

## ЛИТЕРАТУРА

1. Д ж. А б р а х а м с, Д ж. К а в е р л и. Анализ электрических цепей методом графов. — М.: Энергия, 1967. — 45 с. 2. Р а з у м о в с к и й М.А. Борьба с шумом на тракторах. — Минск: Наука и техника, 1973. — 208 с. 3. С п р а в о ч н и к по технической акустике / Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. — Л.: Судостроение, 1980. — 438 с.

УДК 629.114.2

В.С.БАЕВ (БПИ)

### РАСЧЕТ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА БУКСОВАНИЕ ТРАКТОРА ТИПА 4К4 НА ПОВОРОТЕ

При выполнении механизированных полевых работ машинотракторный агрегат совершает большое количество поворотов.

Поворот полноприводного трактора сопровождается перераспределением тяговых нагрузок по мостам, соотношение значений которых зависит от типа межосевого привода. Это приводит к изменению буксований колес и, следовательно, к изменению такого важного эксплуатационного показателя, как потеря мощности на буксование, которое принято оценивать через КПД. КПД полноприводного трактора на повороте изучен недостаточно, хотя время поворотов трактора может составлять треть всего времени его работы.

Для вывода формул КПД буксования на повороте тракторов типа 4К4 воспользуемся велосипедной его схемой, в которой колеса каждого моста заменены одним. В этом случае КПД трактора в общем виде определяют по формуле

$$\eta_{\delta} = P_v / (P_v + P_{\delta 1} + P_{\delta 2}), \quad (1)$$

где  $P_v$  — мощность, передаваемая на остова трактора;  $P_{\delta 1}, P_{\delta 2}$  — потери мощности на буксование соответственно переднего и заднего ведущих мостов.

Величины, входящие в формулу (1), определяют следующим образом:

$$P_v = \Sigma F_{ki} v_{ki}; \quad P_{\delta i} = F_{ki} v_{ti} \delta_i, \quad (2)$$

где  $i$  — номер моста;  $F_{ki}$  — касательная сила тяги моста;  $\delta_i$  — буксование моста;  $v_{ki}$  — действительная скорость моста в плоскости качения колес;  $v_{ti}$  — теоретическая скорость моста.

Из кинематики поворота трактора следует, что между скоростями  $v_{k1}$  и  $v_{k2}$  в общем случае существует зависимость [1]

$$v_{k2} = v_{k1} \frac{\cos(\alpha - \psi_1)}{\cos \psi_1}, \quad (3)$$

где  $\alpha, \psi_1$  — соответственно угол поворота и увода передних управляемых колес.

Распределение касательных сил тяги и скоростей по мостам трактора зависит от типа межосевого привода. В настоящее время есть два основных типа межосевого привода — блокированный и дифференциальный.

Для заблокированного межосевого привода между теоретическими скоростями качения колес найдена зависимость [2]

$$v_{T2} = v_{T1} (1 - m), \quad (4)$$

где  $m$  - конструктивное кинематическое несоответствие.

Подставляя формулы (2), (3) и (4) в выражение (1) и производя необходимые преобразования, получим:

$$\eta_{\delta} = [F_{K1} \frac{(1-\delta_2) \cos \psi_1}{\cos(a-\psi_1)} + F_{K2} (1-\delta_2)] / [F_{K1} \frac{(1-\delta_2) \cos \psi_1}{\cos(a-\psi_1)} + F_{K2} (1-\delta_2) + F_{K1} \delta_1 (1-m) + F_{K2} \delta_2]. \quad (5)$$

Для трактора с дифференциальным межосевым приводом между теоретическими скоростями качения колес

$$v_{T1} + i_d v_{T2} = v_{T0} (1 + i_d), \quad (6)$$

где  $v_{T0}$  - теоретическая скорость движения трактора;  $i_d$  - передаточное число межосевого дифференциала.

