

На правах рукописи

ВЫДАЕТСЯ

Лобов Николай Александрович

**РАЗРАБОТКА ОСНОВ ДИНАМИКИ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНОВ ПО
РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ И МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА РАБОТЫ
КРАНОВОЙ СИСТЕМЫ.**

**Специальность 05.05.04. Дорожные, строительные и
подъёмно – транспортные машины**

**Автореферат диссертация на соискание
ученой степени
доктора технических наук**

Лобов

3

Москва - 2006

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Гришин Д.К.

доктор технических наук, профессор Зарецкий А.А.

доктор технических наук, профессор Ряхин В.А.

Ведущее предприятие —

ОАО «Карачаровский механический завод».

заседа

y1751328

Лобов Н.А.
Разработка основ динамики
механизма кранов по

» апреля 2006г. на
141.07. МГТУ им. Н.Э.Баумана
Бауманская ул., дом 5.

Н.Э.Баумана

Y 175132P

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

[illegible]

ту адресу.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1751328

Побов Н.А. Разработка осно

Актуальность проблемы.

К объектам исследования настоящей работы относятся мостовые и отчасти козловые краны, передвижение которых по рельсовому пути является технологическим и повторяющимся, как правило, каждый рабочий цикл.

В настоящее время наибольшее распространение имеют двухбалочные мостовые краны с опорной грузовой тележкой, с раздельным приводом механизма передвижения, с двухребордными ходовыми колесами.

Несмотря на то, что конструкции мостовых кранов совершенствовались многие годы, в настоящее время имеют место многочисленные преждевременные отказы крановой системы: кран — подкрановый путь. Причинами отказов являются конструктивное несовершенство ходовой части кранов, привода механизма передвижения, некоторых элементов металлоконструкций кранов, а также низкий уровень существующих методов расчёта действующих на силовые элементы нагрузок.

Наиболее характерными ранними отказами являются: износ крановых колес и подкрановых рельсов, усталостные разрушения концевых балок в местах установки колес и их соединениях с главными балками, разрушение тихоходных валов механизмов передвижения, расшатывание и изменение колеи рельсового пути, поломки направляющих роликов в кранах с безребордными крановыми колесами и некоторые другие.

Выборка крановых колес происходит в основном из-за повышенного износа их реборд. Нередки случаи, когда крановые колеса служат 3-4 месяца при регламентированном сроке 5-12 лет, а срок службы подкрановых рельсов снижается до 40-50 % регламентированного.

Одна из главных причин малой долговечности ходовых колес — возникновение значительных поперечных (по отношению к направлению рельсового пути) нагрузок на колеса крана — изучалась мало, на низком научно-техническом уровне, без экспериментального подтверждения рекомендаций по совершенствованию ходовой части кранов.

Усталостные разрушения концевых балок в местах установки колес и в узлах их соединения с главными балками считались следствием циклического нагружения металлоконструкции крана только за счет работы механизма подъема груза. Нагрузки на концевые балки, возникающие при передвижении крана, определялись либо по упрощенным схемам, либо вовсе игнорировались.

Другой важной причиной инициации данной работы послужило наличие устаревших норм на установку крановых колес, регламентируемых ГОСТом, и использование в практике проектирования кранов нормативных коэффициентов, не имеющих теоретического или экспериментального обоснования, а также теоретического обоснования путей снижения динамических нагрузок и путей рационального конструктивного совершенствования ходовой части мостовых кранов.

Цель работы. Повышение ресурса работы крановых колес, подкранового рельсового пути и металлоконструкции кранов, а также

МГТУ

ИМ. Н. Э. БАУМАНА
БИБЛИОТЕКА ¹

снижения уровня крановых нагрузок на строительную часть здания, где работают краны и повышение безопасности их работы.

Задачи исследования: разработка динамических моделей крана, работающего в режимах стационарного и нестационарного движения, адекватно отражающих его реальную работу; проведение экспериментальных исследований динамических процессов на реальных кранах; совершенствование методов расчета динамических нагрузок, возникающих при передвижении кранов; разработка технических мероприятий направленных на снижение уровня динамических нагрузок крановой системы и увеличение ресурса её работы.

Общая методика исследования. Для решения поставленных задач применялись общие методы теории колебаний, теории устойчивости движения, теории систем автоматического управления, теории удара деформируемых тел, методы математического моделирования динамических систем, а также основные методы экспериментального исследования электромеханических систем.

