

В свою очередь вероятное число циклов определим по выражению

$$N_0(\tau_i) = \frac{\sigma_\tau}{\pi \sigma} e^{-\tau_i^2 / 2 \frac{\sigma}{\sigma_\tau}} \quad (3)$$

где σ_τ — среднеквадратичное отклонение касательных напряжений; σ — среднеквадратичное отклонение скорости изменения касательных напряжений.

Последний параметр определяется графо-аналитическим методом путем планиметрирования площади под графиком рис. 1, б. Исследования показали, что третья передача используется примерно около 20% от машинного времени. Если общий моторесурс составляет 6000 моточасов, то эта доля примерно равна 1000 моточасам. По спектральной плотности нагруженности, например карданного вала, определены $\sigma_\tau = 126$ ед. и $\sigma_i = 2760$ 1/с. С учетом материала вала $\tau_{-1} = 25000$ Н/см²; $N_0 = 5 \times 10^7$; $m=4$; $a=1$. Используя приведенные выражения, определяется запас прочности с промежуточными данными к расчету (табл. 2).

В рассматриваемом случае запас усталостной прочности при наработке 3000 моточасов равен 0,96. Результаты оценки процессов нагружения и прочности силовой передачи свидетельствуют о ее довольно значительной нагруженности.

Таким образом, проведенные исследования позволили оценить нагруженность и усталостную прочность трансмиссии трелевочного трактора ТБ-1 в зимних условиях и установить наиболее значительный источник воздействий — гусеничный двигатель.

ЛИТЕРАТУРА

1. Солдатенков В.И., Семенов М.Ф., Герчик А.А. Нагрузка трансмиссии трактора ТБ-1 в условиях Коми АССР. — Лесоземлепользование и лесосплав. М., 1978, № 5, с. 9–11.
2. С и л а е в А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1972, с. 192.
3. Семенов М.Ф. Применение методов статистической динамики к расчету усталостной прочности трансмиссии трелевочного трактора. — В сб.: Вопросы механизации и автоматизации работ в лесной промышленности. Петрозаводск, изд. ПГУ им. О.В.Куусинена, 1976. — 43 с.
4. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсирование испытания грузовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1972. — 372 с.

УДК 634.03.34

А.В.ГЕРМАЦКИЙ, канд.техн.наук
(БТИ им. С.М.Кирова)

КОМПЛЕКС МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СИСТЕМ "ГИДРОМАНИПУЛЯТОР—ДЕРЕВО"

При проектировании самопогружающихся лесовозных автопоездов необходимо выбирать и обосновывать параметры гидроманипулятора. Особенно это важно в том случае, если манипулятор применяется от других известных машин, предназначенных для несколько иных целей [1].

В этом случае можно воспользоваться упрощенной динамической моделью, расчетная схема которой показана на рис. 1, а. Если сделать допущение о том, что при торможении и разгоне управляющего гидроцилиндра масса m , представляющая собой приведенную массу стрелы, рукояти и грейферного захвата, совершает вертикальное перемещение Z , то можно получить дифференциальное уравнение свободных колебаний такой системы следующего вида:

$$m\ddot{Z} + K\dot{Z} + CZ = 0,$$

где K – приведенный коэффициент упругости системы; C – приведенный коэффициент жесткости системы.

Такое уравнение решается на аналоговой вычислительной машине (АВМ), например МН-7. С помощью такой модели определяются частоты и логарифмический декремент затухания свободных колебаний манипулятора, установленного на жестком основании. В процессе решения задачи выявляются границы изменения коэффициентов K и C , что дает возможность про-

