

эффективных средств виброзащиты. Широкое применение сборного железобетона связано с использованием высокоэффективной формовочной техники. Основными формовочными агрегатами при производстве железобетонных конструкций являются бетоноукладчики, виброплощадки и вибропогружатели. Для нормальной эксплуатации этих устройств необходимо применять шумо и виброзащитные системы. Последние позволяют в значительной степени снизить вибрационное воздействие этих агрегатов на обслуживающий персонал. Условия труда в кабинетах ПТМ характеризуются наличием комплекса неблагоприятных факторов: вибрации, повышенного уровня шума, неблагоприятного микроклимата и т.д. Эти факторы способствуют развитию ряда заболеваний и приводят к преждевременному утомлению операторов. Так например, после 7...8 часов работы у них наблюдается замедление зрительно-двигательной реакции. Утомление, обусловленное воздействием вибрации в диапазоне частот 1,4...2,8 Гц, приводит к изменению так же других органов операторов, которые при малых амплитудах вибрационного воздействия имеют собственные частоты.

Производительность труда и функциональное состояние человека-оператора в основном зависят от интенсивности вибрации в диапазоне 1..30 Гц, в котором находятся основные резонансные частоты организма человека-оператора. Данные, полученные разными экспериментаторами, показывают, что человек-оператор не испытывает неприятных ощущений при частоте 1..2 Гц. В диапазоне 5..10 Гц начинает испытывать неприятные ощущения, а в диапазоне 6..15 Гц снижается острота зрения и способность вести зрительное наблюдение. Для защиты человека-оператора от общей широкополосной вибрации в работе разработаны устройства, состоящие из активных и пассивных виброзащитных систем, позволяющие уменьшить вибрацию ПТМ, а так же динамические нагрузки в упругих его элементах. Поэтому одним из условий, обеспечивающих комфортность на рабочем месте человека-оператора, является применение эффективных средств виброзащиты.

Динамическая модель металлической конструкции крана с грузом и управляемыми виброзащитными устройствами (ВУ) при работе механизма подъема груза приведена на рис. 1, где  $C_m$  – жесткость металлоконструкции;  $B_m$  – коэффициент сопротивления металлоконструкции;  $Z_m$  – абсолютное смещение  $m_{дв}$ ;  $m_m$  – масса металлоконструкции;  $Z_{dv}$  – абсолютное смещение приведенных к поступательному перемещению вращающихся масс  $m_{дв}$ ;  $m_m$  – масса металлоконструкции;  $Z_v$  – смещение крепления ВУ относительно  $m_m$ ;  $C_v$  – коэффициент жесткости ВУ;  $C_{пд}$  – коэффициент жесткости системы подвеса груза;  $B_{пд}$  – коэффициент сопротивления системы подвеса груза;  $Z_{пд}$  – абсолютное смещение  $m_r$ ;  $m_r$  – масса груза.

Величина  $\dot{Z}_{дв}$  связана с угловой частотой вращения  $\omega_{дв}$  ротора двигателя механизма подъема соотношением

$$\omega_{дв} = \dot{Z}_{дв} U_{пд}, \quad (1)$$

где  $U_{пд}$  – кинематическая передаточная функция механизма подъема крана;

$$U_{пд} = \frac{2U_p U_{пол}}{D_б}, \quad (2)$$

$U_p$  – передаточное число редуктора;

$U_{пол}$  – кратность полиспаста механизма подъема;

$D_б$  – диаметр барабана по средней линии каната.

Тогда 
$$m_{дв} = 1,2(I_p + I_M)U_{пд}^2, \quad (3)$$

где  $I_p$  и  $I_M$  – соответственно моменты инерции ротора двигателя и тормозной муфты.

