового баланса автомобиля, имеющее вид

$$\frac{M_p i_{\text{общ}} \eta_{\text{общ}}}{r_k} = \frac{W(v_a)^2}{13} + G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (1)$$

где M_p – расчетный крутящий момент на соответствующей детали трансмиссии, кгс·м; $i_{\text{общ}}$, $\eta_{\text{общ}}$ – соответственно общее передаточное число и КПД части трансмиссии от ведущих колес автомобиля до определенной детали трансмиссии; r_k – радиус качения колеса автомобиля, м; v_a – эксплуатационная скорость движения автомобиля, км/ч; W_a – фактор обтекаемости; G_a – полный вес автомобиля, кгс; f – коэффициент сопротивления качению; α – угол подъема дороги, град.

В начальной стадии расчетов, необходимых для построения номограммы, устанавливалась зависимость крутящего момента в трансмиссии от полного веса автомобиля и величины подъема дороги. Причем за базовый был принят автомобиль-самосвал семейства БелАЗ с условными характеристиками $G_a = 130\ 000$ кгс, $i_{\text{общ}} = 20$, $\eta_{\text{общ}} = 0,95$, $r_k = 1,0$, $W_a = 1,26$, движущийся равномерно с постоянной скоростью $v_a = 20$ км/ч на подъем из карьера по дороге с $f = 0,04$.

Графически полученная зависимость $M_p = f(G_a, \alpha)$, для $\alpha = (0 - 11)\%$ и G_a в пределах 20 000 – 210 000 кгс изображена в правой части номограммы группой наклонных прямых линий. В действительности эта зависимость не линейная. Погрешность, вносимая использованием линейной зависимости, не превышает 2%.

Вариации реальных скоростей движения и фактора обтекаемости при движении груженого автомобиля-самосвала на подъем из карьера оказывают очень малое влияние (по расчетам менее 1%) на изменение величины расчетного крутящего момента. Поэтому упомянутые характеристики при построении номограммы были приняты постоянными.

В последующих расчетах номограммы все изменения параметров трансмиссии и дорожных условий учитывались путем

введения пересчетных коэффициентов, связывающих первичные и варьируемые условия.

При построении левой части номограммы варьировались радиус качения колеса (0,4 – 1,4 м) и передаточное число трансмиссии (от 6,0 до 80,0). Это дало совокупность прямых линий, исходящих из одной точки, причем некоторые линии, соответствующие определенным величинам радиусов качения и передаточных чисел трансмиссии, совпали.

В средней части номограммы размещено несколько вертикальных шкал, позволяющих отсчитывать величину расчетного крутящего момента в зависимости от вариаций величины сопротивления качению (0,01 – 0,05) на дорогах с различной величиной подъема (0 – 11%). Влияние КПД трансмиссии (0,8 – 0,98) на величину расчетного крутящего момента определяется соответствующими прямыми в правой части номограммы.

Пример применения номограммы для определения величины расчетного крутящего момента в трансмиссии автомобиля показан непосредственно на рис. 1. Последовательность и направление перемещения по номограмме при выполнении операций расчета обозначены на ней цифрами и стрелками.

Особенностью расчета является то, что при выполнении операции 5 для любых значений η обязателен выход на линию $\eta = 0,95$, а затем уже переход на линию соответствующего значения η , т.е. операция 6.

Как видно из примера, результат получается за семь операций. Общая погрешность расчета по номограмме с учетом принятых допущений практически в сравнении с расчетом, выполненным непосредственно по уравнению тягового баланса, не превышает 3%.

Л и т е р а т у р а

1. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. М., 1959.
2. Фиделев А.С. Автотракторный транспорт в строительстве. Киев, 1973.