Научная новизна. Разработаны динамические модели мостового крана, работающего в режимах нестационарного и стационарного движения, позволяющие провести на стадии проектирования расчет динамических нагрузок, действующих на крановую металлоконструкцию, ходовую часть крана и рельсовый путь.

Показано, что за счет неидеальных поперечных связей ходовых колес с рельсовым путем в процессе движения крана, главным образом, в период его стационарного движения, происходит нагружение металлоконструкции крана, которое сохраняется при неподвижном кране. В период же нестационарного движения крана за счет упругих колебаний моста и маятниковых колебаний подвешенного на канатах груза металлоконструкция получает дополнительное нагружение по уровню, сопоставимое с предыдущим нагружением, полученным при выполнении краном предшествующего цикла работы. В связи с этим разработана методика расчета нагрузок, действующих на металлоконструкцию крана, состоящая из двух независимых друг от друга этапов расчета. На одном из них определяются нагрузки в режиме стационарного движения крана (предварительное нагружение), а на другом - динамические нагрузки в режимах нестационарного движения крана (дополнительное нагружение).

Предложена схема установки крановых колес в горизонтальной плоскости, на которую получено авторское свидетельство, позволяющая существенно снизить уровень поперечных нагрузок, действующих на крановые колеса и рельсовый путь и повысить их рабочий ресурс.

Сформулированы условия, при каких сочетания возмущающих сил (сил вызывающих поперечное смещение и перекос крана) возникают максимальные поперечные нагрузки на рельсовый путь или направляющие ролики в случае использования безребордных колес, а также условия движений крана, при которых происходит интенсивный износ колес и рельсов.

Разработана методика оценки работоспособности ходовой части кранов с раздельным и центральным приводом с использованием крановых колес с коническим профилем. Обосновано и введено понятие области существования устойчивых движений кранов с коническими колесами, на основе которого показана техническая и экономическая нецелесообразность применения на кранах с раздельным приводом конических колес и целесообразность их применения на кранах с центральным приводом.

Предложен принцип построения системы автоматической стабилизации прямолинейного движения крана, обеспечивающей в широких пределах изменения возмущающих воздействий, движение крана без касания реборд колес с рельсами.

Экспериментальными исследованиями показан уровень ударных нагрузок на крановое колесо и элементы металлоконструкции крана в момент наезда на уступ рельсового стыка. Произведена оценка влияния параметров системы крановое колесо - рельс - подкрановая балка на уровень силы удара. Приведены рекомендации, направленные на снижение ударных нагрузок.

Практическое значение результатов работы.

Основные положения теории передвижения кранов по рельсовому пути, методов расчета поперечных нагрузок, методов расчета динамических нагрузок кранов вошли составной частью в курс "Динамика ПТМ и роботов", читаемых автором в МГТУ им. Н.Э. Баумана в течение 20 лет.

Основные положения расчета динамических нагрузок вошли в учебное пособие Грузоподъемные машины /под ред. М.П.Александрова, -М: Высшая школа, 1973, 472 с. , учебник Грузоподъемные машины. /Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. М: "Машиностроение" – 1988- 400с и монографию Динамика грузоподъемных кранов / Лобов Н.А. М: Машиностроение – 1987 -157с.

Существенная часть настоящего исследования вошла в учебное пособие Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н.А.Лобов, М: изд. МГТУ им Н.Э.Баумана -2003-230 с.

Разработанная автором инструкция «Повышение долговечности ходовых колес мостовых кранов» используется на ряде предприятий (Череповецкий металлургический комбинат, Карачаровский механический завод, Северодвинский машиностроительный завод и др.).

Результаты диссертационной работы были реализованы на мостовом кране грузоподъемностью 10 т., пролетом 22,5 м. с раздельным приводом механизма передвижения, работающем в блоке заготовительных цехов Карачаровского механического завода в 1987г.

