

На правах рукописи

ПОЛИКАРПОВ КИРИЛЛ ВЛАДИМИРОВИЧ

**РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ МОСТОВЫХ КРАНОВ
С ЖЕСТКИМ ПОДВЕСОМ ГРУЗА**

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов
и аппаратуры

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2003 г.

Работа выполнена в Московском Государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель — кандидат технических наук,
доцент Спицына Д.Н.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Чирков В.П.
доктор технических наук, профессор
Вершинский А.Р.

Ведущее предприятие: АО ВНИИГ

Защита диссертации
в 14.30 часов на
при Московского
Н.Э.Баумана

10706

в 14.30

Поликарпов К.В.
расчет динамических
нагрузок, действующих на
металлоконструкции
мостовых кранов с жестк-
2003 Q-00

1618017

1618017

в Московского
Н.Э.Баумана.

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

Дронг Р И

и раж 10
л.л.

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы. Мостовые краны с жестким подвесом груза используются в технологических процессах целого ряда производств. Наибольшее распространение они получили в металлургической промышленности. Для этих кранов характерны высокие скорости передвижения, отсутствие раскачивания слитка, точная установка грузозахватных органов на груз. Основой каждого крана являются металлоконструкции, которые во многом определяют его эксплуатационную надежность и себестоимость. Создание современных конструкций неразрывно связано с совершенствованием методов расчета и повышением их точности. Существенное нагружение металлоконструкций рассматриваемых кранов обусловлено динамическими нагрузками. Расчеты крановых металлоконструкций проводятся на прочность и выносливость. Для кранов с жестким подвесом груза при расчете на прочность используются нагрузки, возникающие при наезде нижнего конца подвеса на упор, и нагрузки, передающиеся на металлоконструкцию при наезде на буферные упоры. Эти нагрузки вызывают наибольшие напряжения в металлоконструкциях и зачастую приводят к аварии (сходу грузовой тележки с рельса). Существующие методы расчета рассматривают задачу по их определению в упрощенном виде и не дают возможности оценить различные способы снижения этих нагрузок. В условиях нормальной эксплуатации динамические нагрузки возникают в периоды неустановившегося движения, а также при неблагоприятном состоянии подкрановых путей. Для расчета крана на выносливость необходимо определить гистограммы напряжений в расчетных сечениях балок моста при выполнении краном всех возможных операций с учетом различного положения грузовой тележки. При этом целесообразно произвести оценку влияния различных способов торможения крана и случайных отклонений подкрановых путей в вертикальной плоскости на величины динамических напряжений и долговечность металлоконструкций, что ранее не исследовалось.

В связи с вышесказанным разработка новых методов определения указанных динамических нагрузок, действующих на металлоконструкции кранов с жестким подвесом груза, является актуальной задачей.

Целью работы является:

1. Разработка метода определения динамических нагрузок, возникающих при наезде нижнего конца подвеса на жесткий упор, с учетом возможности отрыва ходовых колес грузовой тележки от рельса.
2. Разработка методов определения динамических нагрузок при использовании различных способов защиты от аварий кранов с жестким подвесом груза при наезде нижнего конца подвеса на упор.

3. Определение динамических нагрузок, действующих на металлоконструкции при наезде кранов на буферные упоры, и анализ условий отрыва ходовых колес грузовой тележки от рельса.
4. Оценка влияния случайных неровностей подкрановых путей в вертикальной плоскости и различных способов торможения кранов на долговечность металлоконструкций.

Методы исследования. В диссертационной работе используются как теоретические, так и методы компьютерного моделирования, применяемые при проведении численных экспериментов.

Научная новизна результатов, полученных в диссертации, состоит в следующем:

1. Разработан метод определения динамических нагрузок в металлоконструкции крана жестким подвесом груза при наезде нижнего конца подвеса на упор, с учетом отрыва колес грузовой тележки от рельса. Созданы методы расчета и проведены численные эксперименты различных способов защиты от аварий при наезде нижнего конца подвеса на упор, позволяющие установить целесообразность использования этих конструкций.
2. Получены гистограммы изменения напряжений в расчетных сечениях моста для расчета на выносливость.
3. Исследовано влияние различных способов торможения кранов и случайных неровностей подкрановых путей в вертикальной плоскости на величины динамических напряжений и долговечность металлоконструкций.

Практическая ценность работы состоит в следующем:

1. Созданы методы, алгоритмы и программы расчета для практического использования на предприятиях и НИИ тяжелого машиностроения при создании и совершенствовании кранов с жестким подвесом груза.
2. Произведена оценка эффективности использования подрессоривания колонны, шахты и рамы грузовой тележки.
3. В кранах, снабженных предохранительными роликами, доказана возможность установки конечных выключателей, предотвращающих отрыв или отгиб роликов при наезде на упор.

Реализация работы. Результаты работы переданы ЗАО Сибтяжмаш и будут использоваться при создании новых конструкций кранов с жестким подвесом груза. Разработанные алгоритмы и программы расчетов использовались при курсовом и дипломном проектировании на каф. “Прикладная механика” МГТУ им. Н.Э. Баумана и могут быть использованы в специальных дисциплинах, входящих в программы подготовки инженеров ряда машиностроительных специальностей. Для колодцевых кранов ЗАО Сибтяжмаш предложена конструктивная схема установки КВ, позволяющая снизить динамические нагрузки и избежать возможной аварии при наезде на упор.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научном семинаре кафедры РК-5 МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2000, 2001,

2002 г., на научно-технической конференции с международным участием кафедры РК-4 МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1999 г., на научно-техническом семинаре “Инженерные основы надежности деталей машин. Нагруженность, усталость, износ” МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2001 г.

Публикации. Основное содержание диссертации представлено в 6 работах, включающих 5 статей и тезисы доклада на конференции.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, списка литературы из 96 наименований и приложений. Общий объем работы 170 страниц машинописного текста, включая 47 таблиц и 61 рисунок.

Содержание работы

В **введении** обоснована актуальность работы, показана ее научная новизна и практическая ценность, определен круг вопросов, решаемых в работе.

