

критического в двигательном режиме. Это видно из известной формулы для критического момента*

$$M_{кр} = \frac{3U_{\phi}^2 p}{4\pi f \left[R_1 \pm \sqrt{R_1^2 + (x_1 + x_2')^2} \right]}$$

где U_{ϕ} — фазное напряжение на статоре электродвигателя;
 p, f — число пар полюсов и частота сети (50 Гц);
 R_1, x_1 — активное и реактивное сопротивления обмотки статора;
 x_2' — реактивное сопротивление обмотки ротора, приведенное к обмотке статора.

В этой формуле плюс относится к двигательному, минус — к генераторному режиму. Следовательно, $M_{кр}^{ген} > M_{кр}^{дв}$.

2. При выборе мощности привода грузовой лебедки необходимо, чтобы расчетный крутящий момент, создаваемый опускаемым грузом $M_{груз}$, не превосходил критического момента электропривода в генераторном режиме, т. е. $M_{груз} \leq M_{кр}^{ген}$. Это исключит необходимость подтормаживания грузового барабана при опускании грузовой тележки с пучком бревен, что создаст условия для максимальной рекуперации энергии и соответствующего снижения общего ее потребления.

3. Для повышения общего коэффициента мощности от 0,44 до директивного значения 0,95...0,97 необходима установка батареи статических конденсаторов. Это обеспечит общее снижение потерь энергии в линии электропередач от трансформаторной подстанции до установки ЛТ-105 и снизит падение напряжения в линии. При этом увеличится пусковой момент асинхронных двигателей. Потеря мощности (и энергии) в линии электропередач обратно пропорциональна квадрату коэффициента мощности, а снижение напряжения, например на 10 %, вызывает уменьшение вращающего момента двигателя на 19 %.

Отмеченные результаты исследования рекомендуется использовать при выборе мощности привода грузовой лебедки, а также при сооружении и эксплуатации установки ЛТ-105.

Поступила 26 ноября 1993 г.

УДК 630*377.44.001.4/5

А. М. КОЧНЕВ

С.-Петербургская лесотехническая академия

МЕТОДИКА ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БАЛАНСИРНЫХ ТЕЛЕЖЕК КОЛЕСНЫХ ЛЕСОПРОМЫШЛЕННЫХ ТРАКТОРОВ

Разработаны методика и математическая модель оценки взаимодействия балансирных тележек колесных лесопромышленных тракторов с волоком, позволяющие выбрать их оптимальные конструктивные параметры, повысить эксплуатационную эффективность тракторов и их экологическую совместимость с лесной средой, а также существенно сократить сроки постановки на серийное производство.

The methods and mathematical model of assessment of skid-forwarders' balance bogies interaction allowing to select their optimum construction parameters, to raise the tractors rating and their ecological compatibility with forest environment as well as to substantially reduce the terms of going into quantity production have been developed.

В настоящее время отсутствует методика выбора оптимальных конструктивных параметров балансирных тележек для отечественных лесопромышленных тракторов колесной формулы 6К6 применительно к условиям их эксплуатации в лесу. Существующие методики относятся в основном к дорожно-строительным машинам. Они не учитывают характера взаимодействия балансирных тележек с микропрофилем трелевочных волоков. Настоящая статья посвящена исследованию этого вопроса.

Характер взаимодействия опорной поверхности и колес балансирной тележки существенно отличается от взаимодействия с ней колес, не связанных балансиром. В первом случае возникают реактивные моменты, разгружающие переднее по ходу движения колесо, что приводит к снижению тягово-цепных свойств трактора, увеличению циркулирующей в тележке паразитной мощности и повышению износа шин. Для устранения этого недостатка необходимо достижение равномерного или близкого к нему распределения сил тяги по колесам тележки. При этом существенно снижается вероятность возникновения ограничений по сцеплению колес, приводящих к разрушению структуры почвы и ее уплотнению и, как следствие, повышается экологическая совместимость системы движитель — лесная почва.

В качестве критерия для выбора оптимальных конструктивных параметров балансирной тележки принимают коэффициент перераспределения касательной силы тяги по ее колесам:

$$k_T = T_2/T_3, \quad (1)$$

где T_2, T_3 — соответственно касательные силы тяги на переднем и заднем по ходу движения колесах тележки.

За расчетный случай примем движение колеса балансирной тележки через единичную обособленную неровность в виде пня (рис. 1)*.

