

УДК 630\*377

**А.М. Кочнев**

С.-Петербургская государственная лесотехническая академия

Кочнев Александр Михайлович родился в 1958 г., окончил в 1981 г. Ленинградскую лесотехническую академию, доктор технических наук, профессор кафедры технологии лесозаготовительных производств С.-Петербургской государственной лесотехнической академии, член-корреспондент РАЕН, академик МАН ВШ, почетный машиностроитель. Имеет более 110 печатных работ в области исследования технического уровня и эксплуатационной эффективности лесосечных машин.  
E-mail: kama\_npk@mail.ru



### **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЦИРКУЛЯЦИИ МОЩНОСТИ В ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА**

Предложены методика и математические модели оценки циркуляции мощности в трансмиссии колесного трелевочного трактора, позволяющие выбирать оптимальные конструктивные параметры.

*Ключевые слова:* трансмиссия, колесный трелевочный трактор, циркуляция, мощность.

В моторно-трансмиссионных установках мобильных колесных машин с заблокированными приводами ведущих мостов движителя возникает «паразитная» мощность, циркулирующая в трансмиссии, вызывающая дополнительный расход топлива, износ шин и увеличение напряженности элементов конструкции. Источниками возбуждения этой мощности в основном являются микронеровности опорной поверхности, конструкция подвески, динамические радиусы шин, зависящие от распределения веса машины по осям. Циркуляцию паразитной мощности в трансмиссии автомобиля с заблокированным приводом мостов основательно исследовал акад. АН СССР Е.А. Чудаков [4, 5].

У колесных трелевочных тракторов в отличие от автомобилей трансмиссия и ходовая система имеют конструктивные особенности. Так, связь среднего и заднего ведущих мостов является заблокированной, функции подвески (рессоры и амортизаторы) выполняют шины низкого и сверхнизкого давления, а внутримолекулярное трение в материале шины обеспечивает диссипацию энергии. Кроме этого, микропрофиль трелевочного волока и лесовозной дороги создает более интенсивное возбуждающее воздействие на систему трактор – пачка древесины, чем микропрофиль автомобильной дороги [1, 3].

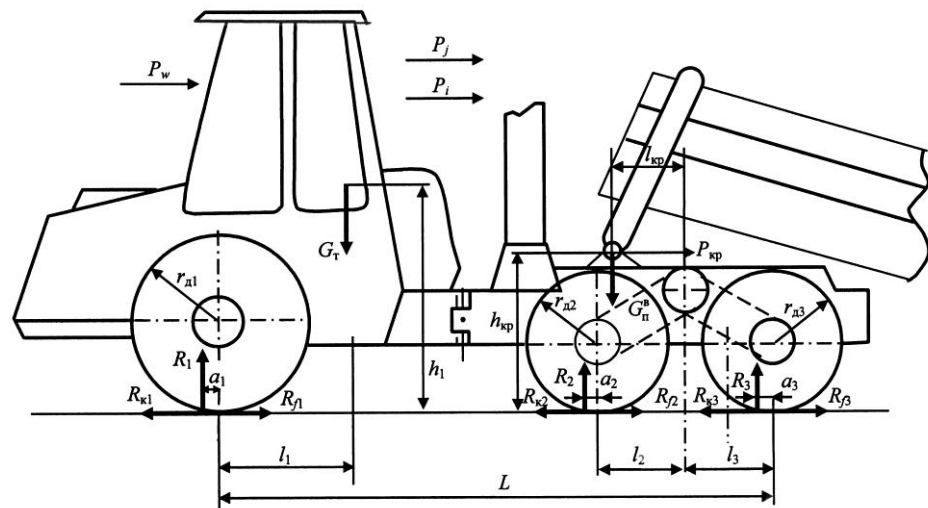
Целью наших исследований является разработка математической модели для оценки циркуляции мощности в трансмиссии трелевочного трактора колесной формулы 6К6, позволяющей на стадии проектирования

оценивать влияние конструктивных параметров трактора и режимов его эксплуатации на величину циркулирующей мощности, а также назначать рациональные технические решения по ее снижению.