Кинетическая  $T$  и потенциальная  $\Pi$  энергии и диссипативная функция  $\Phi$  Рейля:

$$T = 0.5(m_m \dot{Z}_m^2 + m_r \dot{Z}_{пд}^2 + m_{дв} \dot{Z}_{дв}^2), \quad (4)$$

$$\Pi = 0.5[C_m Z_m^2 + C_{пд}(Z_{дв} - Z_{пд} + Z_m + Z_d U_{поз}^{-1})^2] + GZ_{пд},$$

$$\Phi = 0.5[B_m \dot{Z}_m^2 + B_r(\dot{Z}_{дв} - \dot{Z}_{пд})^2 + B_{пд}(\dot{Z}_{пд} - \dot{Z}_{дв} - \dot{Z}_m)^2],$$

где  $Z_v = Z_q U_{пол}^{-1}$ ,  $Z_q$  – смещение поршня ВУ относительно корпуса;  $G$  – вес груза.

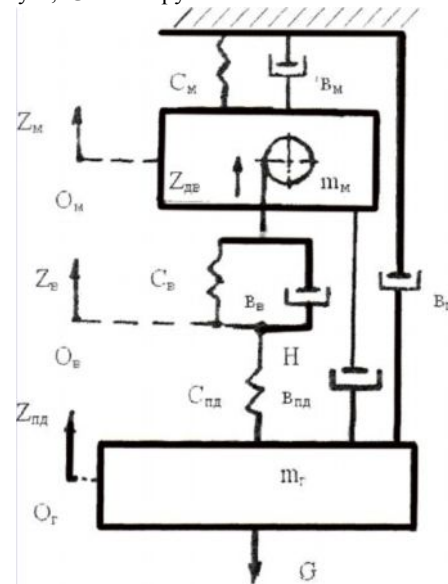


Рис. 1. Динамическая модель крана с виброзащитными устройствами

К непотенциальным обобщенным силам, действующим в системе, относится приведенное к координате  $Z_{дв}$  силовая характеристика двигателя (тормоза) механизма подъема  $R_{дв}$ . При решении задач динамики нас интересуют те свойства двигателей, которые определяют характер их взаимодействия с другими функциональными частями машины, то есть их механические характеристики. Формы механических характеристик для различных типов двигателей подробно рассмотре-

ны как в работах по общей динамике машин и привода, так и применительно к приводам грузоподъемных машин.

Остановимся на электродвигателях переменного тока с фазным ротором, которые используются в настоящее время на кранах мостового типа. Если трактовать механическую характеристику двигателя как зависимость момента от скорости вращения, то в этом определении она не учитывает влияния электромагнитных переходных процессов, то есть является статической характеристикой.

При учете электромагнитных переходных процессов описание электропривода задается в виде системы дифференциальных уравнений, решение которых совместно с уравнениями для механической части машинного агрегата дает динамическую характеристику. Пренебрежение электромагнитной инерционностью привода оправдано в том случае, если электромагнитный переходный процесс затухает быстрее электромеханического. Последнее может быть оценено, например, путем сравнения электромагнитной и электромеханической постоянных времени привода. Для асинхронных двигателей и двигателей постоянного тока малой мощности электромагнитный переходной процесс затухает быстрее электромеханического. Поэтому будем использовать в качестве модели электропривода его статические характеристики, задаваемые в виде уточнений формулы Клосса, которая имеет вид:

$$M_d = \frac{M_K(2+q_N)}{\frac{S_T}{S_{KN}} + \frac{S_{KN}}{S_T} + q_N}, \quad (5)$$

где  $M_d$  и  $M_K$  - соответственно текущее и критическое значение момента двигателя;

$S_T$  и  $S_{KN}$  - соответственно текущее и критическое скольжение на  $N$ -ой характеристике, определяемые по формулам:

$$S_T = \frac{\omega_0 - \omega_{дв}}{\omega_0},$$

$$S_{KN} = S_{HN} \left[ \lambda_M + (\lambda_M - 1)q_N \pm \sqrt{[\lambda_M + (\lambda - 1)q_N]^2 - 1} \right],$$

$$\lambda_M = \frac{M_K}{M_H}, \quad (6)$$

где знак «плюс» для двигательного режима, знак «минус» - для тормозного;  $\omega_0$  и  $\omega_{дв}$  - соответственно синхронное и текущее значения частоты вращения ротора двигателя;  $S_H$  и  $S_{HN}$  - соответственно номинальный момент и номинальное скольжение двигателя на  $N$ -ой характеристике:

$$S_{HN} = \frac{\omega_0 - \omega_{HN}}{\omega_0}, \quad M_N = 9550 \frac{N_H}{n_H},$$

где  $\omega_{HN}$  - номинальная на  $N$ -ой характеристике частота вращения ротора двигателя;  $N_H$  и  $n_H$  - номинальные мощность (кВт) и частота вращения ротора двигателя (об/мин).  $q_N$  - безразмерный параметр.