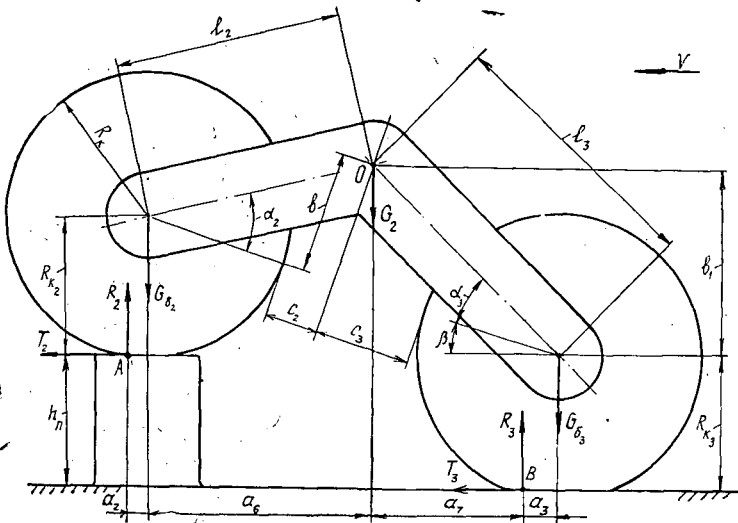


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия колес балансирной тележки с единичной обособленной неровностью

* Согласно принятому порядку нумерации осей колесного трактора индекс 1 присваивается колесам передней оси. В нашем случае рассматриваются колеса средней и задней осей, которым соответствуют индексы 2 и 3.

Вертикальные реакции, действующие на колеса тележки, определим из уравнений равновесия сил:

$$R_2 = G_{6_2} + G_{6_3} + G_2 - R_3; \quad (2)$$

$$R_3 = \frac{1}{a_2 + a_6 + a_7} [G_{6_2} a_2 + G_{6_3} (a_2 + a_3 + a_6 + a_7) + G_2 (a_6 + a_2) + T_2 (R_{к_2} + b_1 - h_n) + T_3 (R_{к_3} + b_1)], \quad (3)$$

где

$$a_2 = f_2 R_{к_2}; \quad a_3 = f_3 R_{к_3};$$

$$R_{к_2} = R_k - R_2 / C_{ш}^B; \quad R_{к_3} = R_k - R_3 / C_{ш}^B;$$

$$\beta = \arcsin \frac{h_n}{a_4 + a_5}; \quad a_4 = l_2 \cos \alpha_2;$$

$$a_5 = l_3 \cos \alpha_3; \quad b = l_2 \sin \alpha_2;$$

$$a_6 = l_2 \cos (\alpha_2 - \beta); \quad a_7 = l_3 \cos (\alpha_3 + \beta);$$

$$b_1 = l_3 \sin (\alpha_3 + \beta);$$

G_{6_2}, G_{6_3} — соответственно вес переднего и заднего плеч балансира с колесами;

$C_{ш}^B$ — коэффициент вертикальной жесткости шин;

$R_{к_2}, R_{к_3}$ — радиусы качения переднего и заднего колес;

f_2, f_3 — коэффициенты сопротивления качению переднего и заднего колес.

При движении балансирной тележки по горизонтальной поверхности для расчета R_2 и R_3 в формулах (2), (3) надо принять $h_n = 0$.

Анализ (2) и (3) показывает, что увеличение T_2 и T_3 ведет к росту реакции R_3 и соответственно уменьшению реакции R_2 ; $R_2 = 0$ имеет место при $R_3 = G_{6_2} + G_{6_3} + G_2$. Таким образом, выражения (2) и (3) позволяют исследовать влияние основных конструктивных параметров и условий эксплуатации тележки на ее тягово-сцепные свойства и нагруженность. В балансирных тележках колесных лесопромышленных тракторов зарубежного и отечественного производства основными типами привода в настоящее время являются: жесткий блокированный (шестиренчатый и цепной) и индивидуальный (мотор — колесо) — соответственно 80 и 15 % тракторов. Незначительная часть тракторов (около 5 %) снабжена роликковым (дополнительное «беличье колесо») приводом. Возможным альтернативным типом привода может быть дифференциальный — с симметричным или несимметричным дифференциалом между колесами. Касательные силы тяги на ведущих колесах тележки в зависимости от типа привода определяются по следующим выражениям:

для блокированного

$$T_2 = (R_2 f_2 + R_3 f_3) / (k_6 + 1); \quad (4)$$

$$T_3 = (R_2 f_2 + R_3 f_3) k_6 / (k_6 + 1); \quad (5)$$

для индивидуального

$$T_2 = R_2 f_2; \quad (6)$$

$$T_3 = R_3 f_3; \quad (7)$$

для дифференциального

$$T_2 = (R_2 f_2 + R_3 f_3) / (k_d + 1); \quad (8)$$

$$T_3 = (R_2 f_2 + R_3 f_3) k_d / (k_d + 1), \quad (9)$$

где k_6 — коэффициент перераспределения крутящего момента между колесами тележки, $k_6 = R_2 R_{к2} / R_3 R_{к3}$;
 k_d — коэффициент блокировки дифференциала.

В случае применения заблокированного привода имеем при $k_6 \leq 0$

$$T_2 = 0; \quad T_3 = (R_2 f_2 + R_3 f_3) / R;$$

при $T_2 \geq R_2 \varphi$

$$T_2 = R_2 \varphi; \quad T_3 = (R_2 f_2 + R_3 f_3) - T_2;$$

при $T_3 \geq R_3 \varphi$

$$T_3 = R_3 \varphi; \quad T_2 = (R_2 f_2 + R_3 f_3) - T_3.$$

В случаях применения индивидуального и дифференциального приводов при $T_i \geq R_i \varphi$ $T_i = R_i \varphi$; при $T_i = T_2 + T_3 \geq (R_2 + R_3) \varphi$ $T_i = 0$.

Учет крюковой силы тяги $P_{кр}$ для трелевочного варианта лесопромышленного трактора заключается в ее добавлении к силе сопротивления перекачиванию тележки.

Методика расчета реализована в виде пакета прикладных программ «ВТ» для персональных ЭВМ IBM XT/AT и позволяет на стадии проектирования и доводки выбирать оптимальные конструктивные параметры балансирующей тележки по критерию обеспечения ее высоких тягово-сцепных свойств и экологической совместимости с лесной средой. В статье приведены результаты расчета оптимальных конструктивных параметров балансирующей тележки трелевочного трактора ТКЛ-6-02 и сортиментовоза ТКЛ-6-04, имеющих следующие базовые параметры: $l_2 = l_3 = 0,92$ м; $b = 0,285$ м; $R_k = 0,813$ м; $C_{ш}^a = 710$ кН/м при $G_{6_2} = G_{6_3} = 7,5$ кН, $G_2 = 28,8$ кН для порожнего и $G_2 = 116$ кН для груженого сортиментовоза, а также $G_2 = 37$ кН для порожнего и $G_2 = 70$ кН для трелевочного трактора с пачкой деревьев (G_2 — вес, приходящийся на один борт тележки). Рассмотрены три условия эксплуатации: движение по дороге с асфальтобетонным покрытием, лесной песчано-гравийной и трелевочному волоку при объеме трелеваемой пачки деревьев 16 м³ для трактора ТКЛ-6-02 и 20 м³ для трактора ТКЛ-6-04. Варьировали параметры: длина балансира — l_2, l_3 ; соотношение плеч балансиров — l_2/l_3 ; высота точки качания балансира b ; радиус колеса R_k ; вертикальная жесткость шин $C_{ш}^a$; соотношение жесткостей шин колес тележки $C_{ш_2}^a/C_{ш_3}^a$; дорожные условия и типы приводов в тележке.

Результаты проведенных исследований показывают, что на коэффициент перераспределения сил тяги по колесам тележки k_T как порожнего, так и груженого сортиментовоза основное влияние оказывают: дорожные условия — коэффициенты сопротивления качению f и сцеплению φ ; тип привода в тележке; соотношение плеч балансиров l_2/l_3 и радиус колеса R_k . На величину k_T трелевочного трактора влияют также длина балансира l_2, l_3 ; соотношение вертикальных жесткостей шин $C_{ш_2}^a/C_{ш_3}^a$; крюковая сила тяги $P_{кр}$ и высота преодолеваемого препятствия $h_{п}$.