Примем следующие обоснованные допущения: трактор совершает установившееся прямолинейное движение по горизонтальной поверхности; нормальная нагрузка на колеса правого и левого бортов распределяется равномерно; давление воздуха в шинах одинаковое; динамическим радиусом качения каждой оси является среднее значение для левого и правого бортов. Основным отличием трелевочного трактора ОАО ОТЗ колесной формулы 6К6 от 4К4 служит дополнительная балансирующая тележка привода среднего и заднего мостов. Отсутствие межосевого дифференциала в приводе как переднего, так среднего и заднего мостов вызывает, в зависимости от режима движения трактора, возникновение циркулирующей паразитной мощности между передним и задним мостами, а также внутри самой балансирующей тележки между средним и задним мостами.

Схема сил и моментов, действующих на трелевочный трактор колесной формулы 6К6 при движении с пачкой древесины по волоку, представлена на рис. 1.

Распределение нагрузок по ведущим осям – величина переменная, зависящая как от  $P_{кр}$ ,  $G_{п}^B$ ,  $l_{кр}$ , так и от коэффициента качению  $f_k$  и коэффициента сцепления  $\varphi$ . Пренебрегая сопротивлением воздушной среды ( $P_w = 0$ ) и учитывая первоначальные условия ( $P_j = 0$  и  $P_i = 0$ ), определяем реакции,



действующие на ведущие мосты трактора:

Рис. 1. Схема сил и моментов, действующих на трелевочный трактор колесной формулы 6К6 при движении с пачкой древесины по волоку:  $G_t$  – эксплуатационный вес трактора;  $P_{к1}$ ,  $P_{к2}$ ,  $P_{к3}$  – касательные силы тяги;  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  – вертикальные реакции;  $r_{д1}$ ,  $r_{д2}$ ,  $r_{д3}$  – динамические радиусы качения колес;  $C_{п}^B$  – часть веса пачки древесины, передаваемая на трактор;  $P_{кр}$  – горизонтальная составляющая

крюковой силы тяги;  $P_{f1}, P_{f2}, P_{f3}$  – силы сопротивления качению колес;  $P_i$  – сила сопротивления подъему;  $P_j$  – сила инерции;  $P_w$  – сила лобового сопротивления воздушной среды;  $h_i, l_i$  – координаты центра тяжести трактора;  $h_{кр}, l_{кр}$  – координаты точки приложения крюковой силы тяги;  $a_1, a_2, a_3$  – расстояния от ведущих осей до точек приложения вертикальных реакций грунта

$$R_1 + R_2 + R_3 - G_0 - G_i^{\hat{a}} = 0; \quad (1)$$

$$R_1(L + a_1 + l_3) + R_2(a_2 + l_2 + l_3) + R_3a_3 + P_{кр}h_{кр} - G_{п}^B(l_{кр} + \partial_3) - G_T(L - l_1 + l_3) + (G_T + G_{п}^B)f_{к1} + (G_T + G_{п}^B)f_{к2} + (G_T + G_{п}^B)f_{к3} = 0, \quad (2)$$

где  $f_{к1}, f_{к2}, f_{к3}$  – коэффициенты сопротивления качению колес передней, средней и задней осей трактора.

Распределение суммарной радиальной реакции  $R_2 + R_3$  по осям 2 и 3 зависит от соотношения между плечами  $l_2$  и  $l_3$ . Обычно у балансирных тележек эти плечи равны, тогда с известной долей приближения можно принять  $R_2 \approx R_3$ .

