

А. Ф. Тихонов, А. В. Жуков, А. И. Смяян

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПОДЪЕМА И ОПУСКАНИЯ ХЛЫСТОВ ПРИ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ ОПЕРАЦИЯХ

В настоящее время в лесной промышленности СССР и за рубежом имеется большое число различных по конструкции и назначению погрузочно-разгрузочных механизмов. Это стационарные и самоходные на гусеничных или колесных шасси крановые установки, мощные мостовые краны, челюстные погрузчики и т.д.

Особое место среди них занимают установки и механизмы, предназначенные для погрузки на транспортные средства хлыстов на верхних складах и их разгрузки на нижних.

Для погрузки леса на лесовозные автопоезда широко применяют челюстные погрузчики, трособлочные системы с приводом от лебедки тягача, различного типа крупнопакетные мачтовые установки. В Гузерипльском леспромхозе ЦНИИМЭ, например, погрузочные работы на верхних складах производятся в основном: крупнопакетными установками с приводом от трелевочного трактора ТДТ-75, крупнопакетными установками с приводом от лебедок ЛЛ-8 и ГИЛМ-4, челюстными погрузчиками П-2, автокранами на базе автомобиля КраЗ.

Вывезенные с верхнего склада хлысты и полухлысты на приемо-раздаточной площадке нижнего склада разгружаются тельферными установками грузоподъемностью 20 т (рис. 1). Для разгрузки деревьев с кроной со цепов УЖД и автопоездов в Крестецком и других леспромхозах страны используют мостовой кран К-20/5-25 грузоподъемностью 20 т.

В леспромхозах комбината Братсклес, в Крестецком леспромхозе и других, как и в Гузерипльском, при погрузке леса на верхних складах широко распространены крупнопакетные мачтовые установки с приводом от лебедок или трелевочных тракторов. Объем леса, отгружаемого такими установками, значителен. Так, из 122 тыс.м³ леса, вывезенного в Гузерипльском ЛПХ автопоездами в течение 1972 г., 49,1 тыс.м³ погружено автокранами, 79,9 тыс.м³ — крупнопакетными установками с приводом от лебедок и тракторов ТДТ-75 (рис. 2, а).

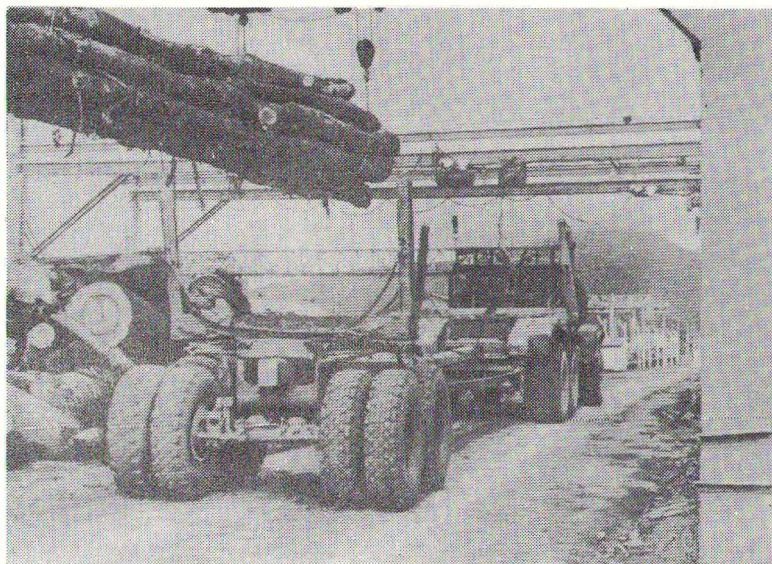


Рис. 1. Разгрузка хлыстов на нижнем складе
Гузерикульского ЛПХ.

При работе указанных установок возникают сложные динамические явления, изучение которых необходимо для правильного выбора и расчета элементов грузоподъемных систем.