Для того, чтобы использовать формулу (5) в уравнениях движения, преобразуем ее. Для двигательного режима момент двигателя механизма подъема  $M_d$ , приведенный к координате  $Z_{дв}$ :

$$P_{дв} = \frac{M_d U_{пд} \eta_{пд}}{\frac{\omega_0 - \dot{Z}_{дв} U_{пд}}{\omega_0 S_{KN}} + \frac{\omega_0 S_{KN}}{\omega_0 - \dot{Z}_{дв} U_{пд}} + q_N}. \quad (7)$$

При торможении механическим тормозом:

$$P_{дв} = -M_T \frac{U_{пд}}{\eta_{пд}} \text{sign} \dot{Z}_{дв}, \quad (8)$$

где  $M_T$  - силовая характеристика тормоза на валу двигателя.

Полученное выражение (7) для силовой характеристики двигателя позволяет составить алгоритм моделирования процесса пуска двигателя в соответствии с его пусковой диаграммой. Для описания процесса запуска двигателя механизма подъема, управляемого магнитным контроллером, введем обозначения:  $t_N$  - время работы двигателя до переключения на  $(n+1)$ -ю характеристику; при этом  $N = 1, 2, 3, 4, 5$  для характеристик 1, 2, 3, 4, 5 соответственно.

Процесс подъема груза разбивается на два этапа. Первый этап - груз лежит на основании ( $Z_{пд} = 0, G = 0$ ), происходит натяжение канатов, усилие в которых

$$S_k = C_{пд}(Z_{дв} + Z_M + Z_d U_{пол}^{-1}) < G. \quad (9)$$

В этом случае, используя выражения (4) при  $Z_{пд} = 0$  и условия равновесия точки крепления ВУ к канатам, получим систему уравнений в виде:

$$\left. \begin{aligned} m_n \ddot{Z}_M + (B_M + B_{пд}) \dot{Z}_M - B_{пд} \dot{Z}_{дв} + \\ + (C_M + C_{пд}) Z_M + C_{пд}(Z_{дв} + Z_d U_{пол}^1) &= 0, \\ m_{дв} \ddot{Z}_{дв} + (B_\Gamma + B_{пд}) \dot{Z}_{дв} - (B_\Gamma + B_{пд}) \dot{Z}_{пд} + \\ + B_{пд} \dot{Z}_M + C_{пд} Z_{дв} - \\ - C_{пд}(Z_{пд} - Z_M - Z_d U_{пол}^1) &= P_{дв}, \\ F_d(Z_d, \dot{Z}_d) U_{пол} \Pi &= C_{пд}(Z_{дв} + Z_M + Z_d U_{пол}^{-1}). \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

На втором этапе движения, когда груз отрывается от основания, то есть при выполнении условия

$$S_k = C_{пд}(Z_{дв} + Z_M + Z_d U_{пол}^{-1}) = G, \quad (11)$$

уравнения движения примут вид:

$$\left. \begin{aligned} m_n \ddot{Z}_M + (B_M + B_{пд}) \dot{Z}_M - B_{пд} (\dot{Z}_{пд} - \dot{Z}_{дв}) + \\ + (C_M + C_{пд}) Z_M - C_{пд} (Z_{пд} - Z_{дв} - Z_d U_{пол}^{-1}) = 0, \\ m_{дв} \ddot{Z}_{дв} + (B_{Г} + B_{пд}) \dot{Z}_{дв} - (B_{Г} + B_{пд}) \dot{Z}_{пд} + \\ + C_{пд} Z_{дв} - C_{пд} (Z_{дв} - Z_M - Z_d U_{пол}^{-1}) = P_{дв}, \\ F_d (Z_d, \dot{Z}_d) U_{пол} = C_{пд} (Z_{дв} - Z_M + Z_d U_{пол}^{-1}). \end{aligned} \right\} (12)$$

