

Энергетические параметры модификаций лесохозяйственных тракторов следует определять с учетом характера нагрузочных режимов двигателя. Для улучшения динамических качеств и повышения рабочих скоростей движения тракторов ЛХТ-55 и ТТ-4 до 4—5 км/ч при производстве энергоемких лесохозяйственных работ необходимо увеличить их энергонасыщенность и обеспечить определенные значения моментов инерции, приведенных к коленчатому валу двигателя, позволяющих работать при неустановившемся характере нагрузки на двигатель с высокими степенями его загрузки.

УДК 634.0.377.44:634.0.82

Влияние на динамику лесотранспортных систем гибкости пакета хлыстов при его поперечном расположении

Канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ

Изучению динамики лесотранспортных систем посвящены работы многих исследователей. В исследованиях Б. Г. Гастева, В. И. Мельникова [1] и др. рассматривается динамика лесовозных автопоездов с учетом гибкости пакета деревьев. Исследования показывают, что параметры упругости хлыстов оказывают существенное влияние на величину динамических нагрузок и характер колебаний поддресоренных и неподдресоренных масс машин.

В работах, посвященных исследованию динамики лесотранспортных систем, обычно рассматривают случай продольного размещения на них пакета хлыстов (по схеме лесовозного автопоезда). Однако известны многочисленные случаи, когда пакет хлыстов располагается поперек продольной оси машины. В последнее время широко применяются челюстные погрузчики, транспортирующие деревья по лесосеке к подвижному составу в положении хлыстов поперек продольной оси машины.

В литературе отсутствуют сведения по исследованию данных и других подобных систем при учете гибкости пакета хлыстов. В статье П. Н. Ивашкевича [2] рассматривается динамика челюстных погрузчиков, однако пакет хлыстов при этом принят жестким. Влияние же параметров гибкости деревьев, особенно при их поперечном расположении, значительно. Рассмотрим вертикальную динамику челюстного погрузчика с учетом гибкости пакета хлыстов, используя расчетную схему погрузчика П-2 с полужестким ходовым устройством.

Схема, эквивалентная вертикальным и поперечно-угловым колебаниям поддресоренных масс системы трактора и груза, имеет вид, показанный на рис. 1. В соответствии со схемой поддресоренные массы трактора M_1 приведены к точке O , масса пакета хлыстов распределена на три точки [1] — O (масса m_0), а также A и B (соответственно — массы m_A и m_B). Система в данном случае имеет четыре степени свободы, которые описываются координатами φ , z_0 , z_A , z_B .

В связи с конструктивными особенностями полужесткого ходового устройства, величина вертикального перемещения z_0 точки O системы связана с угловыми продольными перемеще-

1. Болтинский В. Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке. М., Сельхозгиз, 1949.
2. Васильев К. В. Исследование загрузки трелевочного трактора ТДТ-40. Диссертация. Л., 1963.
3. Стахеев Ю. И. Тяговая динамика лесохозяйственного агрегата. Сб. трудов ВНИИМлесхоз. Современные машины и механизмы в лесном хозяйстве. Вып. 1. 1972.
4. Стахеев Ю. И. Аппаратура и методика измерения нагрузочных режимов лесохозяйственных агрегатов. «Лесной журнал», 1964, № 5.
5. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. М., Физматгиз, 1961.

ниями β поддресоренной массы системы соотношением $z_0 = L\beta$, где L — расстояние в продольной плоскости машины от неподдресоренной оси системы до точки O .

Таким образом, в продольной плоскости достаточно будет рассмотреть вертикальные перемещения системы.

Если принять систему симметричной относительно вертикальной оси O_1O' , то можно предположить [1], что вертикальные колебания не будут связаны с поперечно-угловыми. С учетом сказанного рассмотрим сначала вертикальные колебания без связи их с поперечно-угловыми.

Суммарную жесткость и суммарный коэффициент сопротивления подвески обозначаем соответственно $C_{пр}$ и $K_{пр}$. Для упрощения конечных расчетных формул сопротивления, возникающие при изгибе пакета хлыстов, не учитываем, принимая во внимание правомерность такого допущения [1]. Составленные на основании принципа Лагранжа уравнения вертикальных колебаний погрузчика с учетом гибкости пакета хлыстов имеют вид

$$\left. \begin{aligned} (m_T + m_0)\ddot{z}_0 + m_A\ddot{z}_A + m_A\ddot{z}_A + m_B\ddot{z}_B + m_B\ddot{z}_B + \\ + K_{пр}\dot{z}_0 + C_{пр}z_0 = C_{пр}q + K_{пр}\dot{q}; \\ m_A\ddot{z}_A + m_A\ddot{z}_A + S_A z_A = 0; \\ m_B\ddot{z}_B + m_B\ddot{z}_B + S_B z_B = 0, \end{aligned} \right\} (1)$$

где q — перемещения, вызванные неровностями пути; S_A и S_B — жесткость при изгибе соответствующих свободных концов пакета хлыстов.

