

В. А. Симанович, доцент; В. С. Исаченков, ассистент; В. А. Бобрович, доцент

### ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРЕЛЕВОЧНОЙ СИСТЕМЫ «КОЛЕСНЫЙ ТРАКТОР – ПАЧКА ДЕРЕВЬЕВ»

Questions of interaction of a pack of trees with the process equipment are considered at various constructive circuits of the suspension. Sizes of factors dynamic loading transmissions and the skidding equipment are established depending on operational operating modes

**Введение.** Лесное машиностроение в нашей республике получило приоритетное направление развития по ряду сложившихся причин и обстоятельств. К таким факторам можно отнести то, что несмотря на высокие темпы развития лесной отрасли и одно из значительных мест в промышленном развитии, заводы недостаточно внимания уделяли совершенствованию и созданию специализированной техники для работы в лесу.

История развития лесной отрасли подтверждает тот факт, что решению вопросов механизации подлежат самые трудоемкие операции. Традиционно трелевка древесины как операция технологического процесса рассматривалась как наиболее трудоемкая. В разное время такую задачу решали с использованием специальных агрегатных машин на колесном и гусеничном ходу. Высокие скорости передвижения колесных машин в лесных условиях и меньшая повреждаемость поверхностного слоя с древесно-кустарниковой растительностью является неоспоримыми преимуществами движителя на колесном ходу. При создании новых моделей колесных лесных машин в стране конструкторы и проектировщики должны избежать ошибок, которые были допущены ранее.

Важным моментом при проведении конструкторских работ является знание действующих величин динамических нагрузок, возникающих при транспортировке деревьев в лесных условиях эксплуатации.

**Исследования динамической нагрузки трелевочной системы.** При рассмотрении динамических явлений в системе «колесный трактор – пачка деревьев» существует несколько подходов. Некоторые исследователи рассматривают отдельно трактор и отдельно пачку деревьев, объединяя в последующем две модели с учетом ряда допущений [1, 2].

Нами были исключены эти допущения, что позволило исследовать динамические явления при трогании и разгоне как наиболее нагруженном режиме эксплуатации трактора.

Модель трактора и пачки деревьев была взята согласно работам [3, 4]. Система описывается дифференциальными уравнениями в нелинейном виде такими зависимостями:

$$I_1 \ddot{\phi}_1 = M_E - M_0,$$

$$M \ddot{X}_T = M_0 \frac{i}{r_k} - |P_{F_{кл}}| \text{sign} \dot{X}_T - m_1 g \sin \beta_1 \cos \beta_1 - W \dot{X}_T^2,$$

$$\text{где } M_0 = \begin{cases} M_{сц} & \text{при } \phi_1 > \phi_1' = \\ = \frac{i}{r_k} \dot{X}_T + \phi_0, \\ C \left[ \left( \phi_1 - \frac{i}{r_k} X_T \right) - (\phi_1^A - \phi_1^{A'}) \right] + \\ + K_T \left[ \left( \dot{\phi}_1 - \frac{i}{r_k} \dot{X}_T \right) - (\dot{\phi}_1^A - \dot{\phi}_1^{A'}) \right] \\ \text{при } \phi_1 - \phi_1' = 0 \\ \phi_0 = \frac{M_{сц}}{C} - \frac{K_T}{C} \phi_0, \end{cases}$$

$$(m_1 + m_2 \cos^2 \beta_1) L_1 \ddot{\beta}_1 + m_1 g \sin \beta_1 \cos \beta_1 =$$

$$= \sin \beta_2 \sin (\beta_2 - \beta_1) |P_{F_{кл}}| \text{sign} \dot{X}_T (t),$$

$$H = L_1 \cos \beta_1 + L_2 \cos \beta_2,$$

где  $I_1$  – суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя;  $M_E$  – момент двигателя в зависимости от темпа его разгона и угловой скорости  $\dot{\phi}_1$ ;  $\phi_1^A$  и  $\phi_1^{A'}$  – значения соответствующих углов поворота сцепления при разгоне трактора;  $m_1, m_2$  – сосредоточенные параметры пачки деревьев;  $L_1, L_2, \beta_1, \beta_2$  – линейные величины плеч и их угловые отклонения в процессе трогания трактора.