Сделав необходимые преобразования с учетом принятых допущений:

$$(G_T + G_{п}^B)f_{к1} = R_1f_{кр}r_{д1}; (G_T + G_{п}^B)f_{к2} = R_2f_{кр}r_{д2} \text{ и } (G_T + G_{п}^B)f_{к3};$$

$$R_2 = R_3; f_{к1} = f_{к2} = f_{к3} = f_{к},$$

получим

$$R_2 = R_3 = 0,5(G_T + G_{п}^B - R_1). \quad (3)$$

Исходя из особенностей взаимодействия колесного трелевочного трактора с пачкой древесины и волоком, анализа результатов экспериментальных исследований нагруженности элементов трансмиссии трактора 6К6 [2]

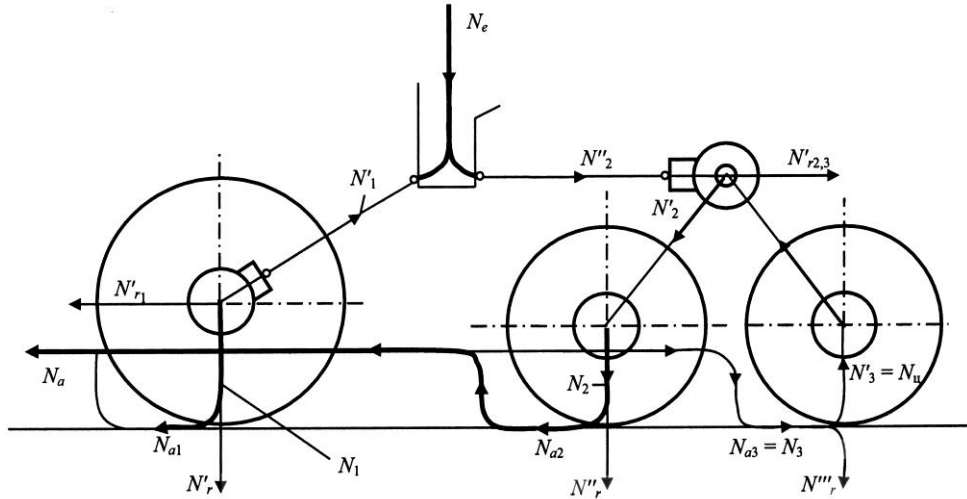


Рис. 2. Схема распределения мощности в трансмиссии колесного трелевочного трактора 6К6:  $N_e$  – мощность, подведенная от двигателя;  $N_1', N_2''$  – мощности, передаваемые к главным передачам осей 1 и 2, 3;  $N_1, N_2$  – мощности, подведенные к колесам осей 1 и 2;  $N'_{r1}, N'_{r2,3}$  – мощности, теряемые на трение в главных передачах осей 1 и 2–3;  $N'_r, N'_r'', N'_r'''$  – мощности, расходуемые на качение, проскальзывание и пробуксовку колес осей 1, 2, 3;  $N_{a1}, N_{a2}$  – мощность, отведенная от осей 1, 2 к трактору;  $N_{a3} = N_3$  – мощность, подведенная от трактора к оси 3;  $N_a$  – мощность, передаваемая от всех осей к трактору;  $N_3' = N_{ц}$  – мощность, циркулирующая в замкнутом контуре балансирной тележки;  $N_2'$  – мощность, переданная через главную передачу осей 2, 3

и с учетом рекомендаций [4, 5] рассмотрим следующий случай движения колесного трелевочного трактора по волоку: колеса оси 1 пробуксовывают, ведущие; колеса оси 2 имеют чистое качение, ведущие; колеса оси 3 имеют чистое качение, тормозящие.

При этом  $r_{д1} > r_{д2} > r_{д3}$ . Схема распределения мощности в трансмиссии колесного трелевочного трактора 6К6 ОАО ОТЗ с пачкой древесины, соответствующая рассматриваемому случаю движения, представлена на рис. 2.

