

Литература

1. Кургузов, Ю. И. Технологическое обеспечение качества поверхности при упрочнении механическими щетками / Ю. И. Кургузов, Д. Д. Папшев // Вестн. машиностроения. – 1986. – № 4. – С. 54–58.
2. Отделочно-упрочняющая обработка сплава ВТ8 вращающимися металлическими щетками / Н. А. Дунин [и др.] // Прогрессивные методы обработки деталей летательных аппаратов и двигателей. – Казань : КАИ, 1986. – С. 56–61.
3. Порепичка, Е. В. Очистно-упрочняющая обработка изделий щетками / Е. В. Порепичка. – Москва : Машиностроение, 1989. – 136 с.
4. Носырева, С. С. Влияние пластической деформации на превращение аустенита в мартенсит / С. С. Носырева, М. В. Буракова // Труды Урал. фил. АН СССР. – 1941. – Вып. 10. – С. 23–43.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КОЛЕСНЫХ ЛЕСНЫХ МАШИН КЛАССА 1,4 ТС

С. Е. Арико

Белорусский государственный технологический университет, г. Минск

Научный руководитель В. А. Симанович

Повышение надежности машин общего и специального назначения должно быть заложено на стадиях проектирования с учетом эксплуатационных режимов нагружения и действия знакопеременных динамических нагрузок, возникающих в процессе работы транспортных средств.

Решение прикладных задач динамического характера в настоящий период сводится к самым простым динамическим моделям, например, представление объекта в виде твердого тела или системы тел, подверженной действию определенной системы сил. Это, прежде всего, связано с большим количеством связей и ограничений, которые по своей природе и возникновению имеют различную структуру и влияние на динамику нагружения объекта. Такие подходы могут быть изменены при решении сложных задач динамического нагружения колесных лесных агрегатных машин при выполнении некоторых условий симметрии относительно инерционных свойств и внешних силовых факторов колебаний транспортного средства как твердого тела.

В качестве объекта исследований нами был выбран лесной колесный трелевочный трактор ТТР–401, созданный на базе сельскохозяйственного трактора МТЗ–82. В качестве расчетных моделей для базового трактора, транспортируемого груз, были взяты двухмассовые модели, позволяющие оценить динамическую нагруженность трактора и взаимовлияние систем при колебательных явлениях в процессе движения системы «колесный трактор – пачка деревьев». Расчетная математическая модель колесного лесного трактора была принята с учетом допущений работы [1], и позволяет исследовать динамические явления в наиболее нагруженных эксплуатационных режимах каким, например, является трогание колесного трактора с пачкой деревьев.

Система описывается дифференциальными уравнениями в нелинейном виде следующими зависимостями:

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

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

$$\text{где } M_0 = \begin{cases} M_{\text{сц}} & \text{при } \phi_1 > \phi_1' = \\ = \frac{i}{r_K} \dot{X}_T + \dot{\phi}_0, \\ C \left[\left(\phi_1 - \frac{i}{r_K} X_T \right) - (\phi_1^A - \phi_1'^A) \right] + \\ + K_T \left[\left(\dot{\phi}_1 - \frac{i}{r_K} \dot{X}_T \right) - (\dot{\phi}_1^A - \dot{\phi}_1'^A) \right] \\ \text{при } \phi_1 - \phi_1' = 0 \\ \phi_0 = \frac{M_{\text{сц}}}{C} - K_T \frac{\dot{\phi}_0}{C}, \end{cases}$$

$$(m_1 + m_2 \cos^2 \beta_1) L_1 \ddot{\beta}_1 + m_1 g \sin \beta_1 \cos \beta_1 = \sin \beta_2 \sin(\beta_2 - \beta_1) P_{\text{ФХЛ}} |\text{sign} \dot{X}_T(t)|,$$

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

где I_1 – суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя; M_E – момент двигателя в зависимости от темпа его разгона и угловой скорости $\dot{\phi}_1$; ϕ_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 статическая характеристика двигателя по переменным от темпа разгона T_p и угловой скорости $\dot{\phi}_1$. В процессе исследований варьировалась частота вращения коленчатого вала двигателя, темп включения сцепления, сопротивление перемещению пачки деревьев $P_{\text{ФХЛ}}$. Такая модель была реализована для колесного трелевочного трактора ТТР-401.

На рис. 1 приведена зависимость коэффициента динамичности трансмиссии $K_{\text{ДТР}}$ от темпа включения сцепления $T_{\text{сц}}$ для различных чисел оборотов двигателя $n_{\text{нач}}$. 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.