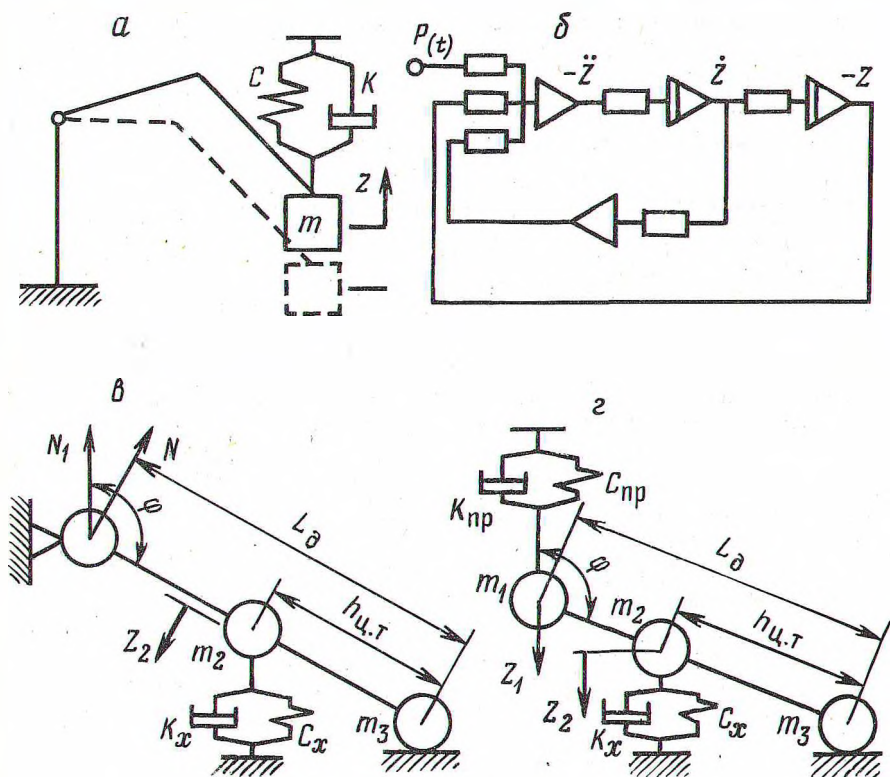


Рис. 1. Расчетные схемы колебаний:

а – свободные колебания одномассовой модели; б – структурная схема моделирования вынужденных колебаний одномассовой модели; в – колебания трехмассовой модели дерева; г – колебания трехмассовой модели хлыста с учетом жесткости и демпфирования манипулятора.

гнозировать резонансные режимы работы установки. Кроме того, с помощью такой модели можно получить зависимость характеристик колебательного процесса от вылета грузозахватного органа, который для данного случая будет характеризоваться величиной приведенной массы m .

Если считать, что на систему действует некоторая сила $P(t)$, изменяющаяся во времени, то получаем уравнение вынужденных колебаний системы

$$m \cdot \ddot{Z} + K \cdot \dot{Z} + C \cdot Z = P(t). \quad (2)$$

Структурная схема моделирования такого уравнения показана на рис. 1, б. Такая модель позволяет снимать амплитудно-частотные и амплитудно-фазовые характеристики стрелового гидроманипулятора (СГМ) еще на стадии проектирования. Входной величиной в этом случае будет сила P , а реакцией модели \ddot{Z} или Z .

При решении ряда задач, особенно связанных с вопросами устойчивости автопоезда, необходимо определять динамическое воздействие на стрелу манипулятора, вызванное свободными колебаниями хлыста. Такое явление наблюдается особенно сильно после торможения гидроцилиндра подъема стрелы. Величина динамического давления будет представлять наиболее типичное воздействие $P(t)$ на систему.

Для определения динамического давления на манипулятор воспользуемся трехмассовой моделью хлыста [2]. Расчетная схема колебаний приведена на рис. 1, в.

Уравнение колебаний хлыста получаем в следующем виде:

$$m_2 \cdot \ddot{Z}_2 + C_x \cdot Z_2 + K_x \cdot \dot{Z}_2 = 0. \quad (3)$$

Суммарная сила P будет равна

$$P = [m_2 \cdot \ddot{Z}_2 + Q_g \cos(\varphi - 90)] \frac{h_{\text{ПГ}}}{L_g} \cos(\varphi - 90). \quad (4)$$

Решая совместно уравнения (3) и (4), получаем зависимость вида $P = f(t)$, характеризующую динамическую нагрузку на манипулятор со стороны дерева. Такая модель не учитывает упругости самого манипулятора. Чтобы устранить этот недостаток, воспользуемся расчетной схемой, показанной на рис. 1, г. Здесь $C_{\text{пр}}$ и $K_{\text{пр}}$ — приведенные к месту захвата дерева жесткость и коэффициент затухания СГМ базовой машины.