Запишем выражения для определения всех перечисленных выше мощностей, приняв  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda$ :

$$N_e = N_1' + N_2'; N_2' = [\varphi v_{\delta 1} + f_k (v + v_{\delta 1})] R_1;$$

$$N_2'' = f_k R_2 v; N_2 = f_k R_3 v;$$

$$N_1' = \frac{1}{\eta_T} (f_k + \varphi) R_1 (v + v_{\delta 1}); N_1 = (\varphi + f_k) R_1 (v + v_{\delta 1});$$

$$N_2' = \left( \frac{1}{\eta_T - 1} \right) N_1; N_{a1} = \varphi R_1 v; N_k = P_k^{\Sigma} v;$$

$$\begin{aligned}
 N_2'' &= 0,5v \left[ \left( \frac{1}{\eta_T} \right) + \eta_T' \left[ P_k^\Sigma - \varphi R_1 + f_k (R_2 + R_3) \right] + \left( \frac{1}{\eta_T} - \eta_T' \right) \frac{C_2}{\lambda} \right]; \\
 N_2' &= \frac{1}{\eta_T} N_2; \\
 N_2 &= 0,2 \left[ P_k^\Sigma - \varphi R_1 + f_k (R_2 + R_3) + \frac{C_2}{\lambda} \right] v; \\
 N_{a2} &= 0,5 \left[ P_k^\Sigma - \varphi R_1 + \frac{C_2}{\lambda} \right] v; \\
 N_{r2,3}' &= \left( \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) N_2; \\
 N_{a3} = N_3 &= 0,5 \left( \frac{C_2}{\lambda} - P_k^\Sigma + \varphi R_1 \right) v.
 \end{aligned} \tag{4}$$

И наконец

$$N_{ц} = N_3' = 0,5 \left[ \frac{C_2}{\lambda} - P_k^\Sigma + \varphi R_1 - f_k (R_2 + R_3) \right] v, \tag{5}$$

где

$$\begin{aligned}
 v & - \text{ скорость движения трактора;} \\
 v_{\text{сб}} &= \omega \left[ r_1^0 - r_3^0 - \lambda (P_{к1} - P_{к3}) \right] - \text{ скорость пробуксовывания колес оси 1;} \\
 \eta_T & - \text{ КПД главной передачи;} \\
 \eta_T' & - \text{ то же при передаче мощности от колес;} \\
 C_2 &= r_1^0 - r_2^0 - \text{ коэффициент, равный разности радиусов} \\
 & \quad \text{свободного качения колес осей 1 и 2;} \\
 \lambda & - \text{ коэффициент тангенциальной эластичности шин;} \\
 \omega & - \text{ частота вращения колеса;} \\
 P_k^\Sigma & - \text{ суммарная сила тяги, } P_k^\Sigma = P_{к1} + P_{к2} + P_{к3}; \\
 r_1^0, r_2^0, r_3^0 & - \text{ свободные радиусы колес осей 1, 2 и 3.}
 \end{aligned}$$

Анализ уравнения (5) показывает, что паразитная мощность, циркулирующая в замкнутом контуре балансирной тележки, растет с увеличением разности радиусов свободного качения колес осей 1 и 2, поступательной скорости движения трактора и сцепной силы тяги переднего моста, уменьшением тангенциальной эластичности шин, вертикальных реакций на колесах балансирной тележки (нагрузки на крюке), силы сопротивления качению трактора, свободной суммарной касательной силы тяги.

Выводы о влиянии конструктивных параметров и режимов эксплуатации трелевочного трактора колесной формулы 6К6 на характер и значение паразитной мощности, циркулирующей в трансмиссии, подтверждаются

**Показатели работы МТУ и значения мощности, циркулирующей  
в балансирной тележке трактора ТКЛ-6-02**

№ опыта	Характер проведения опыта	$\bar{v}$ , м/с (км/ч)	$\bar{M}_T$ , Н·м	$\bar{n}_T$ , мин <sup>-1</sup>	$\bar{N}_T$ , кВт	$\bar{M}_{ij}^\Sigma$ , Н·м	$\bar{n}_{ij}$ , с <sup>-1</sup>	$\bar{N}_{ij}^\Sigma$ , кВт	$\bar{N}_{з.к.в}$ , кВт	$\bar{N}_{кр}$ , кВт	$\bar{N}_к$ , кВт	$\bar{N}_ц^{6T}$ , кВт
1	ТКЛ-6-02 I п → ТКЛ-6-04 н.п.	1,19 (4,3)	153	1909	29,8	51	1,30	4,0	21,4	8,8	14,2	7,6
2	ТКЛ-6-02 II п → ТКЛ-6-04 н.п.	2,51 (9,1)	294	1832	54,9	670	2,74	11,2	53,3	21,1	32,3	32,2
3	ТКЛ-6-02 III п → ТКЛ-6-04 н.п.	4,23 (15,2)	589	1574	94,5	789	4,62	22,3	120,2	38,9	59,3	83,2
4	ТКЛ-6-02 IV п. → ТКЛ-6-04 н.п.	5,03 (18,1)	938	1109	106,0	589	5,49	19,8	130,7	44,2	66,7	83,8