Усилие в подъемных канатах

$$S_k = C_{пд} (Z_{дв} - Z_{пд} + Z_M + Z_d U_{пол}^{-1}). \quad (13)$$

Добавляя в уравнение (10) и (12) закон изменения параметров виброзащитных устройств [1], получим полную математическую модель мостовых кранов с включенным в систему подвеса груза ВУ при работе механизма подъема

$$F_q (Z_q, \dot{Z}_q) U_{пол} \cdot n = c_{пд} (Z_q U_{пол}^{-1} + Z_M - Z_{пд}), \quad (14)$$

где  $F_q$  - усилие развиваемое ВУ,  $n$  - количество полиспаста.

Эффективность виброзащиты определяется степенью реализации ВУ целей виброзащиты: количественно степень реализации целей виброзащиты характеризуют безразмерные коэффициенты эффективности. Для демпфера приемлемы два коэффициента эффективности:

$$k_{\psi m} = \frac{\psi_{vm}}{\psi_m}, \quad k_{t_{3m}} = \frac{t_{3m}}{t_{3vm}}. \quad (15)$$

Коэффициент  $k_{\psi m}$  равен отношению обобщенных коэффициентов поглощения по каждой из  $m$ -ных частот собственных колебаний систем с ВУ  $k_{vm}$  и без него  $\psi_m$ . Коэффициент  $k_{t_{3m}}$  равен отношению времени затухания колебаний по каждой из  $m$ -ных собственных форм до определенной величины систем без ВУ  $t_{3m}$  и с ним  $t_{3vm}$ . Оба этих коэффициента могут быть определены как экспериментально, путем обработки осциллограмм, так и расчетом. Поскольку коэффициенты эффективности (15) зависят от масс  $m_{Г}$  грузов, они оцениваются в диапазоне изменения масс.

Эффективность силовой виброизоляции ВУ при подъемах грузов может быть оценена коэффициентами эффективности,

$$k_{Fk} = \frac{F_k^{max}}{F_{k-b}^{max}}, \quad k_{FM} = \frac{F_M^{max}}{F_{MB}^{max}}, \quad (16)$$

где коэффициенты эффективности силовой виброизоляции в канатах  $k_{Fk}$  и металлической конструкции  $k_{FM}$  определяются как отношение максимальных нагрузок системы без ВУ  $F_k^{max}$  и с ней  $F_b^{max}$ .

Грузоподъемные машины являются устройством повышенной опасности. Безопасное состояние грузоподъемных машин должно удовлетворять следующим услови-

ям: исключение аварийной ситуации при проведении погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ и предотвращения воздействия на оператора машины и обслуживающий персонал опасных и вредных производственных факторов, возникающий при эксплуатации грузоподъемных машин, к числу которых относится повышенный уровень вибрации и нормы вибрации. Допустимые значения и методы оценки гигиенических характеристик вибраций, определяющих ее воздействие на человека регламентирует ГОСТ 12.1.012-78. В грузоподъемных машинах вибрация возникает в процессе неустановившегося движения механизмом (разгон – торможение), при ударах вследствие движения на стыках рельсового пути, при подъеме и раскачивании подвешенного груза. При работе грузоподъемных кранов вибрация возникает в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Вертикальные колебания кранового моста находятся в диапазоне частот от 1,5 до 8,0 Гц, горизонтальные – 0,2-1,0 Гц. При разработке систем виброзащиты необходимо учитывать, что резонансная частота колебаний органов человеческого тела находится в диапазоне частот 4,0-8,0 Гц, а в горизонтальной плоскости – 1,0-2,0 Гц.

Разработана активная виброзащитная система, предназначенная для гашения вертикальных колебаний сиденья кресла оператора в диапазоне частот 0,8-16 Гц до уровня, удовлетворяющего требованиям стандартов безопасности труда.