Математическая модель системы, полученная с помощью уравнений Лагранжа II рода, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{Z}_1 + C_{\text{пр}}(Z_1 - Z_2 \cdot a) + K_{\text{пр}}(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2 \cdot a) &= 0, \\ m_2 \cdot \ddot{Z}_2 + C_x \cdot Z_2 - C_{\text{пр}}(Z_1 - Z_2 \cdot a) + K_x \cdot \dot{Z}_2 - K_{\text{пр}} \cdot a(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2 \cdot a) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $a = \frac{L_g}{h_{\text{ПГ}}}$.

Суммарная сила, действующая на манипулятор, будет равна

$$P(t) = P_1 + P_2,$$

где P_1 — сила, вызванная колебаниями хлыста и манипулятора; P_2 — сила, являющаяся результирующей приведенной силой веса элементов манипулятора и дерева. Наиболее удачной конструкцией манипулятора следует считать такую, у которой P_1 минимальна. Сила P_2 равна силе инерции, действующей в месте захвата дерева в переходном режиме

$$P_1 = P_g = m_1 \cdot \ddot{Z}_1. \quad (6)$$

Решая совместно уравнения (5) и (6), определяем динамическую составляющую полной нагрузки на манипулятор.

Приведенные математические модели пригодны только для исследования свободных колебаний системы СГМ—дерево. Значительный интерес представляет изучение вынужденных колебаний системы, вызванных перемещением штока гидроцилиндров манипулятора.

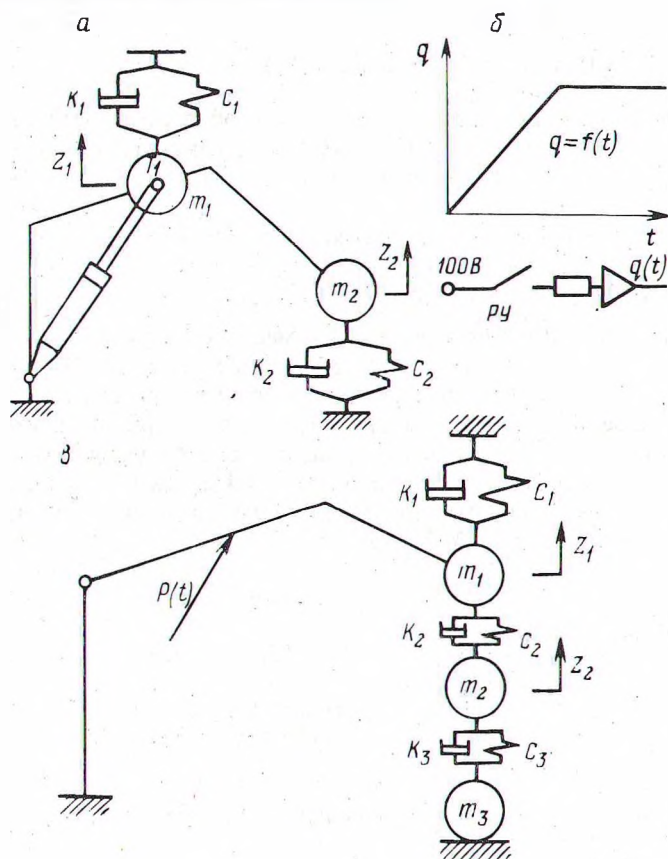


Рис. 2. Расчетные схемы и воздействия на манипулятор: а — вынужденные колебания СГМ; б — функция воздействия и схема ее моделирования; в — вынужденные колебания СГМ (трехмассовая модель дерева).

Манипуляторы лесных машин имеют, как правило, гидравлический привод. Одной из причин возникновения динамических нагрузок в системе будет изменение скорости движения поршня управляющего гидроцилиндра при разгоне и торможении. Внешнее возмущение на систему в этом случае можно представить через обобщенные перемещения и скорость штока поршня гидроцилиндра.

Рассмотрим динамическую модель вынужденных колебаний СГМ, расчетная схема которой показана на рис. 2, а.

При разгоне и торможении гидроцилиндра стрелы массы m_1 и m_2 будут совершать угловые колебания, которые из-за их малости будем считать строго вертикальными. Если обозначить перемещение массы m_1 через Z_1 , а перемещение массы m_2 через Z_2 , то с помощью уравнений Лагранжа II рода получаем дифференциальное уравнение вынужденных затухающих колебаний массы m_2 :

$$m_2 \ddot{Z}_2 + K_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) + C_2 (Z_2 - Z_1) = 0. \quad (7)$$

Для моделирования такого уравнения необходимо задавать функции $Z_1(t)$ и $\dot{Z}_1(t)$, т.е. в общем случае необходимо уравнение движения точки 1 на рис. 2, а, так как через нее будет передаваться движение от штока цилиндра к стреле.