В **первой главе** диссертации дан краткий обзор научно-технической литературы. Динамикой мостовых кранов с гибким подвесом груза занимались: В.И. Брауде, В.П. Балашов, Н.А. Лобов и др.; а с жестким подвесом: А.И. Зерцалов, С.А. Казак, Д.Н. Спицына, В.Н. Суторихин, Ф. Седлмайер (F. Sedlmayer) и др. Существующие в настоящее время методы определения динамических нагрузок в кранах с жестким подвесом груза не учитывают возможности отрыва колес грузовой тележки от рельса и не позволяют в полном объеме оценить различные способы снижения этих нагрузок. Вопросы долговечности и живучести крановых металлоконструкций рассматривались в работах А.В. Вершинского, М.М. Гохберга, С.А. Соколова, В.Н. Юшкевича и др. Ни в одной работе ранее не исследовалось влияние неровностей подкрановых путей в вертикальной плоскости на величины динамических напряжений и долговечность металлоконструкций. Нагружение механических систем при случайных процессах рассмотрено в работах В.В. Болотина, А.С. Гусева, В.А. Светлицкого и др. Из проведенного обзора научно-технической литературы следует, что для кранов с жестким подвесом груза необходимо дальнейшее проведение теоретических исследований динамических нагрузок.

Вторая глава посвящена обоснованию динамических моделей, используемых в диссертации.

При исследовании динамических нагрузок, действующих на металлоконструкции мостовых кранов, целесообразно использовать динамические модели в виде систем с сосредоточенными массами. Для балок, имеющих по всей длине постоянное поперечное сечение и равномерно распределенную массу, способы приведения масс давно известны.

Для определения приведенных масс жесткого подвеса составлялись две расчетные схемы: вспомогательная (рис. 1, а), в которой подвес представлял-

ся в виде стержня со ступенчато изменяющимся поперечным сечением и распределенными массами, и основная (рис. 1, б), где использовались только сосредоточенные массы. Приведенные массы жесткого подвеса находились из равенства основных частот собственных колебаний указанных систем.

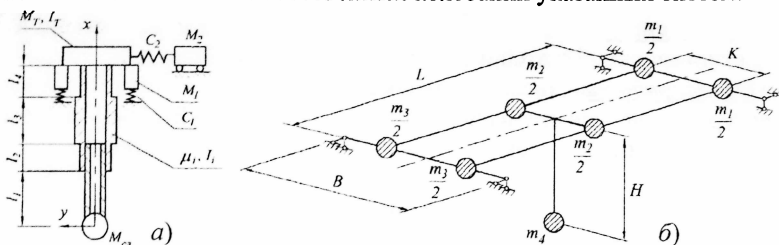


Рис. 1

В *третьей главе* проводилось исследование динамических процессов, возникающих при аварийных ситуациях.

Для определения динамических нагрузок, действующих на металлоконструкции кранов с жестким подвесом груза при наезде на буферные упоры, использовалась шестимассовая динамическая модель с 11-ти степенями свободы, представленная на рис. 2. Грузовая тележка располагалась в середине или четверти пролета моста. Полные горизонтальные перемещения масс m_1 , m_2 , m_3 и m_4 (рис. 2, б) представлялись в виде сумм

$$u_i = u_9 + x_i \quad (i = 1, 3, 5, 7),$$

где u_9 - перемещение массы m_5 ; x_i - перемещение соответствующей i -ой массы относительно массы m_5 .

Перемещение массы m_6 зависело от положения грузовой тележки. Для случая, когда тележка располагалась посередине пролета

$$u_{11} = u_9 + x_5 + x_{11} + x'_{11},$$

где x_{11} - горизонтальное перемещение груза относительно рамы грузовой тележки, возникающие из-за упругих деформаций шахты и колонны; $x'_{11} = \phi H$ - горизонтальное перемещение груза из-за наклона грузовой тележки на угол ϕ (рис. 2, в), где H - расстояние по вертикали от массы m_6 до уровня подтележечных рельсов. Угол наклона тележки определялся вертикальными перемещениями главных балок: $\phi = 2y_6/K$, где K - коlea грузовой тележки.

Уравнения движения в матричной форме имели вид:

$$A\ddot{\bar{Y}} + B\dot{\bar{Y}} + C\bar{Y} + \bar{D} = 0,$$

где A , B и C - матрицы, элементы которых определялись с учетом приведенных масс крана, податливостей и диссипативных свойств конструкции; $\bar{Y} = [x_1, y_2, x_3, y_4, x_5, y_6, x_7, y_8, u_9, y_{10}, x_{11}]^T$ - вектор перемещений приведенных масс; $\bar{D}$ - вектор внешних нагрузок.

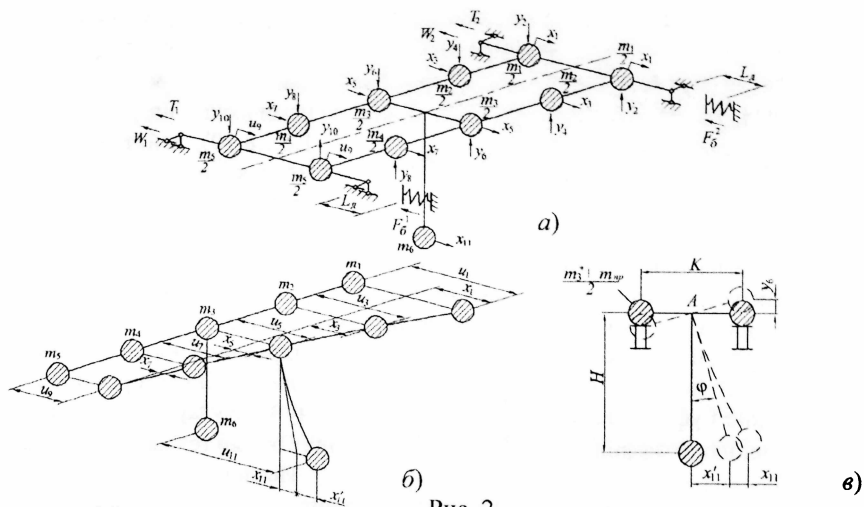


Рис. 2

Внешними нагрузками являлись усилия, создаваемые тормозами механизмов передвижения T_1 и T_2 , силы сопротивления передвижению W_1 и W_2 и силы, возникающие в буферных устройствах F_6^1 и F_6^2 .