При укладке хлыстов вразнокомелицу [1] имеем: $m_A = m_B = m_x$; $l_A = l_B = z$. Жесткость S пакета при изгибе равна суммарной жесткости свисающих концов. При указанных условиях система уравнений значительно упрощается и состоит из двух дифференциальных уравнений, которые после некоторых преобразований могут быть записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_0 + 2hz_0 + \omega_T^2 z_0 + m\ddot{z} = \omega_T^2 q + 2h\dot{q}; \\ \ddot{z}_0 + \ddot{z} + \omega_x^2 z = 0, \end{aligned} \right\} (2)$$

где $2h = K_{пр}/M$ — приведенный коэффициент затухания подвески; $\omega_T = \sqrt{C_{пр}/M}$ — парциальная частота вертикальных колебаний трактора; $m = 2m_x/M$ — коэффициент массы; $\omega_x = \sqrt{S/m_x}$ — парциальная частота колебаний пакета хлыстов; $M = M_T + m_0 + 2m_x$ — полная масса системы.

Используя преобразования Лапласа и Фурье [3] уравнений (2), после некоторых операций без учета запаздывания воздействия получаем амплитудно-частотную характеристику линейных вертикальных колебаний погрузчика, модуль которой

$$|W_{z_0}(i\omega)| = \sqrt{\frac{A_\omega^2 + B_\omega^2}{C_\omega^2 + D_\omega^2}}, \quad (3)$$

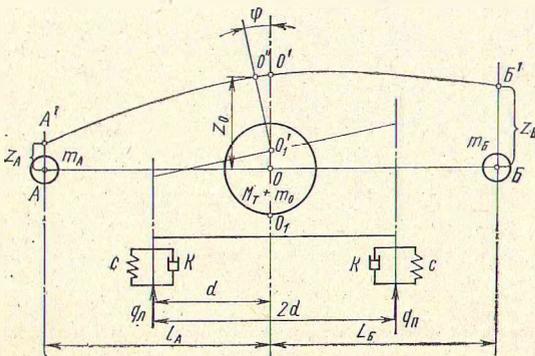


Рис. 1. Эквивалентная схема колебательной системы с поперечным расположением пакета хлыстов

где

$$\left. \begin{aligned} A_{\omega} &= \omega_1^2 \omega_x^2 - \omega_2^2 \omega_x^2; \\ B_{\omega} &= 2h \omega_x^2 \omega - 2h \omega^3; \\ C_{\omega} &= (1+m)\omega^4 - (2h + \omega_1^2 + \omega_x^2)\omega^2 + \omega_1^2 \omega_x^2; \\ D_{\omega} &= 2h \omega_x^2 \omega. \end{aligned} \right\} (4)$$

В выражениях (4) ω — частота воздействия.

По формуле (3) произведены вычисления при следующих основных параметрах системы, соответствующей расчетной схеме, приведенной на рис. 1. $M_T = 19 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{см}$; $m = 0,42$; $2h = 1,05 \text{ 1/с}$; $\omega_1^2 = 31,5 \text{ 1/с}^2$; $\omega_x^2 = 9,38 \text{ 1/с}^2$.

На рис. 2 показана частотная характеристика (кривая 1), рассчитанная при приведенных выше параметрах системы. Как видно из рисунка, кривая частотной характеристики плавно изменяется с возрастанием частоты, имея при определенном ее значении (равном для данного случая $4,23 \text{ 1/с}$) максимум модуля — $|W_{z_0}(i\omega)_{\max}| = 6,5$. При частоте, равной нулю, значение модуля амплитудной частотной характеристики равно единице. С возрастанием ω более $4,23 \text{ 1/с}$ кривая плавно снижается, приближаясь затем к оси абсцисс.

Характер кривой, а также значения модуля при различных частотах сильно зависят от параметров системы и прежде всего от характеристики подвески. Однако значительное влияние на протекание кривых модуля, а следовательно, и на динамические качества системы оказывают также упругие параметры пакета хлыстов. Влияние пакета определяется парциальной частотой $\omega_x^2 = S/m_x$, входящей в коэффициенты (4) формулы (3).