Обоснованы и внесены предложения по изменению статьи ГОСТа на установку крановых колес и по изменению статей Госгортехнадзора на применение нормально-замкнутых тормозов механизмов передвижения кранов для рабочего торможения. Оба предложения направлены на снижение уровня нагружения кранов и на повышение безопасности их эксплуатации.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на следующих научных конференциях, семинарах и совещаниях: на Всесоюзной конференции "Научно-технический прогресс в машиностроении и

приборостроении" (М. 1980); на научно-технической конференции "Вопросы повышения эффективности эксплуатации и совершенствования конструкций подъемно-транспортной техники" (г. Алма-Ата, 1978 г.); на Всесоюзной конференции "Новое в подъемно-транспортной технике" (М: 1985 г.); на семинаре в институте строительных машин Варшавского политехнического института (г. Варшава, 1975 г.); на Всесоюзной научно-технической конференции "Новое в подъемно-транспортном машиностроении" - М: 1991 ; на научно-технической конференции "165 лет МГТУ им. Н.Э. Баумана" - М: 1995; на научно-технической конференции, посвященной 75-летию образования кафедры «Подъемно-транспортные системы»-М:1999.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в монографии, в учебнике, трех учебных пособиях, в 19 статьях, а также в материалах научно-технических конференций и 4 научно-технических отчетах по хозяйственной тематике; по теме диссертации получено три авторских свидетельства.

Объем работы.

Диссертация состоит из введения, шести глав, общих выводов, списка литературы и приложений. Общий объем работы 294 стр, в том числе 236 страниц текста, 70 рисунков, 11 таблиц, список литературы из 183 наименований и приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении указывается, что объектом исследования являются мостовые краны всех типов, отчасти козловые и мостовые перегружатели, передвижение которых по рельсовому пути являются, как правило, обязательной частью их рабочего цикла и обосновывается актуальность настоящей работы.

В первой главе проводится критический анализ предшествующих работ и формулируются цели и задачи исследования.

В общем случае на кран в стационарных и нестационарных режимах движения, работающий в закрытом помещении, в горизонтальной плоскости действуют следующие нагрузки: P_1, P_2 - движущие (тяговые) или тормозные усилия приводных двигателей или тормозов соответствующей стороны крана; W_1, W_2 - силы сопротивления передвижению сторон крана; T - горизонтальная составляющая усилий в канатах при маятниковых колебаниях груза; R_1, R_2, R_3, R_4 - реактивные силы, действующие на ходовые колеса по дорожке их качения со стороны рельсов в поперечном направлении ; N_i ($i=1,2,3,4$) - контактные силы, действующие на реборды колес со стороны рельсов.

На каждое крановое колесо (рис.1) в общем случае в горизонтальном направлении действуют три силы: R_i , N_i и F_i (поперечная сила, действующая на колесо со стороны металлоконструкции крана и передаваемая через подшипники колес), причем они связаны соотношением

$$F_i = R_i + N_i.$$

При отсутствии касания реборд колес головки рельса $N_i = 0$.

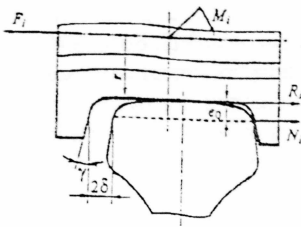


Рис.1 Схема действующих на крановое колесо внешних нагрузок.

Наличие сил R_i и N_i или только R_i определяют поперечную связь кранового колеса с рельсом. Силы R_i имеют двойкую природу: при неподвижном кране - это обычные силы трения скольжения; при движущемся кране - это "силы упругого скольжения" колеса относительно рельса. Отличие от нуля сил R_i при неподвижном кране наиболее наглядно показывает внешнюю статическую неопределимость крана, раскрыть которую возможно только в процессе решения уравнений движения крана.

В периодической литературе и некоторых монографиях рассматриваемым вопросам уделялось весьма пристальное внимание. Наиболее подробно и достаточно корректно изучение динамического нагружения механизма передвижения мостовых кранов было проведено С.А. Казаком. Впервые на необходимость расчета динамических нагрузок, действующих на металлоконструкцию крана при работе механизма передвижения, обратил внимание проф. М.М. Гохберг. Определению боковых (поперечных) сил, действующих на крановые колеса в периоды пуска и торможения крана при крайнем положении грузовой тележки, посвящены работы В.П. Балашова, А.С. Конопля, П. Мертенса и некоторые другие. Однако, ни В.П. Балашов, ни другие авторы не учитывали составляющие боковых сил, возникающие вследствие внешней статической неопределимости металлоконструкции крана.

Исследованию нагрузок, возникающих в периоды его стационарного и нестационарного движения кранов, посвящены работы Р.К. Алексеева, А.С. Конопля, А.Б. Патрикеева, В.М. Соболева, Х. Ганновера, Х. Маркварда, Х. Хениса, М. Шефлера, Г. Пайера, И. Биллиха, Х. Терша, Д.А. Щукина, С.П. Житницкого, В.А. Добровенского, М.Ф. Глушко, М.Н. Сухомлина и других.