Передвижение кранов мостового типа, особенно козловых кранов и мостовых перегружателей большого пролета, сопровождается перекосом их пролетных стоев и горизонтальными колебаниями вследствие забегания одной опоры крана относительно другой. Эти вибрационные возмущения сказываются на состоянии здоровья и работоспособности машиниста и действуют на него в течении всего рабочего дня из года в год. В организме появляются болезненные и неотвратимые явления. По правилам Гостехнадзора такие грузоподъемные машины необходимо снабжать ограничителями перекоса автоматического действия. Выпускаемые промышленностью ограничители перекосов сложны в изготовлении и эксплуатации, а главное, не обеспечивают снижение вибрации моста крана в горизонтальной плоскости при больших скоростях движения. Для снижения горизонтальных вибраций до относительно безопасных условий труда, разработано устройство для гашения поперечных колебаний мостовых кранов.

Подъемно-транспортные машины находятся под действием периодического возмущения, силового или кинематического, испытывают значительные колебания, особенно в области условий резонанса. Существуют различного рода демпферы, рассеивающие энергию колебаний и снижающие уровень вибраций, применение которых в ряде случаев может быть неконструктивно и не даст требуемого подавления вибраций. В последнем случае можно попытаться освободиться от источника возмущения, но это чаще всего невозможно. Попытки избежать условий резонанса за счет изменения массы или упругости грузовой подвески крана могут быть связаны с ее существенными конструктивными изменениями. Поэтому, при внешнем возмущении постоянной частоты или при

малом изменении этой частоты во вполне определенной полосе частот, бывает эффективным использование динамического гашения колебаний при помощи динамических гасителей колебания (виброгасителей, антивибраторов, вибропоглочителей). При переходных режимах или случайном возмущении работа динамического гасителя требует оценки в каждом конкретном случае.

Метод динамического гашения колебаний грузовой подвески крана состоит в том, что к ней присоединяют дополнительную колебательную систему, параметры которой подбирают таким образом, чтобы колебания вибрационных систем, содержащих элементы автоматики и управления, является одной из центральных при их проектировании и выборе.

Расчетная схема грузовой подвески крана с динамическим гасителем колебаний показана на рис 1.

На крюк грузовой подвески навешено вибрирующее устройство, совершающее колебания по закону:

$$\xi = \xi_0 \sin(\Omega t), \quad (17)$$

Дифференциальные уравнения движения системы с гасителем имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{z}_1 + K_1(z_1 - \xi) + b_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k(z_1 - z_2) &= 0, \\ m_2 \ddot{z}_2 + k_2(z_2 - z_1) + b_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) &= 0 \end{aligned} \quad (18)$$

где  $M_1$ ,  $K_1$  – масса и жесткость грузовой подвески;  $z_1$ ,  $z_2$  – абсолютные перемещения масс  $M_1$ ,  $m_2$ ;  $m_2$ ,  $k_2$ ,  $b_2$  – масса, жесткость и коэффициент затухания гасителя.

Решая систему (18) при  $b_2 = 0$  в виде  $z_1 = A_1 \sin(\Omega t)$ ;  $z_2 = A_2 \sin(\Omega t)$ , получим:

$$\frac{A_1}{\xi_0} = \frac{1 - \frac{\Omega^2}{\omega_2^2}}{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_2^2}\right) \left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_1^2}\right) - \frac{m_2 \Omega^2}{M_1 \omega_1^2}} \quad (19)$$

$$\frac{A_2}{\xi_0} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_2^2}\right) \left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_1^2}\right) - \frac{m_2 \Omega^2}{M_1 \omega_1^2}}$$

где  $\omega_1 = \sqrt{K_1/m_1}$ ;  $\omega_2 = \sqrt{K_2/m_2}$  – соответственно, собственная частота грузовой подвески и парциальная частота гасителя. Из системы (18) видно, что амплитуда  $A_1$ , грузовой подвески равна нулю, когда частота вибрирующего устройства  $\Omega$  равна собственной частоте динамического гасителя колебаний  $\omega_2$ , т.е.  $\Omega = \omega_2$ . Анализ решения системы (19) показывает, что при  $m_2/M_1=0,5$  в интервале отношения частот  $0,78..1,28$  величина  $A_1/\xi_0$  меньше, чем в исходной не демпфированной системе. Выше и ниже этих отношений частот амплитуда грузовой подвески с динамическим гасителем колебаний больше, чем в исходной системе (18).

