

С.М.Белов, Н.В.Богдан, канд-ты техн. наук,  
М.П.Ивандиков, инж.  
(БПИ)

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ МЕЖДУ МОСТАМИ ТРАКТОРА С БЛОКИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ ДВИГАТЕЛЕМ

Использование двигателя внутреннего сгорания в качестве тормоза-замедлителя снижает энергонагруженность колесных тормозных механизмов. Такой вид торможения применяется для служебных торможений на горизонтальном участке дороги, а также для длительного торможения при движении на спуске. Известно, что машины с колесной формулой 4x4 и блокированным межосевым приводом на транспорте используются в варианте 4x2, однако целесообразность включения второго ведущего моста при торможении двигателем не изучена.

Тормозной момент двигателя при принудительном вращении коленчатого вала может быть определен по формуле [1]

$$M_T = 0,795 \cdot P_T V_h,$$

где  $P_T$  — среднее условное давление всех сопротивлений,  $\text{Н/м}^2$ ;  $V_h$  — литраж двигателя,  $\text{м}^3$ .

Среднее условное давление всех сопротивлений определяется обычно экспериментально для каждого двигателя и имеет следующий вид:

$$P_T = A + B C_{\Pi},$$

где  $A, B$  — коэффициенты, зависящие от типа и особенности двигателя,  $C_{\Pi}$  — средняя скорость поршня.

На распределение тормозного момента между мостами трактора, полученного от принудительного вращения вала двигателя, существенно влияет наличие кинематического несоответствия. Оно задается конструктивно у полноприводных тракторов класса 9-20 кН с целью автоматического включения межосевого привода при определенном буксовании колес основного моста. У других машин с блокированным приводом оно неизбежно появляется за счет допуска на изготовление шин, неодинаковых износов, перераспределения весовых нагрузок и т.д. Кинематическое несоответствие определяется по формуле [2]

$$K_H = 1 - \frac{r_1 i_2}{r_2 i_1}, \quad (1)$$

где  $r_1, r_2$  — радиусы переднего и заднего колес в ведомом режиме,  $i_1, i_2$  — передаточные числа трансмиссий переднего и заднего мостов для раздаточной коробки.

Тормозные моменты на передних и задних колесах трактора, приведенные к валу двигателя с учетом формулы (1), определяются выражением

$$M_1 = \frac{\gamma_1 (1 - K_H) g m_T \eta_1}{1,795 L_T i_1} (l_2 + j_T h_T);$$

$$M_2 = \frac{\gamma_2 r_2 g m_T \eta_2}{L_T i_2} (l_1 - \gamma_T h_T), \quad (2)$$

где  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_T$  – удельные тормозные силы переднего, заднего мостов и всего трактора,  $l_1, l_2$  – расстояние от переднего и заднего мостов трактора до центра масс,  $m_T$  – масса трактора,  $\eta_1, \eta_2$  – КПД трансмиссии трактора от переднего и заднего колес до вала двигателя,  $L_T$  – база трактора,  $h_T$  – координата центра масс.

Распределение моментов между мостами трактора, исходя из выражений (2), зависит от  $i_1, i_2$ , а также от величины  $M_T$ , который равен алгебраической сумме моментов на колесах трактора

$$M_T = M_1 + M_2.$$

Удельные тормозные силы переднего и заднего мостов трактора при условии, что скольжение колес происходит на первом участке кривой, характеризующей зависимость коэффициента сцепления от скольжения колес при торможении, будут [3]

$$\gamma_1 = \frac{\varphi_{\max}}{S_{\text{опт}}} S_1;$$

$$\gamma_2 = \frac{\varphi_{\max}}{S_{\text{опт}}} \left( \frac{S_1 - K_H}{1 - K_H} \right),$$

где  $\varphi_{\max}$  – максимальное значение коэффициента сцепления;  $S_{\text{опт}}$  – скольжение колес, соответствующее максимальному коэффициенту сцепления;  $S_1$  – скольжение передних колес.

Удельная тормозная сила трактора, выраженная через скольжение колес, определяется следующей зависимостью:

$$\gamma_T = \frac{\varphi_{\max} [S_1 L_T - K_H (l_2 S_1 + l_1)]}{L_T S_{\text{опт}} (1 - K_H) - h_T \varphi_{\max} (1 - S_1) K_H}.$$

На основании проведенного расчета установлено, что на распределение моментов между мостами трактора при торможении двигателем значительно влияет передаточное число трансмиссии (рис. 1). При этом моменты на переднем и заднем мостах пропорционально возрастают с увеличением тормозного момента двигателя. Наличие кинематического несоответствия приводит к тому, что на колесах переднего и заднего мостов трактора могут получаться разные по знаку моменты, например, для положительного  $K_H = 0,04$  на передних колесах создается тормозной момент, а на задних может быть как ве-

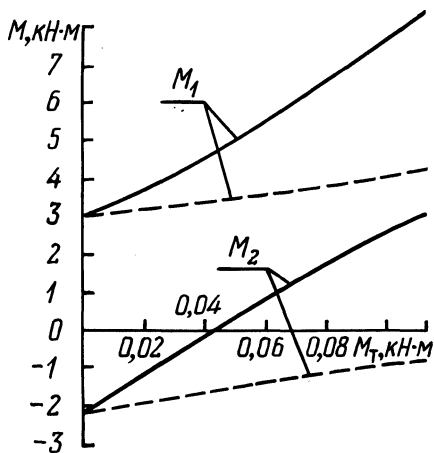


Рис. 1. Распределение моментов между мостами трактора МТЗ-142 при торможении двигателем в зависимости от его тормозного момента ( $K=0,04$ ):  
 — торможение на 1-й передаче 3-го диапазона ( $i_{кп} = 3,37$ ); - - - торможение на 4-й передаче 4-го диапазона ( $i_{кп} = 0,84$ ).

