

УДК 629.114. 2

РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ В ТРАНСМИССИЯХ
КОЛЕСНЫХ МАШИН В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ
DISTRIBUTION OF MOMENTS IN TRANSMISSIONS OF
WHEELED VEHICLES IN TRACTION MODE

А.С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,

А.И. Рахлей, канд. техн. наук, доц.

Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,

A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Рассмотрено движение полноприводной машины тяговом режиме. Получены математические выражения для определения моментов, нагружающих трансмиссию, с учетом конструктивных параметров машины и эксплуатационных условий ее движения, проведены расчеты.

The movement of the four-wheel drive traction machine re-bench is considered. Mathematical expressions are obtained to determine the moments loading the transmission, taking into account the structural parameters of the machine and the operating conditions of its motion, calculations are carried out.

ВВЕДЕНИЕ

Для полноприводных колесных машин выбор нагрузочных режимов трансмиссий осложняется тем, что распределение крутящих моментов между мостами машины существенным образом определяется наличием кинематической, а соответственно и силовой связи между колесами мостов. При этом за счет циркуляции момента в трансмиссии величины крутящих моментов могут значительно отличаться от соответствующих значений, полученных без учета межосевой связи, как по величине, так и по знаку.

В качестве исследуемого режима движения рассмотрено установившееся движение машины в тяговом режиме с заблокированным межосевым приводом.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ МЕЖДУ МОСТАМИ
ПОЛНОПРИВОДНОЙ МАШИНЫ В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ

Создаваемый двигателем крутящий момент распределяется через трансмиссию к задним и передним колесам машины:

$$M_{дв} = \sum_{i=1}^n \frac{F_{ki} \cdot r_{ди}}{u_i \cdot \eta_i}, \quad (1)$$

где F_{ki} – касательные силы тяги на колесах i -го мостов; u_i , η_i – передаточное отношение от двигателя к колесам i -го моста и к.п.д. привода; $r_{ди}$ – динамический радиус колес i -го моста.

Коэффициент кинематического несоответствия вычисляется как:

$$m_H = \frac{V_{T2} - V_{T1}}{V_{T2}} = \frac{\omega_2 \cdot r_2 - \omega_1 \cdot r_1}{\omega_2 \cdot r_2} = 1 - u_{тр} \cdot \frac{r_1}{r_2}, \quad (2)$$

где V_{T1} , V_{T2} – теоретические скорости колес мостов; $u_{тр}$ – передаточное отношение трансмиссии от передних колес к задним.

Коэффициенты буксования колес определяются [1]:

$$\delta_i = \frac{V_{Ti} - V_{ди}}{V_{Ti}}, \quad (3)$$

где $V_{ди}$ – действительная скорость колес i -го моста.

С учетом выражения (2) получаем взаимосвязи буксований

$$\delta_2 = m_H + \delta_1 \cdot (1 - m_H); \quad \delta_1 = \frac{\delta_2 - m_H}{1 - m_H}. \quad (4)$$

Касательные силы тяги по мостам машины с учетом(4):

$$\begin{aligned} F_{к1} &= N_1 \cdot \varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}); \\ F_{к2} &= N_2 \cdot \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_H + \delta_1 \cdot (1 - m_H))}), \end{aligned} \quad (5)$$

где φ_{imax} – максимально возможный коэффициент сцепления колеса;

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

k_j – коэффициент аппроксимации кривой буксования. N_1, N_2 – нормальные реакции по мостам полноприводной машины;

Подставляя в (1) выражение (5), имеем:

$$\begin{aligned} & \frac{G \cdot (l_2 - \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_n + \delta_1 \cdot (1 - m_n))}) \cdot h + F_c \cdot h) \cdot \varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}) \cdot r_{д1}}{u_1 \cdot \eta_1} + \\ & + \frac{G \cdot (l_1 + \varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}) \cdot h - F_c \cdot h) \cdot \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_n + \delta_1 \cdot (1 - m_n))}) \cdot r_{д2}}{u_1 \cdot \eta_1} = \\ & = M_{дв} \cdot \left(L + \left(\varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}) - \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_n + \delta_1 \cdot (1 - m_n))}) \right) \cdot h \right), \quad (6) \end{aligned}$$

где G – вес машины; F_c – сила сопротивления движению машины; h – высота центра масс; L – база машины;

Разрешая выражение (6) относительно δ_1 находим значения моментов, нагружающих переднюю и заднюю ветви трансмиссии в режиме равноускоренного движения.