Для снижения скорости крана при подходе к буферным устройствам в кранах предусмотрены КВ, которые прерывают подачу тока к двигателям и включают тормоза. При срабатывании КВ до контакта крана с буфером снижение скорости движения крана происходит только за счет тормозных усилий T_1 и T_2 и сил сопротивления W_1 и W_2 . После контакта появляются слагаемые F_6^1 и F_6^2 .

В случае использования пружинных буферов

$$F_6^1 = C_6(u_9 - L_n) \quad \text{и} \quad F_6^2 = C_6(u_1 - L_n), \quad (1)$$

где C_6 - жесткость пружин одного буфера; L_n - длина линейки, используемой для включения концевого выключателя.

Для гидравлического буфера двухстороннего действия

$$F_6^1 = \varphi \dot{u}_9 \quad \text{и} \quad F_6^2 = \varphi \dot{u}_1, \quad (2)$$

где φ - коэффициент, определяемый настройкой буфера. В этом случае силы в буферах зависели от направления скоростей передвижения концевых балок крана и при отдаче ($\dot{u}_9 < 0$ и $\dot{u}_1 < 0$) меняли свое направление. В случае применения пружинно-гидравлических буферов одностороннего действия силы F_6^1 и F_6^2 до отдачи определялись зависимостями (1), а при отдаче к ним добавлялись гидравлические силы (2), препятствующие откату крана назад.

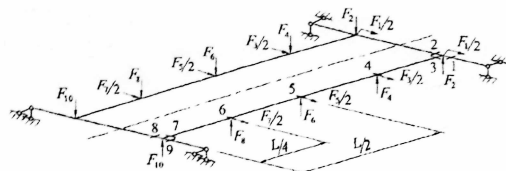


Рис. 3.

Проведенный численный эксперимент показал, что при использовании буферных устройств большой жесткости из-за превышения вертикальными перемещениями значений статического прогиба главных балок происходит отрыв грузовой тележки от рельса. Применение гидравлических буферов одностороннего действия оказывается мало эффективным. Двухсторонние гидравлические буферы позволяют исключить отдачу при ударе, но при больших значениях коэффициента ϕ также происходит отрыв тележки от рельса.

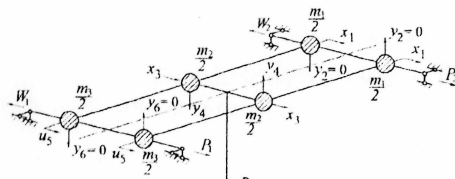


Рис. 4

Исследование динамики крана при наезде нижнего конца подвеса на жесткий упор проводилось для двух вариантов расположения грузовой тележки. В случае расположения грузовой тележки в четверти пролета использовалась шестимассовая динамическая модель, аналогичная той, что применялась при исследовании наезда на буферные упоры.

Расчеты показали, что если тележка находилась посередине пролета, то разница в значениях динамических перемещений и нагрузок, полученных при использовании четырехмассовых и шестимассовых динамических моделей незначительна. В связи с этим, для упрощения дальнейшего анализа использовалась динамическая модель, представленная на рис. 4. Данная модель описывала движение крана до опрокидывания грузовой тележки, т.е. до отрыва ходовых колес тележки от рельса одной из главных балок. При этом рассматривались горизонтальные перемещения x_1, x_3, u_5 и одно вертикальное - y_4 . Вертикальные перемещения y_2 и y_6 в силу их малости не учитывались.

В точке контакта нижнего конца колонны с жестким упором возникает реактивная сила R , которая находилась из условия равенства нулю полного перемещения нижнего конца подвеса и определялась в виде

$$R = \left(u_5 + x_3 + \frac{2H}{K} y_4 \right) / \delta_{7,7},$$

где $\delta_{7,7}$ - податливость шахты с колонной при изгибе ее относительно рамы грузовой тележки.

Дифференциальные уравнения движения приведенных масс:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{u}_1 + m_2 \ddot{u}_3 + m_3 \ddot{u}_5 - P_1(\dot{u}_5) - P_2(\dot{u}_1) + W_1 + W_2 + R = 0; \\ x_1 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{1,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{1,3} - R \delta_{1,7} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{1,1} = 0; \\ x_3 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{3,3} - R \delta_{3,7} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{3,1} = 0; \\ y_4 = -\left[\dot{m}_2^* + m_{np}\right] \ddot{y}_4 / 2 + \alpha_4 \dot{y}_4 \delta_{4,4} - R \delta_{4,7}, \end{cases} \quad (4)$$

где $u_1 = u_5 + x_1$; $u_3 = u_5 + x_3$; δ_{ij} – податливости системы; P_1 и P_2 – силы, создаваемые электродвигателями, которые принимались линейно зависимыми от скоростей передвижения соответствующих концевых балок; W_1 и W_2 – силы сопротивления передвижению крана; $\alpha_1 \dot{x}_1, \alpha_3 \dot{x}_3, \alpha_4 \dot{y}_4$ – силы внутреннего трения и конструкционного демпфирования; m_2^* – приведенная к середине пролета масса двух пролетных балок; m_{np} – приведенная масса, определявшаяся из условия равенства кинетических энергий вращательного движения рамы грузовой тележки и поступательного движения приведенных масс в направлении y_4 .

Интегрирование системы уравнений (4) проводилось при нулевых начальных условиях, за исключением скорости $\dot{u}_5$, которая принималась равной скорости наезда крана на упор v_n .