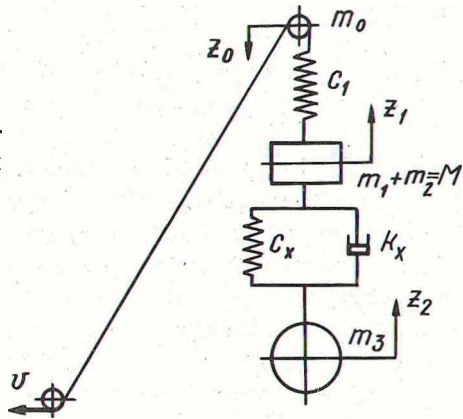
Требуют изучения такие вопросы, как динамика подъема и опускания хлыстов, динамические явления, возникающие при пуске и остановке механизмов подъема, резкий отрыв хлыстов от опор при подъеме или резкое опускание их на транспортное средство при погрузке.

Результаты исследований динамики грузоподъемных машин общего назначения и некоторых специальных изложены в работах М.С. Комарова [1], П.Е. Богуславского [2], А.О. Спиваковского [3] и др. Однако работа установок, предназначенных для погрузки и разгрузки хлыстов или деревьев с кронами должна учитывать гибкость хлыстов (при изгибе), особенности их подвешивания и условия разгона механизма подъема за счет движения трактора и т.п. При любых схемах лесных погрузочно-разгрузочных установок специального учета требуют динамические явления, возникающие за счет гибкости пакета хлыстов.



б

Рис.2. Погрузка леса крупно-
 пакетной мачтовой установкой
 на лесосеке; а — общий вид
 установки; б — расчетная схе-
 ма.



С целью изучения этих явлений и с целью отработки мето-
 дики расчета динамики лесного погрузочно-разгрузочного обо-
 рудования рассмотрим на примере крупнопакетной мачтовой
 установки процесс нормального подъема или опускания гибкого
 груза (см. рис.2,а).

Расчетная схема установки показана на рис.2, б. На схеме
 приведенная масса элементов привода подъемного механизма
 обозначена m_0 . Масса пакета хлыстов распределена на три

дискретные массы m_1 , m_2 и m_3 [4]. Условно считаем, что масса m_3 подвешена к массе $M = m_1 + m_2$ с помощью гибкого элемента, имеющего показатели жёсткости C_x и демпфирования k_x , совпадающие с аналогичными показателями пакета хлыстов [5]. Масса M соединена с массой m_0 условным упругим элементом, имеющим жесткость C_1 . Характеристики упругих элементов принимаем линейными.

При распределении общей массы пакета хлыстов на три дискретных массы m_1 , m_2 , m_3 необходимо соблюдать следующие условия [4]: а) сумма масс m_1 , m_2 и m_3 должна быть равна общей массе пакета хлыстов M_0 ; б) центр тяжести трех масс должен совпадать с центром тяжести пакета $m_1 l_1 = m_2 l_2$; в) момент инерции масс относительно центра тяжести должен быть равен моменту инерции пакета J_0

$$m_1 l_1^2 = m_2 l_2^2 = J_0.$$

Совместно решая приведенные уравнения, получим выражения для дискретных масс:

$$m_1 = \frac{J_0}{l_1 l_0}; \quad m_2 = \frac{J_0}{l_2 l_0}; \quad m_3 = M_0 - \frac{J_0}{l_1 l_2}, \quad (1)$$

где l_1 — расстояние от первой точки подвеса до вертикальной плоскости, проведенной через центр тяжести пакета хлыстов; l_2 — расстояние от второй точки подвеса до той же плоскости; l_0 — расстояние между точками подвеса, $l_0 = l_1 + l_2$.

Движение груза происходит под действием ускоряющей силы $f(t)$, изменяющейся во времени и действующей только в процессе установившегося движения. При весе груза Q полная ускоряющая сила составит $Q + f(t)$. Положение системы при ее движении характеризуется следующими обобщенными координатами: Z_0 — перемещение массы элементов привода m_0 в неподвижной системе координат; Z_1 — перемещение массы $M = m_1 + m_2$ в подвижной системе координат; Z_2 — перемещение массы m_3 .