Известно несколько работ (М.Ф. Барштейна, А.Н. Зубкова, А.С. Липатова), в которых предпринята попытка статистической оценки боковых сил, действующих на реборды ходовых колес, при случайном характере искривления рельсового пути в горизонтальной плоскости.

В числе двадцати двух обнаруженных в результате патентного поиска авторских свидетельств и патентов имеются предложения направленные, по замыслу их авторов, на уменьшение осевых нагрузок, действующих на ходовые колеса; на уменьшение сил трения в зоне контакта реборд с рельсами; на уменьшение нагрузок, действующих на реборды колес.

Исследованию вертикальных динамических нагрузок, возникающих при проходе ходовыми колесами крана рельсовых стыков, посвящены работы С.А. Казака, В.М. Кирпичникова, П.З. Петухова, В.Н. Богоявленского и В.Е. Дусье.

Отсутствие достоверных научно обоснованных методов определения поперечных и вертикальных динамических нагрузок привело к появлению мало обоснованных приближенных зависимостей, либо к так называемым нормативным коэффициентам, устанавливаемых стандартами, техническими условиями на проектирование кранов, отраслевыми стандартами и документами, имеющими рекомендательный характер. Как правило, эти нормы мало отражают реальную картину взаимодействия элементов крановой системы. На основании изложенного формулируются цели и задачи настоящего исследования.

Цель работы: повышение ресурса работы крановых колес, металлоконструкции крана и подкранового рельсового пути, а также снижение уровня крановых нагрузок на строительную часть здания.

Задачи исследования: -разработка динамических моделей кранов в режимах их нестационарного и стационарного движения; -проведение экспериментальных исследований нагрузок и кинематики поперечных и вращательных движений кранов, находящихся в условиях эксплуатации; -разработка основ теории передвижения кранов по рельсовому пути и совершенствование методов динамического расчета крановой системы; -разработка конструктивно- технологических и организационных мероприятий, направленных на снижение уровня динамических нагрузок крановой системы и увеличение ресурса работы её основных элементов.

Вторая глава посвящена разработке динамических моделей крана передвижающегося по рельсовому пути. Главной особенностью механизма передвижения крана, которая до настоящего времени не учитывалась в теории, является наличие специфической фрикционной связи кранового колеса с рельсом. Специфика этой связи определяется эффектом упругого скольжения колеса по рельсу, играющего важнейшую роль в формировании процесса движения крана по рельсовому пути. Теория упругого скольжения стальных колес, катящихся по рельсовому пути, впервые разработана ф. Картером в 1926 г. Решая контактную задачу двух тел при наличии деформации сдвига методами теории упругости и корректируя ее результаты выводами натурного эксперимента, Ф. Картер получил приемлемую для инженерных расчетов зависимость между внешней силой, действующей на колесо, и скоростью упругого скольжения.

Решению контактных задач с трением посвящены работы Ишлинского А.Ю, Глаголева Н.И., Фромма Х. и др. Анализ этих и других источников показал, что точного аналитического решения применительно к крановому (равно как и к железнодорожному) колесу не найдено.

Согласно теории упругого скольжения касательная сила в точке контакта колеса с рельсом определяется зависимостью:

$$F = K \cdot \eta, \quad (1)$$

где $\eta = V_c / V$ - относительная скорость упругого скольжения; V_c - скорость упругого скольжения, V -скорость качения колеса. Зависимость (1) справедлива

при действии силы F как вдоль рельсового пути, так и в поперечном направлении. Коэффициент упругого скольжения K зависит от касательной силы и определяется, по данным Ф. Картера для стального колеса и рельса формулой

$$K = 9,43(1 + \sqrt{1-q}) \sqrt{rbG} \quad (2)$$

где r - радиус колеса (в мм), b - ширина контактной площадки в поперечном сечении рельса (в мм); G - вертикальная нагрузка на колесо (в кН); $q = F/F_{\max}$; $F_{\max} = f \cdot G$; f - коэффициент трения скольжения; K - в кН.

Из формул (1) и (2) получаем $F_{\max} = 9,43 \sqrt{rbG} \cdot (V_{C.\max}/V)$, (3)

где $V_{C.\max}$ - максимальная скорость упругого скольжения.