При наезде крана на упор с большими скоростями возникали такие реактивные силы R , что начиналась пробуксовка ходовых колес. Усилия, развиваемые электродвигателями при пробуксовке $P_{проб}$, определялись из условия

$$(G_{кр} + G_m) g f n_{np} / n_0 = 2 P_{проб} \quad (5)$$

где $G_{кр}$ – масса металлоконструкций крана; G_m – масса грузовой тележки; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; f – коэффициент сцепления; n_{np} – число приводных колес крана; n_0 – общее число колес.

Учитывая, что до наезда на упор обе главные балки имели статический прогиб от веса грузовой тележки $y_{4,cm} = G_m g \delta_{4,4} / 2$, а при наезде одна балка дополнительно перемещалась вниз, а другая поднималась на ту же величину y_4 вверх, то при значении $y_4 = y_{4,cm}$ прогиб одной из главных балок становился равным нулю. В этот момент начинался второй этап движения крана, связанный с поворотом тележки относительно одного рельса на угол ψ (рис. 5, а).

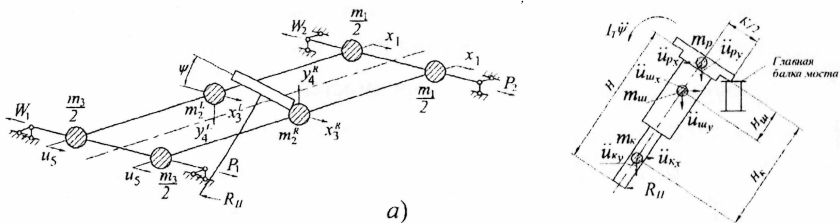


Рис. 5

б)

На втором этапе все вертикальные и горизонтальные нагрузки от грузовой тележки передавались только на одну главную балку. Здесь использовалась динамическая модель, представленная на рис. 5, где вводились новые перемещения: x_3^R и y_4^R для правой главной балки, x_3^L и y_4^L для левой, которые соответствовали движению приведенных масс $m_2^R = m_2^L = m_2^*/2$.

Уравнения движения приведенных масс представлялись в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} & m_1 \ddot{u}_1 + m_2^L \ddot{u}_3^L + m_2^R \ddot{u}_3^R + m_p \ddot{u}_{p_x} + m_{ш} \ddot{u}_{ш_x} + m_{\kappa} \ddot{u}_{\kappa_x} + m_3 \ddot{u}_5 - \\ & - P_1(\dot{u}_5) - P_2(\dot{u}_1) + W_1 + W_2 + R_{II} = 0; \\ & x_1 = -(m_1 \dot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{1,1} - (m_2^L \dot{u}_3^L + \alpha_3^L \dot{x}_3^L) \delta_{1,3L} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{1,1} - \\ & - (m_2^R \dot{u}_3^R + \alpha_3^R \dot{x}_3^R + m_p \dot{u}_{p_x} + m_{ш} \dot{u}_{ш_x} + m_{\kappa} \dot{u}_{\kappa_x} + R_{II}) \delta_{1,3R}; \\ & x_3^R = -(m_1 \dot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3R,1} - (m_2^L \dot{u}_3^L + \alpha_3^L \dot{x}_3^L) \delta_{3R,3L} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{3R,1} - \\ & - (m_2^R \dot{u}_3^R + \alpha_3^R \dot{x}_3^R + m_p \dot{u}_{p_x} + m_{ш} \dot{u}_{ш_x} + m_{\kappa} \dot{u}_{\kappa_x} + R_{II}) \delta_{3R,3R}; \\ & x_3^L = -(m_1 \dot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3L,1} - (m_2^L \dot{u}_3^L + \alpha_3^L \dot{x}_3^L) \delta_{3L,3L} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{3L,1} - \\ & - (m_2^R \dot{u}_3^R + \alpha_3^R \dot{x}_3^R + m_p \dot{u}_{p_x} + m_{ш} \dot{u}_{ш_x} + m_{\kappa} \dot{u}_{\kappa_x} + R_{II}) \delta_{3L,3R}; \\ & y_4^R = -(m_2^R \ddot{y}_4^R + \alpha_4^R \dot{y}_4^R + m_p \ddot{u}_{p_y} + m_{ш} \ddot{u}_{ш_y} + m_{\kappa} \ddot{u}_{\kappa_y}) \delta_{4R,4R} + (m_2^L \ddot{y}_4^L + \alpha_4^L \dot{y}_4^L) \delta_{4R,4L}; \\ & y_4^L = (m_2^R \ddot{y}_4^R + \alpha_4^R \dot{y}_4^R + m_p \ddot{u}_{p_y} + m_{ш} \ddot{u}_{ш_y} + m_{\kappa} \ddot{u}_{\kappa_y}) \delta_{4L,4R} - (m_2^L \ddot{y}_4^L + \alpha_4^L \dot{y}_4^L) \delta_{4L,4L}; \\ & I_T \ddot{\psi} + m_p g K/2 \cos \psi + m_{ш} g (H_{ш} \sin \psi + K/2 \cos \psi) + m_{\kappa} g (H_{\kappa} \sin \psi + K/2 \cos \psi) = \\ & = R_{II} (H \cos \psi + K/2 \sin \psi), \end{aligned} \right. \quad (6)$$

где m_p , $m_{ш}$, m_{κ} - массы рамы грузовой тележки, шахты и колонны, I_T - момент инерции грузовой тележки (рамы, шахты и колонны) при повороте ее относительно рельса правой главной балки.