При исследовании динамики данной системы необходимо определить динамическое усилие, возникающее в тяговых элементах погрузочной установки. Величина этого усилия определится из выражения

$$F_q = (Z_1 - Z_2) C_x,$$

где $(Z_1 - Z_2)$ — деформация тяговых элементов в момент времени t .

Деформация $(Z_1 - Z_2)$ определится из совместного решения уравнений движения масс m_0 , M_0 и m_3 . Для получения дифференциальных уравнений движения составим выражения кинетической энергии I , потенциальной — Π и функции рассеивания Φ .

Для массы M кинетическая энергия

$$T_1 = \frac{M}{2} \dot{Z}_1^2.$$

Потенциальная энергия этой же массы выражается формулой

$$\Pi = \frac{(Z_1 - Z_2)^2 C_x}{2}.$$

Исходя из уравнения Лагранжа, получим дифференциальное уравнение движения массы

$$M \ddot{Z}_1 + (Z_1 - Z_2) C_x = Q + f(t). \quad (2)$$

При рассмотрении движения массы m_2 необходимо учесть перемещения приведенной массы m_0 . Абсолютная скорость массы m_3 равна $(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_0)$ и, следовательно, кинетическая энергия будет

$$T_2 = \frac{m_3}{2} (Z_2 - Z_0)^2.$$

Потенциальная энергия и функция рассеивания для массы m_3 соответственно равны:

$$\Pi_2 = \frac{(Z_1 - Z_2) C_x}{2};$$

$$\Phi = \frac{1}{2} k_x (Z_1 - Z_2).$$

На массу m_3 действует внешняя сила, равная весу груза Q . Тогда дифференциальное уравнение движения массы m_3 будет иметь вид

$$m_3 (\ddot{Z}_2 - \ddot{Z}_0) - k_x (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) - (Z_1 - Z_2) C_x = -Q. \quad (3)$$

Аналогично найдем уравнение движения массы m_0 .

Кинетическая и потенциальная энергия этой массы равны:

$$T = \frac{m_0}{2} \dot{Z}_0^2 ; \quad \Pi = \frac{C_1 Z_0^2}{2} .$$

Уравнение движения массы запишется так:

$$m_0 \ddot{Z}_0 + Z_0 C_1 = (Z_1 - Z_2) C_x . \quad (4)$$

Рассмотрим систему дифференциальных уравнений (2), (3) и (4). Для упрощения решения предположим, что динамическая деформация опоры мало отличается от статической, т.е.

$$Z_0 C_1 = (Z_1 - Z_2) C_x .$$

После двойного дифференцирования имеем:

$$\ddot{Z}_0 = \frac{C_x}{C_1} (\ddot{Z}_1 - \ddot{Z}_2) .$$

Подставим полученное значение \ddot{Z}_0 в уравнение (3). Тогда

$$m_3 \ddot{Z}_2 - m_3 \frac{C_x}{C_1} (\ddot{Z}_1 - \ddot{Z}_2) - k_x (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) - (Z_1 - Z_2) C_x = -Q .$$

Окончательно имеем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M \ddot{Z}_1 + (Z_1 - Z_2) C_x &= Q + f(t) \\ m_3 \ddot{Z}_2 - m_3 \frac{C_x}{C_1} (\ddot{Z}_1 - \ddot{Z}_2) - k_x (Z_1 - Z_2) - (Z_1 - Z_2) C_x &= -Q . \end{aligned} \right\} (5)$$

При умножении первого уравнения системы на m_3 , а второго на M , вычитая из первого уравнения второе, после соответствующих преобразований получим

$$\begin{aligned} (\ddot{Z}_1 - \ddot{Z}_2) + \frac{k_x}{m_3} (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) \frac{C_1}{C_1 + C_x} + \frac{M + m_3}{M m_3} C_{np} (Z_1 - Z_2) &= \\ = \frac{Q(m_3 + M)}{M m_3} \frac{C}{C_1 + C_x} + \frac{f(t)}{M} \frac{C_1}{C_1 + C_x} , \end{aligned} \quad (6)$$