Уравнение движения (рис. 2, а, точка 1) получаем аналогичным образом

$$m_1 \ddot{Z}_1 + K_1 (\dot{Z}_1 - \dot{q}) + c_1 (Z_1 - q) = 0. \quad (8)$$

Здесь \dot{q} и q – обобщенные скорость и перемещение точки 1, вызванные перемещением штока цилиндра. Для решения уравнений (7) и (8) необходимо задавать $q(t)$ и $\dot{q}(t)$. Функцию $q(t)$ задать просто, если принять, что она линейная. Сложнее обстоит с заданием $\dot{q}(t)$, так как скорость движения поршня гидроцилиндра не постоянна. При моделировании уравнений (7) и (8) можно воспользоваться методом канонической формы. Это дает возможность избавиться от первой производной при переменных. Уравнения в этом случае будут иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} m_1 p^2 Z_1 + K_1 p (Z_1 - q) + c_1 (Z_1 - q) &= 0; \\ m_2 p^2 Z_2 + K_2 p (Z_2 - Z_1) + C_2 (Z_2 - Z_1) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Для решения на АВМ системы уравнения (9) достаточно задать функцию $q(t)$, которая может быть описана уравнением следующего вида:

$$q = A \cdot t,$$

где A – коэффициент, характеризующий угол наклона координаты; t – время.

При моделировании уравнений (9) было использовано внешнее возмущение на систему $q(t)$, пример которого показан на рис. 2, б. Такое воздействие позволяет проводить исследования переходных процессов при

пуске и торможении гидроцилиндра, что является наиболее характерным случаем для машин такого типа.

Математическая модель гидроманипулятора может быть представлена в виде расчетной схемы с двумя массами (рис. 2, в). Для этой расчетной схемы были получены дифференциальные уравнения движения элементов конструкции следующего вида:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{Z}_1 + K_1 \dot{Z}_1 + K_2 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) + C_1 Z_1 + C_2 (Z_1 - Z_2) &= P(t); \\ m_2 \ddot{Z}_2 + K_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) + K_3 \dot{Z}_2 + C_2 (Z_2 - Z_1) + C_3 Z_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