С другой стороны, движение машины с постоянной скоростью происходит при равенстве суммарной касательной силы тяги колес силе сопротивления движению машины, откуда получаем:

$$\frac{G \cdot l_2 \cdot \varphi_{1max} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot \delta_1}) \cdot r_{д1}}{u_1 \cdot \eta_1} + \frac{G \cdot l_1 \cdot \varphi_{2max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot (m_n + \delta_1 \cdot (1 - m_n))}) \cdot r_{д2}}{u_2 \cdot \eta_2} = F_c \cdot L.$$

При относительно больших значениях кинематического несоответствия может иметь место переход колес переднего или заднего мостов из ведущего режима в ведомый, в зависимости от знака кинематического несоответствия.

Взаимосвязь скольжения S_2 и буксования δ_1 , например, при положительном кинематическом несоответствии имеет вид:

$$\delta_1 = 1 - \frac{1}{(1 - m_1) \cdot (1 - S_2)}; \quad S_2 = 1 - \frac{1}{(1 - m_1) \cdot (1 - \delta_1)}.$$

Подставляя полученные выражения для определения сил $F_{ки}$ в (5), а затем в (1) получаем выражения, схожие с (6).

Расчеты проводились для полноприводной машины, у которой номинальный момент двигателя – 375,2 Н·м; свободные радиусы колес $r_1 = 1,87$ м, $r_2 = 1,3$ м; масса машины 21000 кг с развесовкой по мостам 37% - передний и 63% - задний.

Анализ приведенных на рис. 1 зависимостей показывает, что величина моментов, нагружающих трансмиссию машины в тяговом режиме, существенно зависит от величины кинематического несоответствия и передаточного отношения коробки передач.

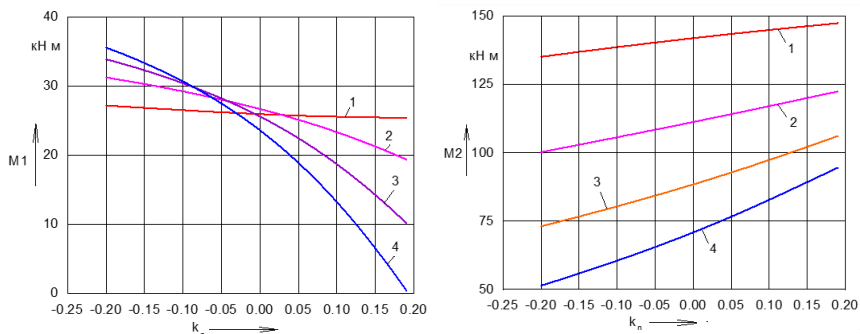


Рисунок 1 – Зависимость моментов на колесах мостов от кинематического несоответствия в тяговом режиме на различных передачах:
1 – $i_2=298,21$; 2 – $i_2=245,2$; 3 – $i_2=238,56$; 4 – $i_2=168,08$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате проведенных теоретических исследований предложена методика оценки распределения моментов между мостами в зависимости от конструктивных параметров машины и условий ее движения.

2. Полученные уравнения позволяют оценить распределение моментов в трансмиссии полноприводной машины при ее равноускоренном движении при некотором заданном значении момента двигателя, а также при движении машины с постоянной скоростью.

3. Анализ результатов расчетов показывает, что величина моментов, нагружающих трансмиссию полноприводной машины в тяговом режиме, существенно зависит от величины кинематического несоответствия и передаточного отношения коробки передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ванцевич В.В. Исследование дифференциалов повышенного трения и их влияния на поворачиваемость колесных тракторов 4К4 класса 14 -20 кН. - Дисс...канд.техн.наук. - Мн.: 1981 - 242 с.