результатами испытаний трактора ТКЛ-6-02 (6К6) ОАО ОТЗ, выполненными под руководством автора [2] (см. таблицу и рис. 3). Условия испытаний: лесная дорога плотная песчано-гравийная, передний мост трактора включен, математические ожидания:  $\bar{v}$  — поступательной скорости движения тракторов;  $\bar{M}_T$  — крутящего момента на валу турбинного колеса гидротрансформатора гидротрансформатора;  $\bar{n}_T$  — частоты вращения вала турбинного колеса ГТ;  $\bar{N}_T$  — мощности на валу турбинного колеса ГТ;  $\bar{M}_{ij}^\Sigma$  — суммарного крутящего момента на полуосях переднего моста трактора;  $\bar{n}_{ij}$  — частоты вращения передних колес трактора;  $\bar{N}_{ij}^\Sigma$  — суммарной мощности на полуосях переднего моста;  $\bar{N}_{з.к.в}$  — крутящего момента на заднем карданном валу (привода балансирной тележки);  $\bar{N}_{кр}$  — мощности на крое

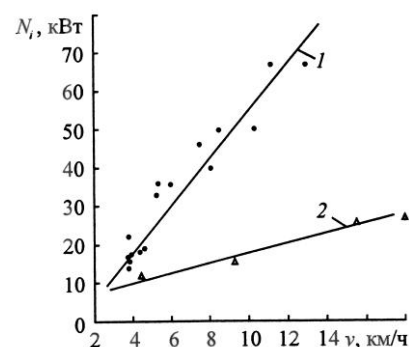


Рис. 3. Зависимость мощности, циркулирующей и балансирной тележке и между ведущими мостами трактора ТКЛ-6-02 от скорости движения,  $\bar{P}_{кр} = 9,0$  кН

трактора;  $\overline{N}_k$  – мощности на ведущих колесах трактора;  $\overline{N}_ц^{бт}$  – мощности, циркулирующей в балансирной тележке. Кроме того: I<sub>п</sub>, II<sub>п</sub>, III<sub>п</sub>, IV – номер включенной передачи; н. п. – нейтральная передача.

Анализ результатов исследований показывает, что паразитная мощность, циркулирующая в балансирной тележке колесного трелевочного трактора, существенно зависит от скорости его поступательного движения, увеличиваясь, например для трактора ТКЛ-6-02, от 7,6...11,5 кВт на скорости 4,3 км/ч до 84,0...90,0 кВт на скорости 18,0 км/ч при практически близкой к постоянной нагрузке на крюке трактора (8,9...9,4 и 9,1 кН соответственно). Попытки варьирования нагрузки на крюке трактора ТКЛ-6-02 при заданной скорости его движения, близкой к постоянной, показали, что увеличение  $P_{кр}$  не оказывает существенного влияния на значение паразитной мощности, циркулирующей в балансирной тележке.

Полученные результаты исследований паразитной мощности, а также ее зависимости от поступательной скорости движения и нагрузки на крюке совпадают с основными теоретическими положениями Е. А. Чудакова [5], а также результатами его экспериментальных исследований применительно к трансмиссиям автомобилей колесной формулы 6К6, оснащенных балансирными тележками [4].

#### *Выводы*

1. В трансмиссии трелевочного трактора колесной формулы 6К6 возникает циркулирующая паразитная мощность, зависящая в первую очередь от поступательной скорости движения, нагрузки на крюке и достигающая 65...70 % от номинальной мощности двигателя.