где C_{np} — приведенный коэффициент жесткости $C_{np} = \frac{C_1 C_x}{C_1 + C_x}$.

$$\text{Обозначим: } \frac{C_1}{C_1 + C_x} \frac{k_x}{m_3} = 2\sigma ; \quad \frac{M + m_3}{m_3 M} C_{np} = \omega^2 .$$

Тогда выражение (6) запишется

$$(\ddot{Z}_1 - \ddot{Z}_2) + 2\sigma(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) + \omega^2(Z_1 - Z_2) = \frac{Q(m_3 + M)}{Mm_3} \frac{C_1}{C_1 + C_x} + \frac{f(t)}{M} \frac{C_1}{C_1 + C_x}. \quad (7)$$

Общее решение уравнения (7) будем искать в виде (7)

$$(Z_1 - Z_2) = L^{-\sigma t} (A \sin \beta t + B \cos \beta t) + \varphi(t), \quad (8)$$

где A и B — коэффициенты, определяемые из начальных условий; $\beta = \sqrt{\omega^2 - \sigma^2}$ — частота затухающих колебаний системы; $\varphi(t)$ — частное решение уравнения (8), зависящее от $f(t)$

Рассмотрим случай, когда сила постоянная, т.е.

$$f(t) = P = \text{const}.$$

Зададимся следующими начальными условиями: при $t = 0$;

$$Z_1 - Z_2 = \frac{Q}{C_x} \quad \text{и} \quad \dot{Z}_1 - \dot{Z}_2 = 0.$$

Данные условия означают, что в момент приложения избыточной силы $f(t)$ элементы механизма нагружены статической силой, при этом скорость нагружения равна нулю.

Подставляя значение $f(t)$ в уравнение (7), получим частное решение этого уравнения

$$\varphi(t) = \frac{Pm_3}{C_x(M+m_3)} + \frac{Q}{C_x}.$$

Тогда полное решение примет вид

$$(Z_1 - Z_2) = L^{-\sigma t} (A \sin \beta t + B \cos \beta t) + \frac{Pm_3}{C_x(M+m_3)} + \frac{Q}{C_x}. \quad (9)$$

Используя принятые начальные условия, найдем:

$$A = 0; \quad B = - \frac{Pm_3}{C_x(M+m_3)}.$$

Окончательно имеем:

$$(Z_1 - Z_2) = \frac{Pm_3}{C_x(M+m_3)} (1 - L^{-\sigma t} \cos \beta t) + \frac{Q}{C_x}. \quad (10)$$

Усилие, воспринимаемое упругим звеном, выражается зависимостью

$$F_q = (Z_1 - Z_2)C_x = \frac{Pm_3}{M+m_3} (1 - L^{-\sigma t} \cos \beta t) + Q. \quad (11)$$

Отсюда максимальное расчетное значение динамического усилия равно

$$F_q^{\max} \approx \frac{2Pm_3}{M+m_3} + Q. \quad (12)$$

Формула (11) позволяет вычислить значения динамических усилий в упругом звене в процессе подъема и опускания подвешенного груза, пакета хлыстов, для различных значений параметров системы.

Для исследования были приняты следующие значения расчетных параметров: $M_0 = 8 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{см}}$; $C_1 = \frac{\text{кг}}{\text{см}}$; $C_x = 1500 \frac{\text{кг}}{\text{см}}$;

$$k_x = 60 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{см}}; \quad P = 1000 \text{ кг}; \quad J_0 = 19 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{см}.$$