Условием выполнения второй структуры будет являться равенство

$$\sum \varphi = \left( \phi_1 - \frac{i}{r_k} X_T \right) - (\phi_1^A - \phi_1^{A'}).$$

Трогание колесного тягача сопровождается буксованием сцепления в начальный момент времени и описывается в общем случае выражением

$$\sum \varphi = \varphi_0.$$

Для реализации указанной математической модели динамики трогания и разгона колесного трактора в начальный момент времени задавалась статистическая характеристика двигателя по переменным от темпа разгона  $T_p$  и угловой скорости  $\dot{\phi}_1$ . В процессе исследований варьировались частота вращения коленчатого вала

двигателя, темп включения сцепления, сопротивление перемещению пачки деревьев  $P_{F_{кл}}$ . Такая модель была реализована для колесного трелевочного трактора ТТР-401.

На рис. 1 приведена зависимость коэффициента динамичности трансмиссии  $K_{дтр}$  от темпа включения сцепления  $T_{сц}$  для различных чисел оборотов двигателя  $n_{нач}$ . Из представленных зависимостей видно, что с увеличением темпа включения сцепления коэффициент динамичности трансмиссии возрастает, причем его абсолютная величина всегда выше для более высоких оборотов двигателя. Характер снижения коэффициента динамичности почти одинаков для различных чисел оборотов двигателя.

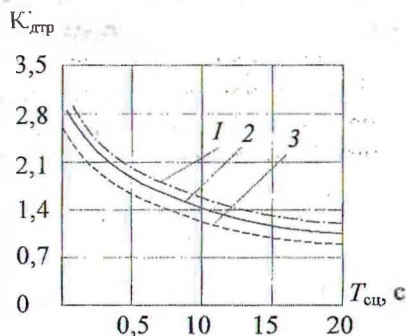


Рис. 1. Зависимость коэффициента динамичности трансмиссии  $K_{дтр}$  от темпа включения сцепления  $T_{сц}$  для начальных оборотов двигателя  $n_{нач}$  (1 – 1400 об/мин; 2 – 1650 об/мин; 3 – 1900 об/мин).

На рис. 2 приведена зависимость коэффициента динамичности трансмиссии  $K_{дтр}$  от начальных чисел оборотов двигателя  $n_{нач}$  для различных значений темпа включения сцепления  $T_{сц}$ .

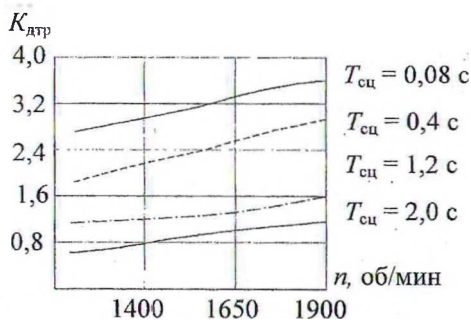


Рис. 2. Зависимость коэффициента динамичности трансмиссии  $K_{дтр}$  от чисел оборотов двигателя  $n$  для разных значений темпа включения сцепления  $T_{сц}$

Физическую сущность исследуемых приведенных расчетных явлений зависимостей изменения  $K_{дтр}$  от числа оборотов при различных темпах включения сцепления можно объяснить с позиции анализа работы буксования сцепления.

Действительно, когда темп включения сцепления практически мгновенен ( $T_{сц} = 0,08$  с) –

работа буксования сцепления стремится к нулю, режим соединения двигателя с трансмиссией трелевочного трактора становится мгновенным. В этом случае кинетическая энергия вращающихся частей двигателя внутреннего сгорания переходит в потенциальную энергию упругой закрутки трансмиссии, что и приводит к изменению коэффициента динамичности  $K_{дтр}$  в сторону увеличения в пределах изменения 2,5–3,6. Характер изменения коэффициента  $K_{дтр}$  при увеличении темпа включения сцепления снижается. Так, для  $T_{сц} = 0,4$  с значение  $K_{дтр}$  изменяется от 1,0 до 3,0. При  $T_{сц} = 1,2$  и 2,0 с  $K_{дтр}$  изменяется в пределах 1,2–1,6; 0,6–1,2 соответственно.