Из выражений (1)-(3) находим $q = (1 + \sqrt{1-\epsilon}) \cdot \epsilon$, (4)

где $\epsilon = V_C/V_{C.\max}$. График этой нелинейной зависимости показан на рис. 2 сплошной линией. Учитывая, что в большом диапазоне изменения ϵ функция q остается приблизительно линейной, ее можно заменить выражением $q = 1,5 \epsilon$. (5)

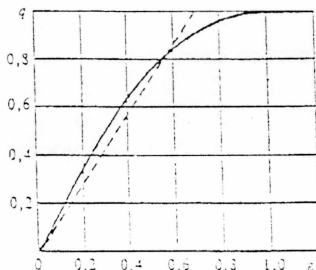


Рис.2 Зависимость силы упругого скольжения от относительной скорости упругого скольжения.

После линеаризации график зависимости $q(\epsilon)$ имеет вид, показанный на рис.2 штриховой линией. На участке $0 \leq \epsilon \leq 0,667$ имеет место упругое скольжение, а при $\epsilon > 0,667$ наступает обычное скольжение. В необходимых случаях при использовании зависимости (5) вместо (4) можно всегда внести поправку на то, что скольжение наступает в действительности при $\epsilon \geq 1$. Используя выражение (5), получаем

$$K = 14,1 \sqrt{rbG} \quad (6)$$

Тяговые усилия приводных колес. В четырехколесных кранах с раздельным приводом тяговые усилия приводных колес P_j ($j=1,2$ - номер колеса) являются функциями скорости центра колеса, определяемыми видом механической характеристики определенного типа двигателя. Если двигатель работает на линейной ветви механической характеристики, то

$$P_j = P_{0j} - B_j \dot{y}_j, \quad (7)$$

где P_{0j} - приведенное к перемещению крана усилие двигателя при неподвижном роторе; B_j - коэффициент жесткости механической характеристики двигателя; $\dot{y}_j$ - окружная скорость приводного колеса.

Задача о составлении зависимости тяговых усилий колес крана с центральным приводом решалась М.Шефлером и Р.К. Алексеевым.

С целью решения поставленной задачи разработана динамическая модель крана с учетом конечной жесткости металлоконструкции крана, трансмиссии механизма передвижения, а также упругого продольного скольжения колес крана. Получена система дифференциальных уравнений восьмого порядка. На основании этих уравнений получаем формулу для установившейся угловой скорости приводного двигателя (приведенной к валу ходового колеса):

$$\omega_0 = (M_0 + K_1 r_1 + K_2 r_2) / B - (K_1 r_1 + K_2 r_2) \cdot (W_1 + W_2 + K_1 + K_2) / (B \cdot (K_1 r_1 + K_2 r_2))$$

установившейся скорости передвижения крана:

$V_0 = \omega_0 (K_1 r_1 + K_2 r_2) / (W_1 + W_2 + K_1 + K_2)$ и для установившихся величин тяговых усилий приводных колес: $P_1 = K_1 (r_1 \omega_0 / V_0 - 1)$; $P_2 = K_2 (r_2 \omega_0 / V_0 - 1)$, (8)

где K_1 , K_2 - коэффициенты упругого скольжения, определяемые по формуле (5); r_1, r_2 - радиусы качения колес.

При разработке динамической модели крана, передвигающегося по рельсовому пути, учитывалась главная особенность металлоконструкции крана - её внешняя статическая неопределимость, для раскрытия которой учитывался эффект поперечного упругого скольжения колес по рельсам и упругая податливость металлоконструкции. Кроме того, учитывался тот факт, что при нагружении крана поперечными силами крановые колеса получают дополнительный перекося за счет упругой деформации моста. С этой целью вводится два специальных параметра: коэффициент поперечной жесткости металлоконструкции в точках установки крановых колес $C = F/X$, N/m , где F - поперечная сила, X - перемещение колеса; и коэффициент податливости металлоконструкции $\xi = \psi / F$, где ψ - угол поворота плоскости колеса.

С целью отработки динамических моделей кранов, последующей проверки результатов теоретического расчета горизонтальных нагрузок по тем или иным моделям, а также для выбора общей концепции методики расчета динамических нагрузок, проводилась серия экспериментальных исследований на кранах, находящихся в реальных условиях эксплуатации. Измерение процессов нагружения силовых элементов проводилось на мостовом кране грузоподъемностью 20/5 т., и на магнитном кране грузоподъемностью 15 т.