Полнофакторные машинные эксперименты ПФЭ-2², в которых основными варьируемыми параметрами были соотношения длин балансиров l_2/l_3 , радиус колеса R_k , тип привода и условия эксплуатации, позволили получить ряд математических моделей, адекватно описывающих влияние исследуемых факторов на перераспределение касательной силы тяги по колесам балансирующей тележки k_{T_2} .

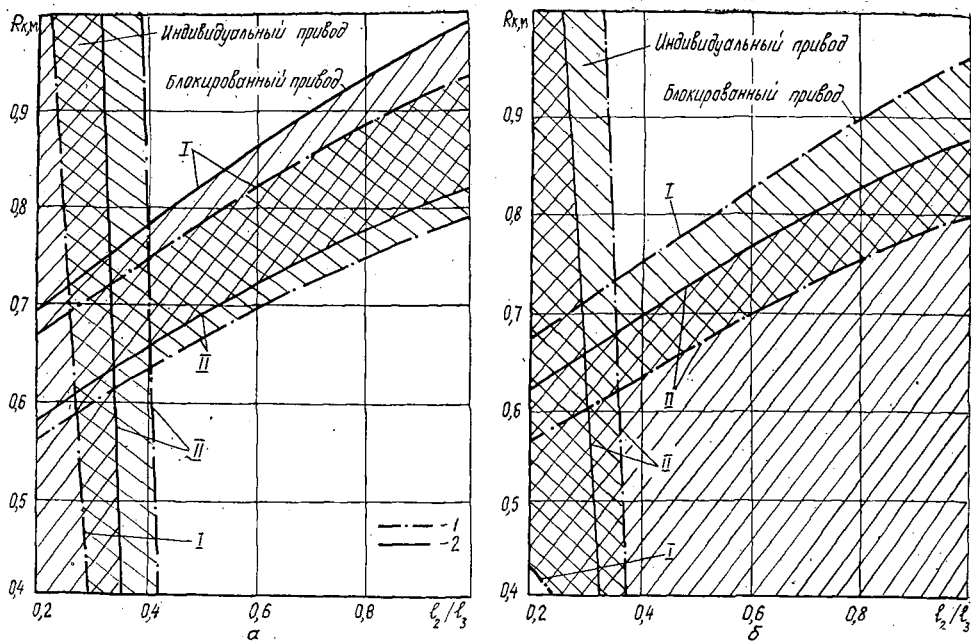


Рис. 2. Оптимальные значения конструктивных параметров балансирующей тележки: а — сортировочного трактора ТКЛ-6-04; I — волок; II — лесная дорога; 1 — $Q_n = 0$; 2 — $Q_n = 20 \text{ м}^3$; б — трелевочного трактора ТКЛ-6-02; I, II — то же; 1 — $Q_n = 0$; 2 — $Q_n = 16 \text{ м}^3$

Результаты расчета представлены в виде графиков на рис. 2 (при $k_t = 1$) для различных типов приводов и условий эксплуатации сортировочного трактора ТКЛ-6-04 и трелевочного трактора ТКЛ-6-02. Они показывают возможность унификации балансирующих тележек колесных лесопромышленных тракторов ОТЗ класса тяги 40 кН — сортировочного трактора ТКЛ-6-04 и трелевочного трактора ТКЛ-6-02 — по целому ряду конструктивных параметров. При этом их оптимальные величины должны составлять: для заблокированного привода $l_2/l_3 = 1,0$; $b = 0,25 \dots 0,30 \text{ м}$; $R_k = 0,80 \dots 0,90 \text{ м}$ и $\alpha = 15$ град; для индивидуального (мотор — колесо) $l_2/l_3 = 0,25 \dots 0,40$; $b = 0$; $R_k = 0,80 \dots 0,95 \text{ м}$ и $\alpha = 0$. Нижний предел радиуса колеса тележки следует устанавливать с учетом дорожного просвета трактора. Изменение R_k в указанном диапазоне может быть осуществлено установкой шин с регулируемым давлением воздуха.

Проведенные исследования показывают, что применение в балансирующих тележках колесных лесопромышленных тракторов АО ОТЗ привода с симметричным дифференциалом позволяет получить равномерное распределение касательной силы тяги по колесам тележки, практически во всем диапазоне природно-производственных условий эксплуатации с обеспечением высоких тягово-сцепных свойств трактора.

Методика и математическая модель рекомендуются к использованию в создании АСНИ и САПР «Колесный лесопромышленный трактор», а также в практике работы НИИ и КБ отрасли.