Выражения (1) позволяют определить величины дискретных масс. В нашем случае: $m_1 = 1,8 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{см}}$; $m_2 = 0,9 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{см}}$;

$$m_3 = 5,3 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{см}}.$$

При данных числовых значениях по уравнению (11) построены графики, которые представлены на рис. 3. Из графиков видно, что при $f(t) = P = \text{const}$ движение системы представляет собой затухающие колебания с постоянной частотой и постепенно убывающими амплитудами. Колебания происходят вокруг линии, определяемой постоянным членом $\frac{Pm_3}{M+m_3}$, что согласуется с физическим смыслом явления. Круговая частота изменения процесса при исходных параметрах составляет $\beta = 22,4 \text{ 1/с}$, период колебаний при этом равен 0,267 с. Наибольшим является первый максимум кривой, равный в данном случае 1080 кг. Логарифмический декремент затухания (7), который является количественной характеристикой темпа затухания для кривой 3, составляет $\delta = 0,955$. Характерно, что кривая $F_q = f(t)$, изменяя свои значения от максимума до минимума, имеет наименьшее значение при первом отрицательном всплеске. Для кривой 3 F_q^{\min} составляет всего 436 кг.

На рис. 3 приведены также графики изменения динамического усилия F_q при различных значениях коэффициента жесткости пакета хлыстов. Максимальные значения динамического усилия F_q^{\max} при различных C_x изменяются в следующих пределах: при $C_x = 500 \text{ кг/см}$ $F_q^{\max} \approx 900 \text{ кг}$, а при $C_x = 5000 \text{ кг/см}$ $F_q^{\max} = 1160 \text{ кг}$.

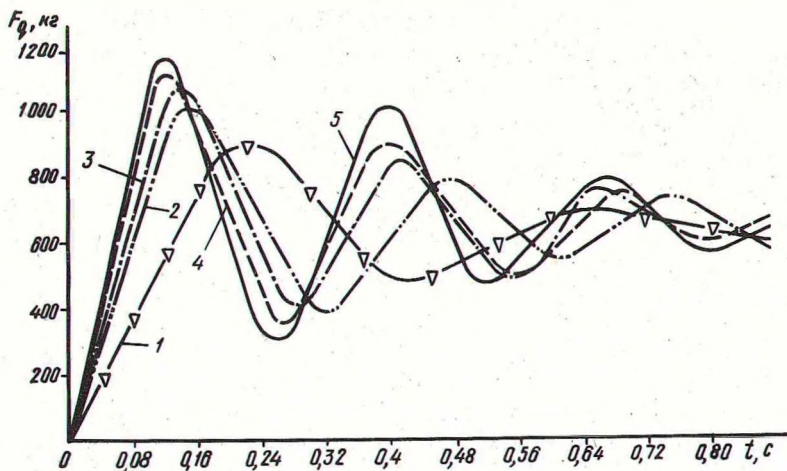


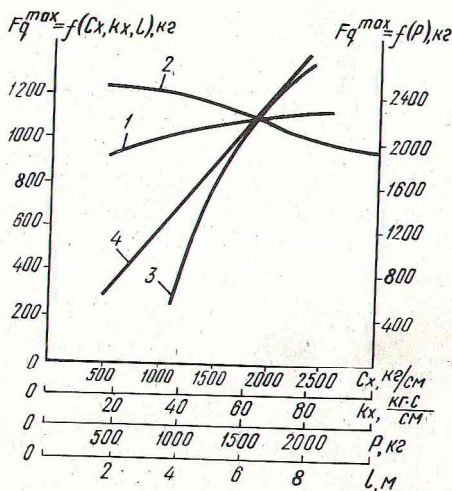
Рис. 3. Графики вертикальных динамических усилий, возникающих при подъеме хлыстов: 1 — $C_x = 500$ кг/см; 2 — $C_x = 1000$ кг/см; 3 — $C_x = 1500$ кг/см; 4 — $C_x = 2000$ кг/см; 5 — $C_x = 3000$ кг/см.

При изменении коэффициента жесткости меняются параметры колебательного процесса. Если при $C = 500$ кг/см круговая частота затухающих колебаний составляет $14,3$ 1/с, период колебаний $T = 0,43$ с и логарифмический декремент затухания $\delta = 1,98$, то при $C = 3000$ кг/см круговая частота возрастает до значения $\beta = 24$ 1/с, а период и декремент затухания уменьшаются до значений: $T = 0,262$ с, $\delta = 0,59$. Из данных расчета видно, что при меньшей жесткости пакета колебания совершаются с меньшей частотой и меньшими динамическими усилиями и большим периодом колебаний и декрементом затухания.