Анализируя результаты проведенного эксперимента на кране г/п 20/5 т. были сделаны следующие выводы:

1. Характер изменения ускорений середины обеих главных балок, а также тележки в середине пролета, совершенно одинаковы.

2. Изменение ускорений обеих концевых балок и точек главных балок в середине пролета имеют почти одночастотный характер и происходят в противофазах.

3. Первый пик динамических нагрузок быстроходного вала, возникает, как правило, в самый первоначальный момент после включения двигателя (через 0,06 с).

4. Второй максимум нагружения валов трансмиссии наблюдается преимущественно в момент максимального отклонения канатов от вертикали.

5. При пуске и торможении крана с грузом для динамических процессов нагружения трансмиссии механизма передвижения характерно наличие по меньшей мере трех колебаний существенно различных частот: 0,18; 4,5 и 18 Гц, весьма близких к собственным частотам трех парциальных динамических систем крана.

Экспериментальные исследования крана г.п. 15т проводились путем записи осциллограмм полного цикла передвижения крана с грузом 9,14 т и без него при положении тележки в среднем и двух крайних положениях. Перед началом движения крана "вперед" его металлоконструкция освобождалась от остаточных нагрузок, вызванных предшествующим движением крана.

По результатам проведенного эксперимента были сделаны следующие выводы:

1. Поперечные нагрузки, действующие на крановые колеса, в общем случае имеют двоякую физическую природу. Во-первых, они являются обычными реакциями рельсового пути, возникающими в результате продольных колебаний кранового моста в периоды нестационарных движений крана. Во-вторых, поперечные нагрузки крановых колес возникают вследствие статической неопределенности моста за счет поперечного смещения крановых колес на разные величины и в разные стороны. Соответственно напряженно-деформированное состояние металлоконструкции крана определяется двумя составляющими: "остаточной" нагруженностью, возникшей в результате предшествующего движения крана, и динамической нагруженностью, возникающей в периоды его нестационарного движения.

2. Поперечные смещения колес происходят сравнительно медленно и достигают предельных значений (к моменту касания реборд колес рельса), как правило, в период установившегося движения крана после его перемещения на значительные расстояния.

3. В многочисленной серии опытов по измерению поперечных нагрузок при интенсивном пуске и его торможении никогда не наблюдалось поперечного юза холостых колес и пробуксовки приводных колес.

На основе критического анализа предшествующих работ, экспериментального исследования характера физических процессов на реальных кранах, а также путем сопоставления предварительных расчетов, динамическая модель двухбалочного мостового крана с отдельным приводом в общем случае может быть представлена в виде, показанном на рис.3.

Рассматриваемая система характеризуется следующими динамическими параметрами: $m_{\text{пр}}$ - массой вращающихся частей механизма передвижения одной стороны крана, приведенной к перемещению крана (в направлении оси у); m_k - приведенной массой концевых частей моста вместе с массой механизма передвижения; m_t - массой тележки; $m_{\text{г}}$ - массой груза; μ_1 - массой единицы длины одной главной балки; $C_{\text{п}}$ - приведенным коэффициентом жесткости механизма передвижения; EJ_1 - жесткостью на изгиб одной главной балки; EJ_k - жесткостью на изгиб концевой балки; $C_{\text{г}}$ -

аналогом жесткости системы подвески груза на канатах; D_n - коэффициентом демпфирования трансмиссии.

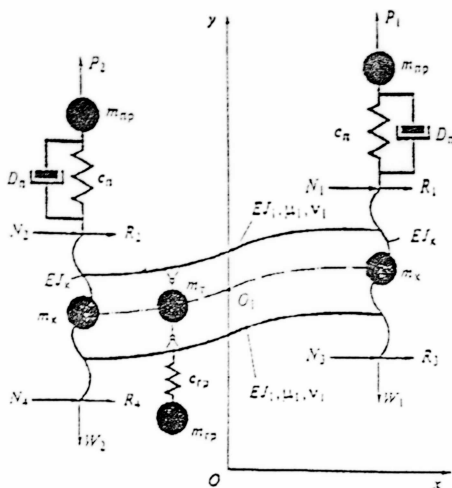


Рис.3 Обобщенная динамическая модель крана, передвигающегося по рельсовому пути.

На кран при его передвижении действуют следующие внешние силы: P_1, P_2 - движущие или тормозные усилия приводных колес; W_1, W_2 - силы сопротивления передвижению соответствующей стороны крана; R_1, R_2, R_3, R_4 - поперечные реакции рельсов, действующие на колесо по дорожке катания; N_1, N_2, N_3, N_4 - силы, действующие на реборды колес со стороны рельсов.