Из выражения частоты видно, что при возрастании жесткости S хлыстов при изгибе при неизменном m_x величина ω_x увеличивается и, наоборот, при меньшей S уменьшается. Кривая 2 на рис. 2 соответствует значению $\omega_x^2 = 10 \text{ 1/с}^2$. Из графика видно, что при увеличении ω_x , т. е. возрастании жесткости пакета хлыстов, частота максимума сдвинулась в сторону меньших частот ($4,07 \text{ 1/с}$), а максимальное значение модуля уменьшилось и составило $4,88$.

Однако, как показывают проведенные исследования, постоянного снижения значений $|W_{z_0}(i\omega)|$ при увеличении жесткости S происходить не будет. Так, при $\omega_x^2 = 30 \text{ 1/с}^2$ максимальная величина модуля составляет уже $5,32$.

На рис. 3 приведен график зависимости модуля $|W_{z_0}(i\omega)|$ от ω_x^2 (кривая 1), из которого видно, что при данных расчетных параметрах системы существует оптимальное значение ω_x^2 , при котором величина модуля будет минимальной.

Для нашего случая оптимальное значение $\omega_x^2 = 22 \text{ 1/с}^2$, при этом величина $|W_{z_0}(i\omega)|$ составляет всего $0,08$. При значениях ω_x^2 менее 10 и более $1/с^2$ начинается резкое возрастание модуля. Следовательно, значений S , соответствующих ω_x^2 , выходящих за указанные пределы, следует избегать.

В результате исследований выяснилось также, что частоты ω_{\max} максимальных значений модуля до области оптимальных величин $|W_{z_0}(i\omega)|$ уменьшаются, а затем начинают возрастать. График изменения частот ω_{\max} в зависимости от величины ω_x^2 показан на рис. 3 (кривая 2). Приведенные на рис. 3 графики могут быть использованы при определении максимальных реакций системы на возмущение.

Как известно [3], при синусоидальном воздействии от пути $q = H \sin \omega t$ амплитуда реакции системы равна

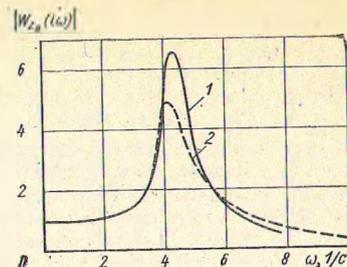
$$z = H |W_{z_0}(i\omega)|,$$

где H — высота неровности пути.

Величина $|W_{z_0}(i\omega)|$ может быть найдена по кривой 1 (см. рис. 3), вычисленной по формуле (3); причем по кривой 1 подбирается значение модуля, соответствующее оптимальному или отличному от оптимального значения параметров упругости пакета хлыстов.

В случае невозможности использования оптимальных показателей ω_x^2 необходимо найти такие значения модуля, которые при данной длине неровности пути будут находиться в дорезонансной или резонансной областях. В этом случае

Рис. 2. Частотные характеристики на вертикальных колебаниях погрузчика



может быть использована кривая 2 (см. рис. 3), которая дает значения частот максимальных амплитуд модуля частотной характеристики при различных значениях ω_x^2 .

Порядок определения величины z_{\max} состоит в следующем. Например, при длине неровности $L = 1,5 \text{ м}$ и $V = 1 \text{ м/с}$ частота воздействия от пути, определенная по формуле $\omega = 2\pi V/L$, равна $4,19 \text{ 1/с}$. По кривой 2 (см. рис. 3) устанавливаем, что частоте $4,19 \text{ 1/с}$ соответствует значение $\omega_x^2 = 9,6 \text{ 1/с}^2$. По кривой 1 находим, что при $\omega_x^2 = 9,6 \text{ 1/с}^2$ модуль равен 6 . Следовательно, максимальное отклонение z_{\max} при высоте неровности $H = 5 \text{ см}$ равно 30 см . Значения реакций в дорезонансной и резонансной областях будут значительно меньше.

Рассмотренный случай, соответствующий уравнениям (2), предполагает отсутствие поперечно-угловых колебаний системы, а также размещение хлыстов вразнокомелю. При учете поперечно-угловых колебаний Φ системы, а также при расположении хлыстов комлями в одну сторону, колебания погрузчика будут иметь более сложный вид.