На рис. 3 приведена зависимость величины  $\chi_T$  от  $T_{сц}$  для различных значений начальных чисел оборотов двигателя  $n_{нач}$ . Важным параметром для колесного трелевочного трактора при исследовании динамических явлений переходного характера является пройденный путь для переходного режима движения трактора. Зависимости  $\chi_T = f(T_{сц})$  для различных частот вращения коленчатого вала имеют нелинейный характер изменения, причем это наиболее отчетливо проявляется при высоких темпах включения сцепления. При  $T_{сц} > 1,2$  с кривые  $\chi_T = f(T_{сц})$  имеют более пологий характер изменения абсолютных значений.

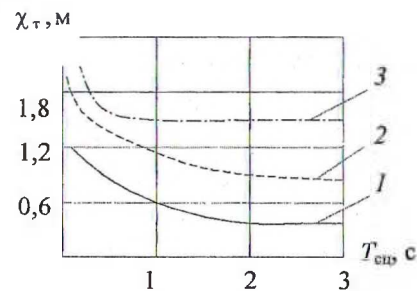


Рис. 3. Значение величины  $\chi_T$  от  $T_{сц}$  для различных значений оборотов коленчатого вала двигателя  $n_{нач}$  (1 – 1400 об/мин; 2 – 1650 об/мин; 3 – 1900 об/мин)

Данное динамическое изменение величины  $\chi_T$ , на наш взгляд, объясняется такими факторами, как величина работы буксования сцепления и величина упругого момента трансмиссии, воздействующего на поступательное перемещение массы трелевочного трактора.

На рис. 4 приведена зависимость пройденного трактором пути  $\chi_T$  от длины подвеса пачки деревьев  $L_1$  при различных темпах включения сцепления  $T_{сц}$ . Приведенные зависимости  $\chi_T = f(L_1)$  имеют нелинейный характер изменения для различных темпов включения сцепления и могут служить критерием при выборе параметров длины подвеса в силовом контуре технологического оборудования.

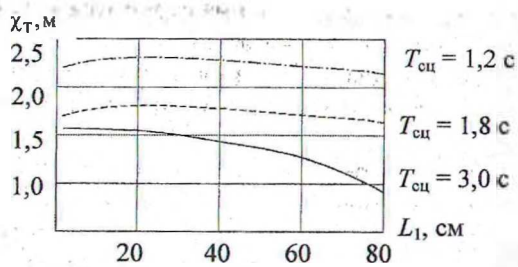


Рис. 4. Зависимость пройденного трактором пути  $\chi_t$  от длины подвеса пачки деревьев  $L_1$  при различных темпах включения сцепления  $T_{сц}$

**Выводы.** Приведенные расчетные исследования по динамике нагружения колесного трелевочного трактора подтвердили природу возникновения динамических явлений при трогании и движении машины с пачкой деревьев и выявили нелинейный характер их возникновения между собой, который зависит в основном от размерно-компоновочных величин технологического оборудования. Установлены величины коэффициентов динамической нагруженности

трансмиссии и трелевочного оборудования в зависимости от эксплуатационных режимов работы. Полученные данные могут быть использованы при проектировании лесных агрегатных машин на заводах, занимающихся созданием лесной техники.

#### Литература

1. Жуков, А. В. Теория лесных машин / А. В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 630 с.
2. Транспортные средства на высокоэластичных двигателях / Н. Ф. Бочаров [и др.]. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
3. Галицкий, Е. Н. Исследование динамики движения колесного трелевочного трактора на неустановившихся режимах: дис. ... канд. техн. наук / Е. Н. Галицкий. – М., 1971. – 21 с.
4. Симанович В. А., Разработка приведенной расчетной модели «колесный тягач–прицепной модуль – пачка деревьев» / В. А. Симанович, В. С. Исаченков // Труды БГТУ. Сер II, Лесная и деревообработ. пром-сть, 2005. – Минск. – Вып. XIII. – С. 138–142.