Значения F_q^{\max} приблизительно можно определить по формуле (12). Действительное же значение силы будет меньше, чем определяемое по формуле (11). Однако эта разность не превышает 10—15% и во многих случаях такая точность является достаточной. В формуле (12) первое слагаемое представляет собой динамическую, а второе — неизменную составляющую полного усилия F_q^{\max} . Из формулы видно, что на указанную динамическую составляющую и F_q^{\max} в целом существенное значение оказывает отношение $\frac{m_3}{m_3 + M}$. На величину отношения $\frac{m_3}{m_3 + M}$ в нашем случае влияет расстояние от точки подвеса пакета

хлыстов до его центра тяжести — см. формулу (1). Расчеты, проведенные при различных значениях l_0 (расстояния между точками подвеса), показали, что величины F_q^{max} изменяются при этом значительно. Так, при $l_0 = 4\text{ м}$ $F_q^{max} \approx 460\text{ кг}$, а при $l_0 = 10\text{ м}$ $F_q^{max} = 1610\text{ кг}$ (рис. 4, кривая 3). Кривая $F_q = f(l_0)$ плавно возрастает с увеличением l_0 , причем до значений $l_0 = 6,5\text{ м}$, интенсивность увеличения несколько меньше, чем при $l_0 > 6,5$. При значениях $l_0 > 6,5$ характер изменения кривой 3 близок к линейному.

Рис. 4. Зависимости максимальных динамических усилий в установке от параметров системы: 1 — $F_g = f(C_x)$; 2 — $F_g = f(k_x)$; 3 — $F_g = f(l_0)$; 4 — $F = f(P)$.



Изменение величины коэффициента сопротивления пакета хлыстов k_x на F_q^{max} представлено кривой (рис. 4). Отсюда видно, что с увеличением коэффициента сопротивления k_x значения убывают. Так, при $k_x = 20\text{ кг с/см}$ $F_q^{max} = 1200\text{ кг}$, а при $k_x = 80\text{ кг с/см}$ $F_q^{max} = 1000\text{ кг}$. При значениях $k_x = 90\text{ кг с/см}$ и больше изменение последней на F_q^{max} практически влияния не оказывает.

Изменение максимальной величины динамического усилия, как показали расчеты, находится в линейной зависимости и от ускоряющей силы $f(t) = P$ (кривая 4, рис. 4). Характер этого изменения связан следующей функциональной зависимостью:

$$F_q^{max} = 108 P.$$

Таким образом, проведенные исследования показали, что при подъеме и опускании груза в грузоподъемных установках возни-

кают значительные динамические усилия, которые требуют учета. Изменение динамических усилий в системе представляется в виде затухающего колебательного процесса, причем наибольшее значение F_q^{\max} приходится на первый максимум. Как показали расчеты, на динамическую нагруженность системы значительное влияние оказывают ее параметры, а также характеристики пакета хлыстов — жесткость и коэффициент сопротивления.

Разработанная методика применима для расчета динамики грузоподъемных машин различных типов на погрузке-разгрузке хлыстов. Однако с целью изучения некоторых характерных явлений требуют дальнейшей проработки вопросы, связанные с динамикой подъема и одновременного отрыва груза от опоры, опускания груза на упругое основание, раскачивание грузов и др.

Л и т е р а т у р а

1. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. К—М., 1953.
2. Богуславский П.Е. Теоретическое и экспериментальное исследование динамических коэффициентов крановых мостов.—Сб. ВНИИПТМАШ, кн. 1. М., 1949.
3. Спиваковский А.О. Работа грузоподъемных машин в период неустановившегося движения. Днепропетровск, 1927.
4. Гастев Б.Г., Мельников В.И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., 1967.
5. Ковтун И.П. Исследование некоторых вопросов динамики лесовозного автопоезда при взаимодействии с неровностями дороги. Львов, 1970.
6. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики, ч.2. М., 1948.
7. Поновко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М., 1971.