Для данного случая выражение амплитудно-частотной характеристики поперечно-угловых колебаний системы имеет вид

$$|W_{\Phi}(i\omega)| = \sqrt{\frac{(a_1 \omega^6 + a_2 \omega^4 - a_3 \omega^2 + a_4)^2 +}{(c_1 \omega^4 - c_2 \omega^2 + c_3)^2 +} \rightarrow \frac{+ (-b_1 \omega^3 + b_2 \omega^2 - b_3 \omega)^2}{+ (-d_1 \omega^5 + d_2 \omega^3 - d_3 \omega)^2}} \quad (5)$$

где a_{1-4} , b_{1-3} , c_{1-3} , d_{1-3} — коэффициенты характеристики, зависящие от общих параметров и параметров подвески погрузчика.

Ввиду сложности выражения (4) вычисления для рассматриваемого случая были произведены с помощью ЭЦВМ «Минск-22».

Анализ данных расчета показал, что на поперечную устойчивость машины значительное влияние оказывает гибкость пакета хлыстов. При определенном оптимальном значении жесткости свисающих концов пакета хлыстов его влияние на динамику машины будет наименьшим. Большое влияние на характер колебаний системы оказывает расстояние между захватами челюстного погрузчика и соотношение свисающих справа и слева машинных комлей и верхних деревьев.

Исследования показывают, что перемещения комлей и вершин деревьев z_A и z_B значительно отличаются друг от друга. Так, при движении через неровности длиной $0,8$ и высотой 30 см и $V = 2,78 \text{ м/с}$ перемещение $z_{A \max}$ составляет 15 см , а $z_{B \max} = 24,5 \text{ см}$.

Анализ результатов исследований показывает, что наименьшая динамическая нагруженность системы наблюдается при жесткости подвески трактора, изменяющейся в пределах $300-800 \text{ кг/см}$. Установлено, что увеличение коэффициента сопро-

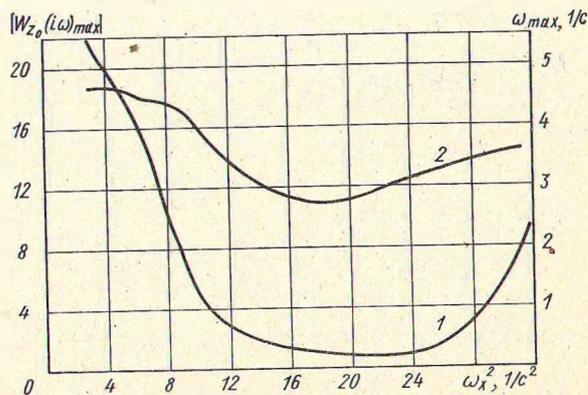


Рис. 3. Графики зависимости параметра ω_x^2 от модуля $|W_{z_0}(i\omega)|$ и частоты воздействия ω

тивления подвески оказывает существенное влияние на характер и интенсивность вертикальных и угловых колебаний системы до значения $K_{пр} < 25$ кг·с/см.

Как на поперечную устойчивость трактора, так и на перемещения z_A и z_B сильное влияние оказывает величина колеи $2d$, которую, как показывают расчетные данные, следует проектировать по возможности большей, однако при этом выбранное значение колеи следует уточнить по частотным характеристикам системы с учетом частот внешнего воздействия. Установлено, что колею рассматриваемого погрузчика из указанных соображений желательнее увеличить на 10—20 см. Установлено также, что при остальных исходных параметрах оптимальное значение базы погрузчика равно 3 м.

Интересное влияние на изменение параметров рассматриваемой системы оказывают массы свисающих концов пакета хлыстов.

Диапазон изменения массы m_B вершинной части хлыстов невелик, и уже при $m_B = 70 \div 80$ кг·с²/м машина практически теряет устойчивость. Диапазон изменения массы комлевой части пакета больше. После значения $m_A = 130$ кг·с²/м амплитуды колебаний φ , z_A и z_B начинают уменьшаться до значения $m_A = 142$ кг·с²/м, а затем снова возрастают. Предельное значение $m_A = 195$ кг·с²/м.

Проведенный анализ показал, что динамика машины в сильной степени зависит от места захвата хлыстов по длине. Не-

который сдвиг хлыстов в направлении их комлевой части улучшает динамические показатели.

Как показали проведенные исследования, жесткость пакета хлыстов при изгибе при их поперечном расположении оказывает существенное влияние на динамику лесотранспортных систем. Величины коэффициентов динамичности могут достигать при благоприятных условиях больших значений. Однако при определенном соотношении параметров лесотранспортной системы и пакета хлыстов коэффициент динамичности может быть снижен.