Реакция R_{II} , входившая в уравнения (6), определялась в виде

$$R_{II} = \left[u_5 + x_3^R + \frac{2H}{K} (y_4^R + 2|y_{4,cm}|) - \psi H \right] / \delta_{77}.$$

При опрокидывании грузовой тележки, в отличие от первого этапа, необходимо учитывать восстанавливающий момент от веса грузовой тележки и от инерциальных нагрузок рамы тележки, шахты и колонны, которые находились на разных расстояниях от точки опрокидывания. Горизонтальные и вертикальные проекции полных ускорений рамы грузовой тележки $\ddot{u}_p$, шахты $\ddot{u}_{ш}$ и колонны $\ddot{u}_{\kappa}$ определялись из зависимостей:

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{u}_{p_x} &= \ddot{u}_5 + \ddot{x}_3^R + \ddot{\psi} K/2 \sin \psi; & \ddot{u}_{p_y} &= \ddot{y}_4^R + \ddot{\psi} K/2 \cos \psi + g; \\ \ddot{u}_{ш_x} &= \ddot{u}_5 + \ddot{x}_3^R - \ddot{\psi} (H_{ш} \cos \psi - K/2 \sin \psi); & \ddot{u}_{ш_y} &= \ddot{y}_4^R + \ddot{\psi} (H_{ш} \sin \psi + K/2 \cos \psi) + g; \\ \ddot{u}_{\kappa_x} &= \ddot{u}_5 + \ddot{x}_3^R - \ddot{\psi} (H_{\kappa} \cos \psi - K/2 \sin \psi); & \ddot{u}_{\kappa_y} &= \ddot{y}_4^R + \ddot{\psi} (H_{\kappa} \sin \psi + K/2 \cos \psi) + g, \end{aligned} \right.$$

где $H_{ш}$ и $H_{к}$ - расстояния от точки опоры грузовой тележки до центра тяжести шахты и колонны (рис. 5, б). В этих зависимостях перемещения от изгиба шахты и колонны в силу их малости не учитывались.

Начальные значения горизонтальных перемещений и скоростей на втором этапе принимались теми же, что и перемещения и скорости соответствующих масс к концу первого этапа. Вертикальные скорости и перемещения: $y_4^R = y_4^L = \dot{y}_{4,l}$; $y_4^R = -2y_{4,cm}$; $y_4^L = 0$, где индекс "l" показывает, что начальное значение соответствовало концу первого этапа. Угол ψ отсчитывался от горизонтали, и его начальное значение принималось $2|y_{4,cm}|/K$, а скорость $\dot{\psi} = 0$.

Интегрирование уравнений (6) заканчивалось при остановке двигателей (если $\dot{u}_1 = 0$ или $\dot{u}_5 = 0$). Но при больших скоростях наезда на упор остановка крана предшествовал период пробуксовки двигателей. При этом использовались уравнения движения (6), а усилия, развиваемые электродвигателями при пробуксовке, определялись согласно (5).

По результатам численного эксперимента установлено, что при $v_n = 0,2$ м/с наибольшие напряжения в средних сечениях главных балок $\sim$ в 3 раза больше статических от веса грузовой тележки, а максимальные прогибы y_4 увеличиваются в 2,3 раза. В наиболее нагруженных сечениях при больших скоростях наезда на упор ($v_n \geq 0,8$ м/с) возникают пластические деформации. При обратном ходе крана из-за большой разности в горизонтальных перемещениях главных балок возможен сход грузовой тележки с рельса.

В *четвертой главе* проводился анализ эффективности использования различных способов защиты от аварий кранов с жестким подвесом груза при наезде нижнего конца подвеса на упор.

Наиболее простым способом является установка на шахте предохранительных роликов, которые при отрыве колес тележки захватывают за нижний пояс освободившуюся главную балку. Расчеты таких кранов проводились в предположении отсутствия отрыва предохранительных роликов. Однако проведенные расчеты показали, что на ролики передаются большие нагрузки, способные привести к их отрыву, да и напряжения в металлоконструкции при наличии роликов увеличиваются на 10 – 15 %. Для снижения нагрузок, передающихся на металлоконструкции и предохранительные ролики, целесообразно отключать двигатели, не допуская работы их вплоть до останова крана. Для этого на шахтах грузовых тележек необходимо устанавливать КВ, которые автоматически выключали бы двигатели в случае перемещения главных балок на величину $(0,7 - 1,0)y_{4,cm}$ и включали тормоза. При этом динамические нагрузки на ролики и максимальные напряжения уменьшатся $\sim$ на 30%, и даже при $v_n = 0,8$ м/с максимальные напряжения в металлоконструкциях останутся меньше допускаемых.

Другими известными способами защиты являются замена жесткой связи шахты с колонной или шахты с грузовой тележкой на упругую и установка грузовой тележки на подвижных шасси. При наезде на упор за счет упругих элементов (пружин) в первом случае опрокидывается только колонна, во втором варианте – шахта с колонной, а в последней конструкции допускается наклон грузовой тележки без отрыва колес от рельса.

Процесс наезда на упор указанных конструкций разделялся на два этапа. На первом этапе силы, действующие на пружины, были меньше сил предварительного поджатия, которые выбирались так, чтобы исключить раскачивание груза в период нормальной эксплуатации. Здесь использовалась динамическая модель, представленная на рис. 4, и соответствующие ей уравнения движения (4). Интегрирование (4) происходило до тех пор, пока сохранялась предварительная затяжка пружин.

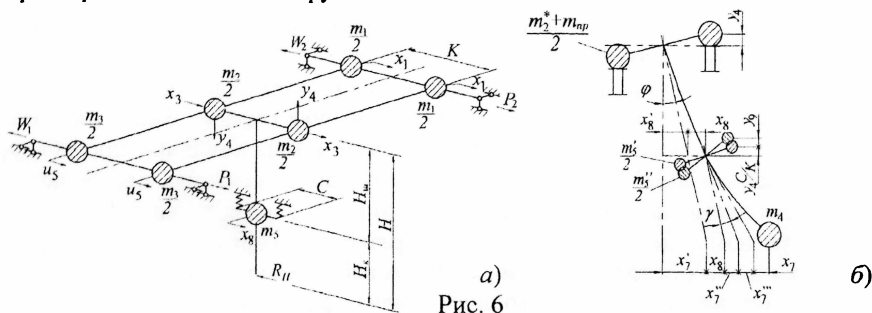


Рис. 6

На втором этапе движения крана, имеющего упругое соединение шахты с колонной, пружины, подрессоривающие колонну, начинают дополнительно деформироваться. Здесь для определения динамических нагрузок использовалась динамическая модель, представленная на рис. 6. Масса шахты распределялась между массами m_2 и m_5 . В приведенную массу m_5 также вошла масса верхней части колонны. При учете угловых перемещений колонны относительно оси шахты за счет деформации пружин y_9 масса m_5 разделялась на две составляющие: m_5' – часть массы m_5 , перемещавшаяся вместе с шахтой и m_5'' – масса верхней части колонны.