Разработанная математическая модель циркуляции мощности в трансмиссии колесного трелевочного трактора 6К6 дает возможность: оценивать паразитную мощность; выбирать основные параметры трактора на стадии проектирования и принятия к серийному производству, включая массовые и геометрические показатели базовой машины и технологического оборудования, упруго-демпфирующие характеристики шин, параметры трансмиссии, введение дополнительных конструктивных решений; оценивать влияние различных технических решений для трансмиссии и ходовой системы на значение циркулирующей «паразитной» мощности; определять область оптимальных конструктивных решений, дающих возможность ее снижения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуков, А.В. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний [Текст] / А.В. Жуков, А.И. Кадошко. – Минск: Наука и техника, 1978. – 264 с.
2. Кочнев, А.М. Рабочие режимы отечественных колесных трелевочных тракторов [Текст] / А.М. Кочнев. – СПб.: Изд-во политехн. ун-та, 2008. – 520 с.
3. Кочнев, А.М. Теория движения колесных трелевочных систем [Текст] / А.М. Кочнев. – Там же, 2007. – 612 с.

4. Чудаков, Е.А. Циркуляция мощности в системе бездифференциальной тележки с эластичными колесами [Текст] / Е.А. Чудаков. – М.: Изд-во АН СССР, 1947. – 216 с.

5. Чудаков, Е.А. Циркуляция паразитной мощности в механизмах бездифференциального автомобиля [Текст] / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 80 с.

Поступила 19.11.08



**Показатели работы МТУ и значения мощности, циркулирующей в балансирной тележке трактора ТКЛ-6-02**

№ опыта	Характер проведения опыта	$\bar{v}$ , м/с (км/ч)	$\bar{M}_T$ , Н·м	$\bar{n}_T$ , мин <sup>-1</sup>	$\bar{N}_T$ , кВт	$\bar{M}_{ij}^{\Sigma}$ , Н·м	$\bar{n}_{ij}$ , с <sup>-1</sup>	$\bar{N}_{ij}^{\Sigma}$	$\bar{N}_{3.к.в}$	$\bar{N}'_{кр}$	$\bar{N}_к$	$\bar{N}_{ц}^{б.т}$
1	ТКЛ-6-02 I п. → ТКЛ-6-04 н.п.	1,19 (4,3)	153	1909	29,8	51	1,30	4,0	21,4	8,8	14,2	7,6
2	ТКЛ-6-02 II п. → ТКЛ-6-04 н.п.	2,51 (9,1)	294	1832	54,9	670	2,74	11,2	53,3	21,1	32,3	32,2
3	ТКЛ-6-02 III п. → ТКЛ-6-04 н.п.	4,23 (15,2)	589	1574	94,5	789	4,62	22,3	120,2	38,9	59,3	83,2
4	ТКЛ-6-02 IV п. → ТКЛ-6-04 н.п.	5,03 (18,1)	938	1109	106,0	589	5,49	19,8	130,7	44,2	66,7	83,8

Примечание. Стрелкой обозначен процесс буксировки.

*Выводы*

В трансмиссии трелевочного трактора колесной формулы 6К6 возникает циркулирующая паразитная мощность, зависящая в первую очередь от поступательной скорости движения, нагрузки на крюке и достигая 65...70 % от номинальной мощности двигателя.

Разработанная математическая модель циркуляции мощности в трансмиссии колесного трелевочного трактора 6К6 дает возможность: оценивать паразитную мощность; выбирать основные параметры трактора на стадии проектирования и принятия к серийному производству, включая массовые и геометрические показатели базовой машины и технологического оборудования, упруго-демпфирующие характеристики шин, параметры трансмиссии, введение дополнительных конструктивных решений; оценивать влияние различных технических решений для трансмиссии и ходовой системы на значение циркулирующей паразитной мощности; определять оптимальные конструктивные решения, дающих возможность ее снижения.