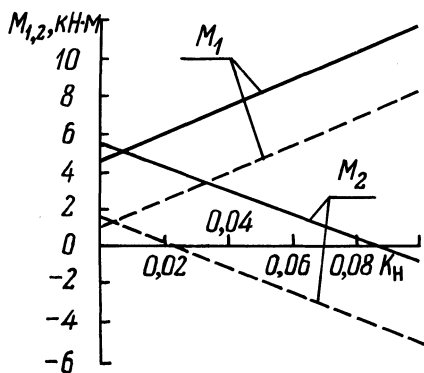


Рис. 2. Распределение моментов между мостами трактора МТЗ-142 при торможении двигателем в зависимости от кинематического несоответствия ( $M_T = 100 \text{ Н·м}$ ):  
 — при включенной 1-й передаче 4-го диапазона ( $i_{кп} = 3,37$ ); - - - при включенной 4-й передаче 4-го диапазона ( $i_{кп} = 0,84$ ).

душий, так и тормозной момент. Знак и величина момента на задних колесах определяются величиной тормозного момента двигателя, передаточным числом трансмиссии и значением кинематического несоответствия.

Приведенные на рис. 2 зависимости моментов на мостах трактора от величины  $K_n$  при постоянном  $M_T = 100 \text{ Н}$  показывают, что с увеличением кинематического несоответствия тормозной момент на передних колесах возрастает, а на задних убывает. При этом величина ведущего момента на задних колесах трактора увеличивается с уменьшением передаточного числа коробки передач.

Проведенные экспериментальные исследования торможения тракторного поезда (МТЗ — 142 + 2ПТС — 6) двигателем на асфальтированном горизонтальном участке дороги показали, что замедление поезда было в пределах  $0,5\text{--}0,7 \text{ м/с}^2$ . На колесах переднего моста трактора возникал тормозной момент, равный  $7 \text{ кН·м}$ , а на задних колесах момент практически отсутствовал. Это свидетельствует о существенном влиянии кинематического несоответствия на распределение моментов.

Увеличение момента сопротивления двигателя привело бы в дальнейшем к пропорциональному возрастанию моментов на обоих мостах. При этом сцепной вес, приходящийся на передний мост, использовался бы раньше, чем на заднем, а блокирование мостов трактора произошло бы одновременно при полном использовании сцепного веса трактора.

В связи с этим подключение второго ведущего моста при торможении двигателем наиболее целесообразно осуществлять на дорогах с низким коэффициентом сцепления, что способствует исключению блокирования заднего моста трактора и как следствие повышению эффективности торможения.

### Литература

1. Ленин И.М. Теория автомобильных двигателей. — М., 1958, с. 270.
2. Кабанов В.И., Лефаров А.Х. Кинематическое несоответствие в заблокированном силовом приводе машин типа 4 x 4. — В сб.: Автотракторостроение: Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1978, вып. 11, с. 81–86.
3. Богдан Н.В., Расолько А.М., Романчик Е.А. Методика исследования распределения тормозных сил по осям полноприводного трактора. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып. 12, с. 12–16.

УДК 629.114.2

В.П.Бойков, инж., А.Л.Хилько, инж.  
(БПИ)

### К ВОПРОСУ О ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ВОДИТЕЛЯ ТРАКТОРА МТЗ-80

Под вибронгруженностью понимается уровень низкочастотных колебаний, испытываемых водителем при движении трактора, главная причина которых — микронеровности дорог и сельскохозяйственных полей.

Основным критерием при оценке качества поддрессоривания мобильных машин является среднеквадратичное значение ускорений, действующих на водителя, которое не должно превышать допустимое. Как известно, характер воздействия низкочастотных колебаний на человека зависит от частоты. В связи с этим ГОСТ 12.2.019-76 "Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности" предусматривает оценивать вибронгруженность водителя в диапазонах частот, так называемых третьоктавных полосах частот. Допускается проводить оценку и по октавным полосам частот (октавам). В указанном ГОСТе приведены допустимые среднеквадратичные значения вертикальных и горизонтальных ускорений на сиденье водителя в семи октавах, охватывающих диапазон частот 5,6–565,6 1/с для двух типов машин — серийных и модернизируемых и вновь проектируемых.

Цель данной работы — оценить вибронгруженность водителя и эффективность подвески сиденья трактора МТЗ-80 в соответствии с ГОСТ 12.2.019-76, так как имеющиеся в литературе данные, например работа [1], касаются прежде действовавших методов оценки.

В качестве расчетной модели с учетом общепринятых допущений [1] нами была взята двухмассовая динамическая система, а при оценке качества подвески сиденья — одномассовая. Параметры моделей приведены в табл. 1.