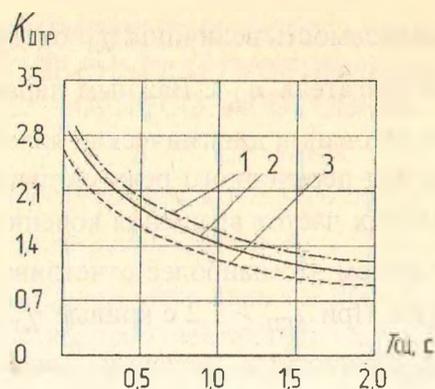


Рис. 1. Зависимость коэффициента динамичности трансмиссии $K_{ДТР}$ от темпа включения сцепления $T_{СЦ}$ для начальных оборотов двигателя $n_{нач}$:
1 – 1400 об/мин; 2 – 1650 об/мин; 3 – 1900 об/мин

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

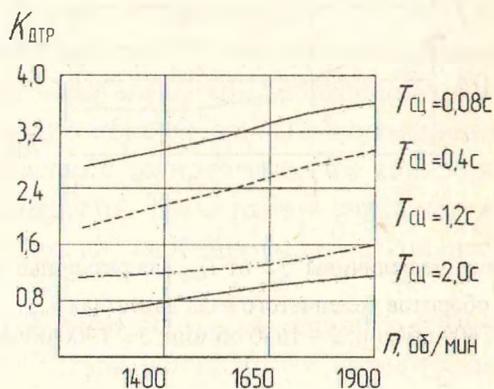


Рис. 2. Зависимость коэффициента динамичности трансмиссии $K_{ДТР}$ от чисел оборотов двигателя n для разных значений темпа включения сцепления $T_{СЦ}$

Физическую сущность исследуемых приведенных расчетных явлений 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 χ_T от $T_{\text{сц}}$ для различных значений начальных чисел оборотов двигателя $n_{\text{нач}}$. Важным параметром для колесного трелевочного трактора при исследовании динамических явлений переходного характера является пройденный путь для переходного режима движения трактора. Зависимости $\chi_T = f(T_{\text{сц}})$ для различных частот вращения коленчатого вала имеют нелинейный характер изменения, причем это наиболее отчетливо проявляется при высоких темпах включения сцепления. При $T_{\text{сц}} > 1,2$ с кривые $\chi_T = f(T_{\text{сц}})$ имеют более пологий характер изменения абсолютных значений. Такое динамическое изменение величины χ_T на наш взгляд объясняется такими факторами, как величиной работы буксования сцепления и величиной упругого момента трансмиссии, воздействующего на поступательное перемещение массы трелевочного трактора.

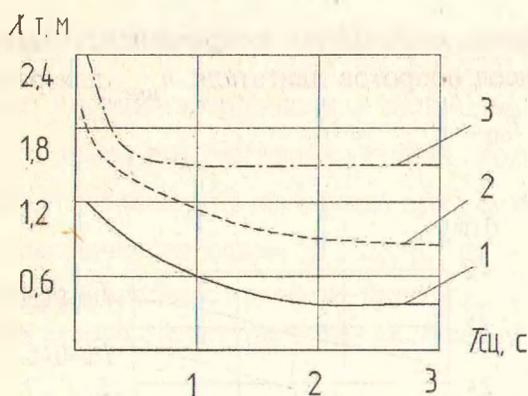


Рис. 3. Значение величины χ_T от $T_{\text{сц}}$ для различных значений оборотов коленчатого вала двигателя $n_{\text{нач}}$:
1 – 1400 об/мин; 2 – 1650 об/мин; 3 – 1900 об/мин

Выводы

Приведенные расчетные исследования по динамике нагружения колесного трелевочного трактора подтвердили правильность предположения о природе возникновения динамических явлений при трогании и движении машины с пачкой деревьев и выявили нелинейный характер их возникновения. 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. Галицкий, Е. Н. Исследование динамики движения колесного трелевочного трактора на неустановившихся режимах : дис. ... канд. техн. наук. – Москва, 1971. – 21 с.
3. Симанович, В. А. Разработка приведенной расчетной модели «колесный тягач–прицепной модуль–пачка деревьев» / В. А. Симанович, В. С. Исаченков // Труды БГТУ. – Вып. XIII. – Серия II, Лесная и деревообрабатывающая промышленность, 2005. – С. 138–142.