Практическая область применения простейшего динамического гасителя – подавления колебаний постоянной частоты. Для нашего случая частоту вибрирующего устройства можно представить в виде  $\Omega = \lambda + \Delta\lambda$ , где  $\Delta\lambda$  – возможное отклонение  $\Omega$  от номинального значения. Так как для вибропогружателей  $\Delta\lambda/\lambda > 0,2$ , то необходимо вво-

дить автоматическое регулирование жесткости, а, следовательно, и частоты динамического гасителя.

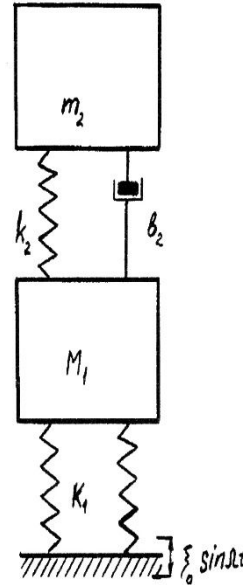


Рис. 2. Расчетная схема

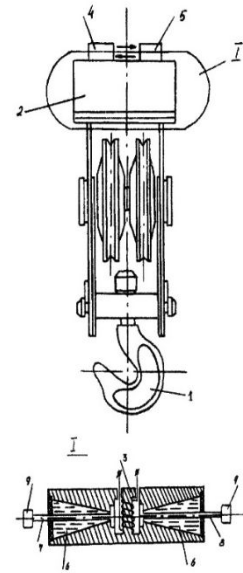


Рис. 3. Грузовая подвеска крана

Разработана грузовая подвеска крана с динамическим гасителем колебаний, жесткость которого корректируется в зависимости от частоты вибропогружателя (рисунок 3). Устройство работает следующим образом: при подъеме груза или под воздействием на крюковую подвеску 1 возмущающей силы вибропогружателя, в колебания вовлекаются как сама подвеска, так и детали динамического виброгасителя 2, где в качестве рабочей жидкости используется магнитоэологическая суспензия (МРС), изменяющая свою вязкость под действием магнитного поля [2]. Частота колебаний вибропогружателя фиксируется датчиком вибрации и подается на управляющее устройство 5, которое подает питание на обмотку управляемого электромагнита 3. Благодаря этому изменяется вязкость МРС находящейся в замкнутой камере 6, вплоть до затвердевания. Изменение намагниченности рабочей жидкости определяется формой замкнутой камеры 6, в самой узкой части – самое сильное затвердевание. В результате этого жесткость попарно сопряженных стержней 7 и 8 изменяется так, чтобы частота собственных колебаний грузов 9 была равно частоте возмущений силы, т.е. чтобы выполнялось соотношение  $k = \Omega^2 m_2$ .

При этом детали 1 подвески остаются неподвижными, а грузы 9 колеблются (движение может происходить как по вертикали, так и по горизонтали) в противофазе с возмущенной силой, т.е. происходит уравнивание возмущающей силы, приложенной к грузозахватному органу 1, реакцией грузов 9.

### Выводы

Анализ решения дифференциальных уравнений движения системы с динамическим гасителем колебаний показал: 1. Амплитуда  $A_1$  грузовой подвески равна 0, когда частота вибрирующего устройства  $\Omega$  равна собственной частоты динамического гасителя колебаний  $\omega_2$ , и при  $m_2/M_1 = 0.5$  в интервале отношений частот

0,78..1,28 величина  $A_1/\xi_0$  меньше, чем в исходной недеформированной системе.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Ивович В. А., Онищенко В. Я. Защита от вибраций в машиностроении. — М. : Машиностроение. 1990. 272 с.
2. Шульман З. П., Кордонский В. И. Магнитореологический эффект. — Минск : 1982. — 184 с.

пост.08.07.14