Пользуясь изложенной методикой, можно выбрать оптимальные значения параметров упругости пакета хлыстов при тех или иных условиях. Предлагаемая методика может быть использована при соответствующем изменении расчетной схемы не только для челюстных погрузчиков, но и для других типов машин с поперечным расположением пакета хлыстов.

Литература

1. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., «Лесная промышленность», 1967.
2. Ивашевич П. Н. Влияние жесткости гидросистемы челюстных погрузчиков на величину динамических нагрузок. — «Тракторы и сельхозмашины», 1970, № 10.
3. Силаев А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортные машин. М., Машгиз, 1963.

УДК 631.347/348

Об имитаторах многодырчатых распылителей Канд. техн. наук И. А. МИЧКИН

При регулировке и контроле серийных топливных насосов применяются эталонные форсунки, укомплектованные распылителями-имитаторами, т. е. бесштифтовыми однодырчатыми распылителями с коническим запорным торцом иглы и соосным (с осью распылителя) расположением соплового отверстия. Применение имитаторов вместо многодырчатых распылителей объясняется высокими требованиями к идентичности параметров эталонных форсунок и простотой конструкции и изготовления имитаторов.

Параметры имитатора подбираются на номинальном скоростном режиме из условия обеспечения постоянной величины подачи топлива насосом независимо от используемого в форсунке распылителя (имитатора или многодырчатого). Однако опыт применения имитаторов показал, что величины цикловых подач топлива насосом на режимах, отличных от номинального, зависят от типа и индивидуальных конструктивных особенностей смонтированного на форсунку распылителя. На рис. 1 приведены регуляторные характеристики топливного насоса УТН-5, снятые от одной секции топливного насоса при последовательной комплектации форсунки многодырчатыми распылителями (средняя кривая 1) и распылителями-имитаторами (кривые 2—5). Согласно этим характеристикам при 850 об/мин, т. е. на контрольном режиме проверки величины запаса подачи топлива, необходимого для обеспечения максимального крутящего момента дизеля мощностью 75 л. с., разница в цикло-

вых подачах достигает примерно 10 мм³/цикл при существенной неидентичности величин цикловых подач, полученных на распылителях-имитаторах.

Это не позволяет заводу-изготовителю при регулировке серийных топливных насосов на имитаторах ввести какую-либо поправку, учет которой гарантировал бы совпадение требуемых и получаемых потребителем регулировочных параметров насоса на многодырчатых распылителях.

Отмеченное вызывает существенные трудности при регулировке серийных топливных насосов и является первопричиной претензий потребителя по отсутствию или чрезмерно большому запасу подачи топлива на режиме максимального крутящего момента дизеля.

Характеристики подачи топлива, определенные от одной секции топливного насоса при различных оборотах вала привода насоса и зафиксированных положениях органа управления подачи, также подтверждают, что распылители-имитаторы с центральным расположением соплового отверстия обеспечивают удовлетворительное совпадение цикловых подач топлива с подачами, полученными на многодырчатых распылителях, только в принятии для регулировки величины подачи топлива положении органа управления подачи.

Для определения причин зависимости величин цикловых подач топлива насосом от типа смонтированного на форсунку распылителя рассмотрим схематические изображения потоков топлива в центральных каналах носков распылителей (рис. 2).

Рис. 1. Регуляторные характеристики: 1 — многодырчатые распылители; 2—5 — однодырчатые распылители-имитаторы с центральным расположением соплового отверстия

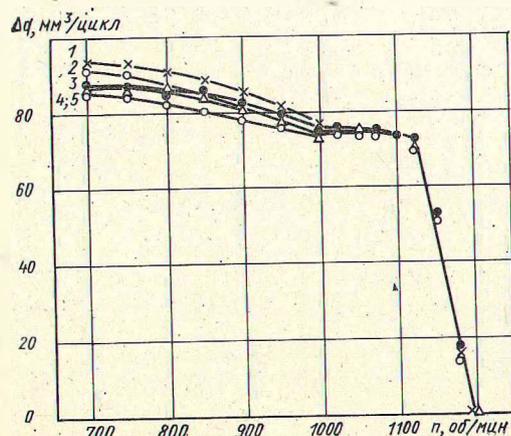


Рис. 2. Схематическое изображение потоков топлива в центральных каналах носков распылителей