На втором этапе использовалась система 6-ти дифференциальных уравнений, где к перемещениям приведенных масс первого этапа добавлялись перемещение y_9 , возникающее за счет деформации пружин и горизонтальное перемещение x_8 массы m_5 .

В случае, когда жесткая связь тележки с шахтой заменялась упругой (рис. 7), на втором этапе использовалась та же динамическая модель, что и на первом этапе, но при этом учитывалось, что податливость жесткого подвеса

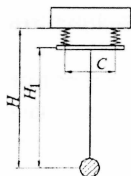


Рис. 7

определялась не только податливостью шахты с колонной, но и податливостью пружин, поддрессорирующих тележку.

В последней конструкции колеса грузовой тележки находятся в подвижных шасси (рис. 8, а), которые с одной стороны посажены в подшипниках рамы тележки, а с другой - опираются на опоры. В нормальном положении (рис. 8, в) упоры рамы тележки и шасси препятствуют опусканию рамы тележки относительно колес, однако позволяют ее поступательное движение при опрокидывании (рис. 8, б). Между шасси и рамой тележки установлены пружины.

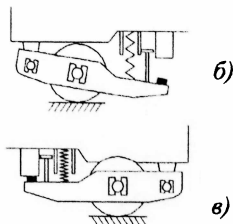
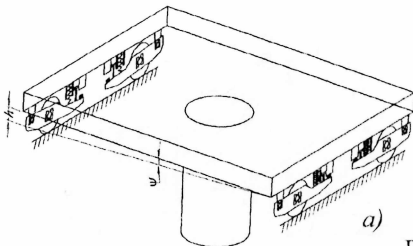


Рис. 8

На втором этапе, пружины шасси, расположенные на дальнем рельсе, начинали деформироваться (рис. 8, б), начинался поворот тележки на угол ψ . Здесь использовалась динамическая модель, представленная на рис. 9.

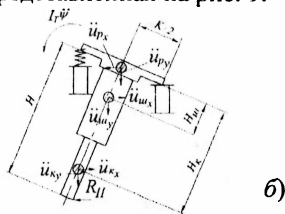
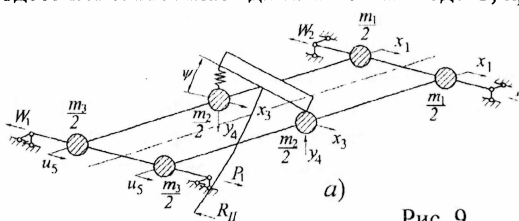


Рис. 9

Для всех перечисленных способов защиты интегрирование уравнений движения заканчивалось или при остановке двигателей ($\dot{u}_1 = 0$ или $\dot{u}_5 = 0$), или при отрыве колес грузовой тележки от рельса ($y_4 = y_{4,cm}$), или когда усилия в растягивающихся пружинах становились равными нулю, или при посадке витков сжимающихся пружин.

В работе было установлено, что упругая подвеска колонны или шахты, и установка грузовой тележки на подвижных шасси при малых скоростях наезда на упор ($v_n \leq 0,4$ м/с) позволяет избежать отрыва ходовых колес от рельса и значительно снизить напряжения, но при $v_n > 0,4$ м/с происходит либо посадка витков пружин, либо усилия в них становятся равными нулю, что приводит к отрыву колес грузовой тележки и сходу ее с рельса.

В пятой главе исследовались динамические нагрузки, возникающие в периоды нормальной эксплуатации, и производилась оценка влияния этих нагрузок на долговечность металлоконструкций.

Для исследования процесса неустановившегося движения при разгоне и торможении использовалась шестимассовая динамическая модель, аналогичная той, что применялась ранее при определении динамических нагрузок при наезде на буферные упоры.

Внешними нагрузками при разгоне являлись усилия P_1 и P_2 , создаваемые электродвигателями, которые изменялись в соответствии с механическими характеристиками использовавшихся электроприводов (рис. 10, а), а также силы сопротивления передвижению крана W_1 и W_2 .

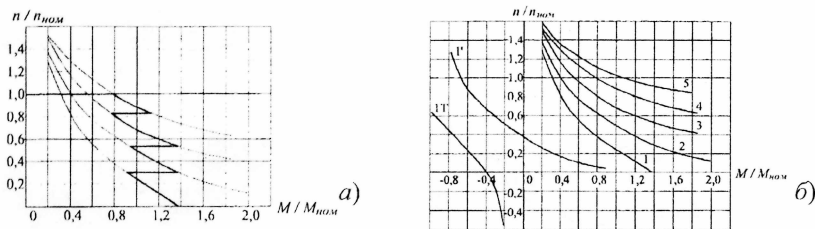


Рис. 10

При исследовании процесса торможения использовалась та же динамическая модель, что и при разгоне, но движущие силы P_1 и P_2 заменялись на тормозные усилия $(-T_1)$ и $(-T_2)$. Рассматривались три способа торможения: механическое, динамическое с последующим наложением механических тормозов и динамическое с затормаживанием противотоком.

При механическом торможении силы T_1 и T_2 определялись по тормозным моментам, указанным в технических характеристиках кранов, при торможении динамическом и противотоком использовались механические характеристики электропривода (рис. 10, б). При проведении расчетов нелинейные характеристики $1'$ и $1T$ заменялись кусочно-линейными функциями.

В работе установлено, что наибольшие динамические напряжения в балках моста возникают при механическом торможении. Величина их практически не изменяется в случае наличия первоначального снижения скорости за счет динамического торможения. При динамическом торможении с последующим затормаживанием противотоком наибольшие напряжения снижаются, а долговечность металлоконструкций увеличивается ~ на 10 ÷ 20%.