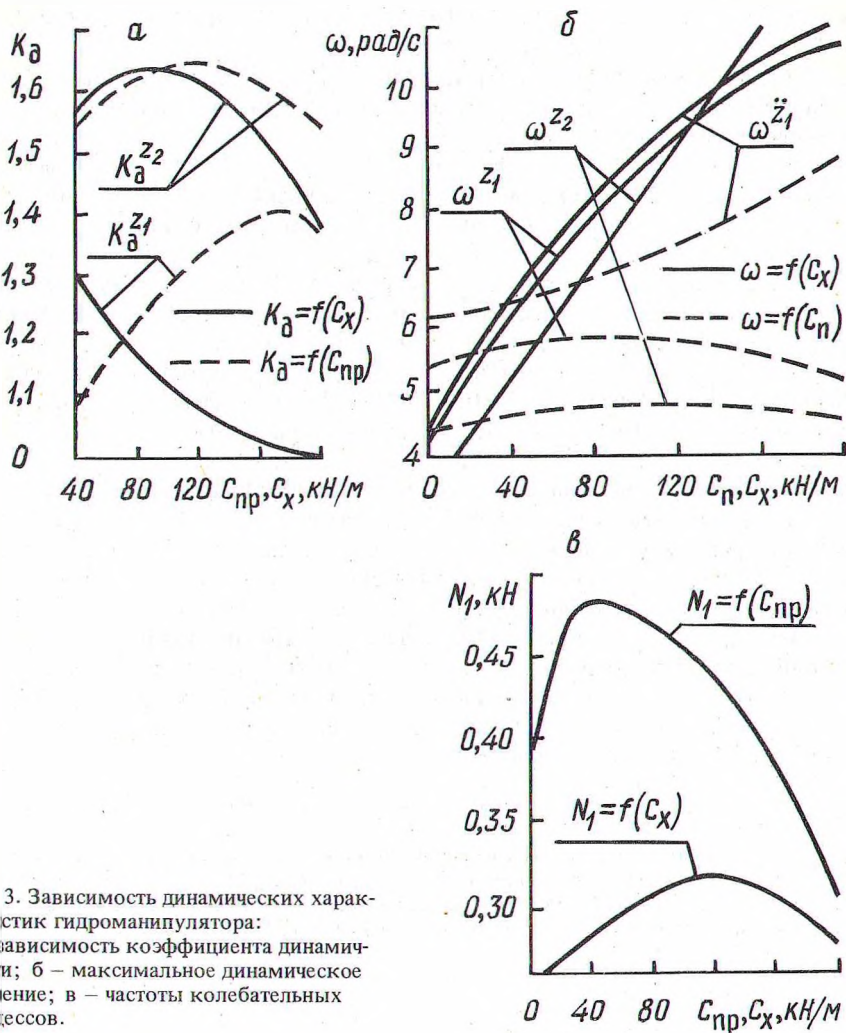


Рис. 3. Зависимость динамических характеристик гидроманипулятора: а – зависимость коэффициента динамичности; б – максимальное динамическое давление; в – частоты колебательных процессов.

где Z_1, Z_2 — обобщенные координаты; C_1, C_2, C_3 — приведенные жесткости; K_1, K_2, K_3 — приведенные коэффициенты затухания; m_1, m_2 — приведенные массы.

С использованием разработанных математических моделей проведены расчетные исследования влияния параметров гидроманипулятора и "груза-дерева" на динамические показатели установки.

Целью исследования было определение расчетным путем коэффициента динамичности системы, максимальных динамических нагрузок на манипулятор и частот колебаний в зависимости от жесткости гидроманипулятора на жестком основании и от жесткости хлыста.

Задача решена на АВМ "МН-7М" для следующих параметров системы: $C_x = 10, 40, 80, 120, 160, 200$ кН/м; $C_{пр} = 10, 40, 120, 160$ и 200 кН/м; $K_x = 6$ кН·с/м; $K_{пр} = 10$ кН·с/м; $m_1 = m_2 = 200$ кг.

Рассматривался процесс отрыва хлыста от грунта. В результате расчетов получены зависимости (рис. 3), характеризующие динамику системы при различных значениях $C_{пр}$ и C_x .

На величину коэффициента динамичности системы K_d оказывает влияние жесткость хлыста и манипулятора. Так, с увеличением $C_{пр}$ до $20 \cdot 10^4$ Н/м (рис. 3, а), K_d достигает величины 1, 4. Интересен тот факт, что с ростом C_x коэффициент динамичности убывает и при C_x больше $12 \cdot 10^4$ Н/м приближается к единице, а с ростом $C_{пр}$, K_d резко возрастает. Так как жесткость хлыстов является величиной независимой от конструкторов, существенного снижения динамических нагрузок на манипулятор можно добиться за счет изменения $C_{пр}$ путем введения в конструкцию дополнительных упругих элементов. Так, в интервале от $4 \cdot 10^4$ до $20 \cdot 10^4$ Н/м динамическая нагрузка на манипулятор N_1 (рис. 3, б) уменьшается с увеличением $C_{пр}$ почти на 40% за счет увеличения перемещений ($K_d = 1,4$). Влияние жесткости хлыста на N_1 меньше. В том же интервале N_1 изменяется примерно на 12,5%.

Увеличение жесткости хлыста C_x отрицательно сказывается на частотном режиме работы установки. Для исследуемого интервала C_x и $C_{пр}$ частота колебаний масс m_1 и m_2 возрастает почти в два раза (рис. 3, в). Влияние приведенной жесткости манипулятора $C_{пр}$ несколько меньше.

Проведенные исследования показали, что при проектировании гидроманипуляторов для лесовозных автопоездов можно пользоваться разработанными математическими моделями, которые еще на стадии проектирования позволяют правильно выбрать основные параметры машины при минимальном весе и достаточной прочности.

ЛИТЕРАТУРА

- Гермацкий А.В. Исследование процесса погрузки и вывозки древесины лесовозным автопоездом с гидроманипулятором: Автореф. Дис....канд.техн.наук. — Минск, 1979, — 20 с. 2. Гастев Б.Г., Мельников В.И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. — М.: Лесная промышленность, 1967—с. 45.