Используя формулы (2), (6), получим  $v_{K1}$  и  $v_{K2}$  для дифференциального межосевого привода:

$$v_{K1} = \frac{v_{T0} (1 + i_d) (1 - \delta_1) (1 - \delta_2)}{1 - \delta_2 + i_d (1 - \delta_1) \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1}}; \quad (7)$$

$$v_{K2} = \frac{v_{T0} (1 + i_d) (1 - \delta_1) (1 - \delta_2) \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1}}{1 - \delta_2 + i_d (1 - \delta_1) \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1}}.$$

Подставляя полученные выражения (7) в уравнение (1), получим формулу для расчета КПД буксования на повороте трактора с дифференциальным межосевым приводом:

$$\eta_{\delta} = \frac{(1 - \delta_1) (1 - \delta_2) (1 + i_d \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1})}{1 - \delta_2 + i_d (1 - \delta_1) \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1}}. \quad (8)$$

Полученные формулы (5) и (8) содержат, кроме угла поворота управляемых колес  $a$ , угол увода передних колес  $\psi_1$ . Угол увода  $\psi_1$  влияет на изменение скорости движения колес мостов в плоскости их качения.

По полученным формулам были рассчитаны КПД буксования тракторов с заблокированным межосевым приводом с кинематическим несоответствием  $m = 0,04$  и межосевым дифференциалом  $i_d = 2$ . Расчеты выполнены для трак-

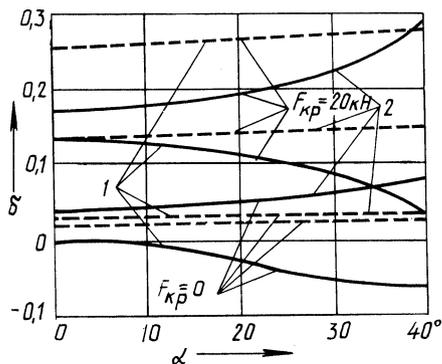


Рис. 1. Зависимость буксований мостов от угла поворота управляемых колес:

1 -  $\delta_1$ ; 2 -  $\delta_2$

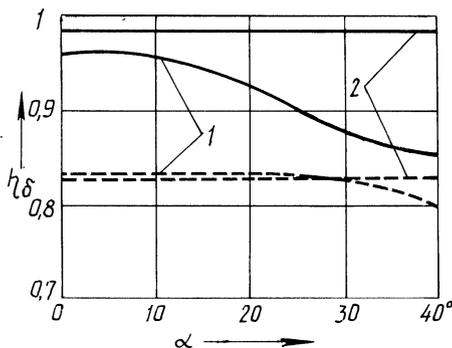


Рис. 2. Зависимость КПД буксования полноприводного трактора от угла поворота управляемых колес:

1 - блокированный межосевой привод;  
2 - дифференциальный

тора МТЗ-142 на стерне без крюковой нагрузки и с  $F_{кр} = 20$  кН. Расчеты проведены с помощью математической модели, приведенной в работе [3]. Результаты расчетов показаны на рис. 1, 2. Из рисунков видно, что перераспределение буксований и, следовательно, изменение КПД происходят наиболее интенсивно при блокированном межосевом приводе.

При повороте без крюковой нагрузки передний мост трактора с блокированным межосевым приводом имеет отрицательное буксование, которое растет с увеличением  $\alpha$ . При угле поворота свыше  $25^\circ$  рост абсолютных значений  $\delta_1$  несколько замедляется, что объясняет также и характер изменения КПД буксования. С увеличением  $\alpha$  КПД буксования трактора уменьшается, но при  $\alpha$ , большем  $25^\circ$ , степень его уменьшения снижается и наблюдается перегиб кривой. При повороте трактора с крюковой нагрузкой передний мост находится в тяговом режиме при всех углах  $\alpha$ , а КПД буксования трактора практически не изменяется до  $\alpha = 30^\circ$ .

При повороте трактора с дифференциальным межосевым приводом буксование колес и КПД буксования изменяются незначительно. Из рис. 2 видно, что КПД буксования трактора с дифференциальным межосевым приводом выше, чем с блокированным, во всем диапазоне  $\alpha$  при повороте на холостом ходу, а при повороте с  $F_{кр} = 20$  кН трактор с блокированным приводом имеет немного более высокий КПД, чем с межосевым дифференциалом, до  $\alpha = 28^\circ$ .