Для исследования динамических перемещений и напряжений, возникающих в металлоконструкциях кранов с жестким подвесом груза при движении их по подкрановым путям, имеющим случайные неровности в вертикальной плоскости, использовались спектральные плотности, опубликованные в работах В. А. Бука и А. М. Захезина (1986 г.):

$$S_h(\omega) = R_0 \frac{2\alpha_1 v^3 (\alpha_1^2 + \beta_1^2)}{\omega^4 + 2(\alpha_1^2 - \beta_1^2) v^2 \omega^2 + [(\alpha_1^2 + \beta_1^2) v^2]^2},$$

где α_1, β_1 - значения параметров, соответствующих скорости крана $v = 1 \text{ м/с}$; ω - частота колебаний, рад/с; R_0 - дисперсия микропрофиля подкранового пути, мм^2 . Диапазон изменения существенных значений $S_h(\omega)$ лежит в пределах до 10 рад/с. Распределение неровностей подчиняется нормальному закону.

Исследование собственных частот и форм колебаний приведенных масс показало, что наименьшее значение частоты соответствует колебаниям жесткого подвеса за счет вертикальных прогибов главных балок, при расположении грузовой тележки посередине пролета. Наибольшие колебания такой формы возникают в случае, когда левый и правый пути имеют одинаковые законы изменения неровностей в вертикальной плоскости.

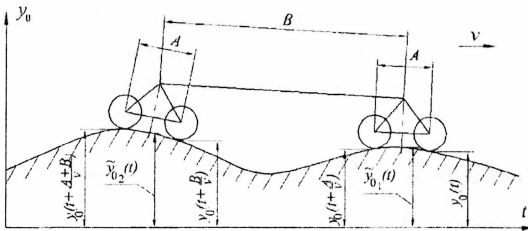


Рис. 11

соединены балансирами (рис. 11).

Вертикальные перемещения передних колес передних балансиров крана принимали равными $y_0(t)$. Следующие за ними колеса получали те же перемещения через промежуток времени $\tau_1 = A/v$, где A - расстояние между осями колес одного балансира. Перемещения осей передних балансиров - $\tilde{y}_{0_1} = (y_0(t) + y_0(t + \tau_1))/2$. Колеса, относящиеся к задним балансирам, получают те же перемещения через $\tau_2 = B/v$ и $\tau_3 = (B + A)/v$, где B - база крана. Перемещение осей задних балансиров - $\tilde{y}_{0_2} = (y_0(t + \tau_2) + y_0(t + \tau_3))/2$.

Это нагружение рассматривается в виде суммы симметричного и кососимметричного воздействий. При кососимметричном нагружении оси передних балансиров поднимаются, а оси задних - опускаются на величину $\tilde{y}_0 = (\tilde{y}_{0_1} - \tilde{y}_{0_2})/2$. При симметричном нагружении все балансиры одновременно поднимаются на величину $\hat{y}_0 = (\tilde{y}_{0_1} + \tilde{y}_{0_2})/2$.

Значения собственных частот при симметричном нагружении оказываются > 10 рад/с, поэтому далее рассматривалось только кососимметричное нагружение.

Так как у металлургических кранов с жестким подвесом груза обычно бывает тяжелая грузовая тележка, то они являются многоколесными. В работе рассматривался восьмиколесный кран, соседние колеса которого попарно

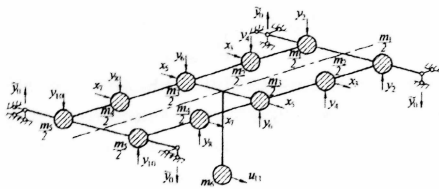


Рис. 12

Для определения средне-квадратичных значений напряжений и перемещений приведенных масс при кососимметричном нагружении использовалась динамическая модель крана, представленная на рис. 12. Кран рассматривался в виде упругой системы с шестью приведенными массами,

которые имели четыре горизонтальных и пять вертикальных перемещений относительно опор, принятых за неподвижные. Опоры рамы моста имели указанные выше перемещения $\tilde{y}_0$. Из условия симметрии конструкции следовало, что $m_1 = m_5$, $m_2 = m_4$, $y_2 = y_{10}$, $x_3 = x_7$, $y_4 = y_8$. Это позволило сократить вектор перемещений $\bar{X} = [y_2, x_3, y_4, x_5, y_6, u_{11}]^T$. Здесь полагалось, что полное горизонтальное перемещение u_{11} массы m_6 учитывало как горизонтальное перемещение груза относительно рамы грузовой тележки, возникающие из-за упругих деформаций шахты и колонны, так и горизонтальное перемещение груза, обусловленное наклоном тележки.

Уравнения движения приведенных масс представлялись в виде:

$$\bar{X} = -\Delta M \ddot{\bar{X}} - \Delta \Phi \dot{\bar{X}} - \Delta \bar{F}_0, \quad (7)$$

где Δ – матрица податливостей; M , Φ – диагональные матрицы приведенных масс и коэффициентов демпфирования; $\bar{F}_0$ – вектор сил инерции, возникающих при кинематическом возбуждении

$$\bar{F}_0 = \left[\frac{K}{B} \frac{m_1}{2} \tilde{y}_0, \quad 0, \quad \frac{K}{B} \frac{m_2}{2} \tilde{y}_0, \quad 0, \quad \frac{K}{B} \frac{m_3^* + m_{np}}{2} \tilde{y}_0, \quad \frac{2H}{B} m_6 \tilde{y}_0 \right]^T.$$

Задача решалась методом комплексных амплитуд. Закон изменения неровностей представлялся в виде $y_0 = h e^{i\omega t}$, где $h = 1$ мм.