Таким образом, из результатов проведенных расчетов следует, что у трактора с дифференциальным межосевым приводом показатели потерь мощности на буксование меньше, чем у трактора с блокированным приводом, кроме случая движения с высокими тяговыми нагрузками при малых углах поворота управляемых колес. Необходимо учитывать изменение КПД буксования трактора на повороте, особенно трактора с блокированным межосевым приводом, при оценке эксплуатационных показателей трактора.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Баев В.С. Влияние углов увода на распределение тяговых нагрузок по мостам полноприводного трактора "Беларусь" // Автотракторостроение. – Минск, 1985. – Вып. 20. – С. 52–55. 2. Чудakov Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1962. – 182 с. 3. Баев В.С., Ванцевич В.В., Войтешенок В.С. Исследование поворачиваемости полноприводных тракторов класса 2 // Эксплуатация и ремонт мелиоративных и строительных машин / Сб. науч. тр. – Горки, 1983. – Вып. 108. – С. 89–94.

УДК 629.114.2

В.П.БОЙКОВ (БПИ)

### ВЛИЯНИЕ МАССЫ ВОДИТЕЛЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕБАНИЙ СИДЕНЬЯ

По ГОСТ 25571–82 расчет виброизоляции ведут для массы водителя (70 ± 10) кг. По ранее действовавшему ГОСТ 12.4.025–76 расчет вели для трех вариантов – масса водителя 60, 80 и 120 кг. Рассмотрим влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья на примере трактора К-701 М. Расчетная схема для исследования колебаний данного трактора (рис. 1) может быть представлена в виде плоской трехмассовой динамической модели с четырьмя независимыми координатами, которой соответствует следующая система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_0 \ddot{\varphi}_0 &= F_{п1} l_1 - F_c l_3 - F_{ш2} l_2 + F_{в4} l_4 - F_{г5} l_5; \\ m_0 \ddot{z}_0 &= F_{п1} + F_{ш2} - F_c - F_{в}; \\ m_{н} \ddot{z}_{н} &= F_{ш1} - F_{п1}; \\ m_c \ddot{z}_c &= F_c, \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $I_0$  – момент инерции поддресоренной массы остова относительно горизонтально-поперечной оси, проходящей через центр тяжести (точка А);  $\ddot{\varphi}_0$ ,  $\ddot{z}_0$ ,  $\ddot{z}_{н}$ ,  $\ddot{z}_c$  – вторые производные соответственно продольно-углового и вертикального перемещений поддресоренной массы остова, вертикальных перемещений неподдресоренной массы переднего моста и водителя с сиденьем;  $F_{ш1}$ ,  $F_{ш2}$ ,  $F_{п1}$ ,  $F_c$ ,  $F_{в}$ ,  $F_{г}$  – силы, действующие соответственно в шинах передних и задних колес, в подвесках переднего моста и сиденья водителя, в сцепке в вертикальном и горизонтальном направлениях;  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$ ,  $l_4$ ,  $l_5$  – плечи действующих сил относительно центра тяжести поддресоренной массы остова;  $m_0$ ,  $m_{н}$ ,  $m_c$  – масса соответственно поддресоренной части остова, переднего моста и водителя с сиденьем.

Исходные данные для расчета:

$$\begin{aligned} I_0 &= 6,5 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad m_0 = 12885 \text{ кг}; \quad m_{н} = 2500 \text{ кг}; \\ c_{ш1,2} &= 1100 \text{ кН/м}; \quad k_{ш1,2} = 8 \text{ кН} \cdot \text{с/м}; \quad c_{п1} = 900 \text{ кН/м}; \\ k_{п1(сж)} &= 2 \text{ кН} \cdot \text{с/м}; \quad k_{п1(отб)} = 22 \text{ кН} \cdot \text{с/м}; \quad F_1 = 6 \text{ кН}; \\ l_1 &= 1,87 \text{ м}; \quad l_2 = 1,88 \text{ м}; \quad l_3 = 0,87 \text{ м}; \quad F_{в} = F_{г} = 0. \end{aligned}$$