Уравнения движения приведенных масс при этом принимали вид

$$A_1 \ddot{\bar{X}}_1 + B_1 \dot{\bar{X}}_1 + \bar{X}_1 = -\bar{D}_1 (e^{i\omega t} + e^{i\omega(t+\tau_1)} - e^{i\omega(t+\tau_2)} - e^{i\omega(t+\tau_3)})/4, \quad (8)$$

где $\bar{X}_1$ – соответствующий вектор перемещений приведенных масс;

$$A_1 = \Delta M; \quad B_1 = \Delta \Phi; \quad \bar{D}_1 = \Delta \bar{K}_1 \omega^2 \quad (\text{где } \bar{K}_1 = \bar{F}_0 / \tilde{y}_0).$$

Решение системы уравнений (8) представлялось в форме

$$\bar{X}_1 = \bar{Y}(i\omega) (e^{i\omega t} + e^{i\omega(t+\tau_1)} - e^{i\omega(t+\tau_2)} - e^{i\omega(t+\tau_3)})/4,$$

где $\bar{Y}(i\omega) = \bar{\eta}(\omega) + i\bar{\chi}(\omega)$ ($\bar{\eta}(\omega)$, $\bar{\chi}(\omega)$ – векторы действительных чисел).

Далее уравнения движения (8) сводились к системе 12-ти алгебраических уравнений

$$\begin{bmatrix} E - \omega^2 A_1 & -\omega B_1 \\ \omega B_1 & E - \omega^2 A_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\eta} \\ \bar{\chi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\Delta \bar{K}_1 (1 + \cos(\omega \tau_1) - \cos(\omega \tau_2) - \cos(\omega \tau_3))/4 \\ \Delta \bar{K}_1 (\sin(\omega \tau_2) + \sin(\omega \tau_3) - \sin(\omega \tau_1))/4 \end{bmatrix} \omega^2. \quad (9)$$

Система (9) решалась при последовательно изменяющихся значениях ω . Спектральная плотность искомых динамических перемещений

$$S_{x_i}(\omega) = S_h(\omega) |Y_i|^2,$$

где $|Y_i|^2 = \eta_i^2 + \chi_i^2$ - квадрат модуля комплексной передаточной функции для перемещения i -ой массы.

Среднеквадратичные значения перемещений

$$\sigma_{x_i} = \sqrt{\int_0^{\omega_{\max}} S_{x_i}(\omega) d\omega},$$

где $\omega_{\max}$ - такое значение верхнего предела интегрирования, при увеличении которого среднеквадратичные перемещения переставали возрастать.

Для определения среднеквадратичных и максимальных ($\sigma_{\max_k} = 3\sigma_{\sigma_k}$) напряжений определялись напряжения от сил инерции ($-m_i \omega^2 \eta_i$) и ($-m_i \omega^2 \chi_i$). Квадрат передаточной функции напряжений, спектральная плотность напряжений и среднеквадратичные значения для k -ого сечения:

$$|Y_{\sigma_k}|^2 = \eta_{\sigma_k}^2 + \chi_{\sigma_k}^2, \quad S_{\sigma_k} = |Y_{\sigma_k}|^2 S_h(\omega) \quad \text{и} \quad \sigma_{\sigma_k} = \sqrt{\int_0^{\omega_{\max}} S_{\sigma_k}(\omega) d\omega}.$$

При проведении численного эксперимента установлено, что наибольшие напряжения в расчетных сечениях моста при неблагоприятном распределении неровностей подкрановых путей сопоставимы с напряжениями, возникающими при разгоне крана. Далее исследовалось влияние полученных напряжений на долговечность металлоконструкции. В работе показано, что наличие неровностей подкрановых путей уменьшает долговечность металлоконструкции до 1,5 раза.

Основные результаты работы и выводы:

1. Разработан метод определения динамических перемещений и напряжений в металлоконструкции крана с жестким подвесом груза при наезде нижнего конца подвеса на упор, позволяющий учитывать отрыв колес грузовой тележки от рельса.
2. Определены нагрузки, действующих на металлоконструкции кранов, снабженных предохранительными роликами. Доказана возможность использования конечных выключателей, предотвращающих при наезде на

упор отрыв или отгиб роликов, в данной конструкции. Предложена конструктивная схема установки конечных выключателей.

3. Созданы методы расчета и проведены численные эксперименты по определению динамических перемещений и напряжений в кранах с упругой подвеской колонны или шахты и в конструкциях с установкой рамы грузовой тележки на подвижных шасси. Установлена целесообразность использования этих конструкций.
4. Показана возможность отрыва колес грузовой тележки от рельса при наезде крана на буферные упоры. Даны рекомендации по созданию буферных устройств, позволяющие исключить сход тележки с рельса.
5. Исследовано влияние различных видов торможения на динамические напряжения в балках моста и долговечность металлоконструкции. Показаны преимущества и недостатки каждого вида.
6. Исследовано влияние случайных неровности подкрановых путей в вертикальной плоскости на динамические напряжения в балках моста и долговечность металлоконструкции. Установлен наиболее опасный случай распределения неровностей.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Спицына Д.Н., Поликарпов К.В. Исследование динамики кранов с жестким подвесом груза при движении их по неровным путям // Подъемно-транспортные машины на рубеже веков: Программа и тезисы научно-технической конференции с международным участием, посвященной 75-летию образования кафедры "Подъемно-транспортные системы". - М., 1999. - С. 94.
2. Спицына Д.Н., Поликарпов К.В. Оценка влияния неровностей подкрановых путей на напряжения в кранах с жестким подвесом груза // Вестник машиностроения. - 2000. - № 12. - С. 3-11.
3. Спицына Д.Н., Поликарпов К.В. Торможение кранов с жестким подвесом груза // Подъемно-транспортное дело. - 2000. - № 3. - С. 19-25.
4. Спицына Д.Н., Поликарпов К.В. Оценка параметров буферных устройств для кранов с жестким подвесом груза // Тр. ТулГУ. Подъемно-транспортные машины и оборудование. - 2001. - Вып. 3. - С. 194-202.
5. Коновалов Л.В., Спицына Д.Н., Поликарпов К.В. Оценка долговечности металлоконструкций кранов с жестким подвесом груза. // Вестник машиностроения. - 2001. - № 12. - С. 33-39.
6. Спицына Д.Н., Поликарпов К.В. Защита кранов с жестким подвесом груза от аварий в случае наезда на упор // Вестник машиностроения. - 2002. - №3. - С. 3-10.