Разработанная дискретно-континуальная модель крана с неидеальными поперечными связями, число которых меняется при его передвижении, учитывает все основные происходящие в системе процессы: упругие колебания трансмиссии механизма передвижения, продольные и поперечные колебания металлоконструкции крана, маятниковые колебания груза, а также поперечные и вращательные движения крана. Однако, есть все

возможности, без ущерба в достоверности расчета, разделить решение общей системы на две самостоятельные, сделав следующее важное допущение: в периоды пуска и торможения крана не учитывать поперечные смещения колес.

На первом этапе производится расчет динамических нагрузок периода пуска и торможения крана, предполагая поперечные связи колес с рельсами идеальными. На втором этапе производится расчет нагрузок, действующих на кран в режиме движения с постоянной скоростью его центра масс.

При этом определяются как максимальные нагрузки на крановые колеса и рельсовый путь, так и "остаточные" нагрузки металлоконструкции крана, возникающие вследствие ее внешней статической неопределенности.

В третьей главе рассматриваются динамические нагрузки кранов в режимах их пуска и торможения. В соответствии с общей концепцией принятой методики, динамическая модель крана для расчета нагрузок,

действующих на его металлоконструкцию в периоды пуска и торможения для левого крайнего положения грузовой тележки в пролете, может быть представлена в виде, показанной на рис.4, где : l - пролет крана; $\mu=2\mu_1$; $EJ=2EJ_1$; $m_1=m_k + m_{пр}$; $m_2=m_k + m_{пр} + m_T$; a - половина базы крана; $T(t)$ - горизонтальная составляющая усилий канатов, принимаемая в виде известной функции времени.

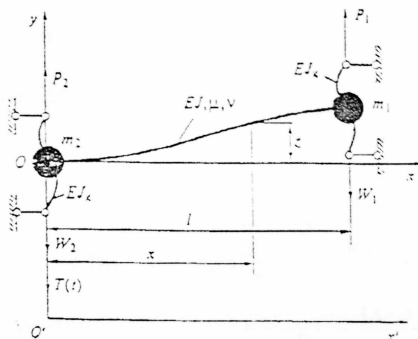


Рис.4 Динамическая модель для расчета нагрузок металлоконструкции крана при положении тележки в левом крайнем положении.

Представленная динамическая модель разработана с учетом, основанных на результатах экспериментальных исследований и реальных соотношениях между собственными частотами крана.

Рассматривая пуск крана при расположении грузовой тележки в левом крайнем положении (см. рис.4), для определения перемещения любой точки балки введены две системы координат: неподвижная $O' X' Y'$, в которой рассматривается движение абсолютно жесткого моста (переносное движение), и подвижная XOZ , в которой рассматриваются упругие колебания заменяющей мост эквивалентной балки (относительное движение), причем Z отсчитывается от некоторого деформированного состояния, которое балка приобрела к моменту пуска крана.

Расчет начинается с определения внешней нагрузки $T(t)$ по схеме, где абсолютно жесткий кран соединен эквивалентной гибкой связью с массой полезного груза. Принимая, что при пуске, также как и при торможении, в начальный момент груз неподвижен относительно моста, горизонтальная составляющая усилий в канатах, действующая на тележку, будет изменяться по закону

$$T(t)=T_a(1-\cos \omega t), \quad (9)$$

где $T_a=(P_1+P_2-W_1-W_2) m_{гр} / (m_{кр} + m_{гр})$, $\omega=\sqrt{(m_{кр} + m_{гр}) g / (m_{кр} H)}$, g - ускорение свободного падения, H - расстояние между осью барабана и центром массы груза.

Уравнение переносного движения эквивалентной балки будет

$$m_{кр} \ddot{y} = P_1+P_2- W_1- W_2 -T_a(1-\cos \omega t).$$

Отсюда получаем ускорение переносного движения: $\ddot{y}=j- j_A \cos \omega t$,

где $j = (P_1 + P_2 - W_1 - W_2 - T_A) m_{кр}$, $j_A = T_A / m_{кр}$.

Считая в относительно движении силы инерции переносного движения внешними, уравнение вынужденных колебаний балки без учета действия на балку сил внутреннего трения можно записать в виде:

$$EJ \frac{\partial^4 Z}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 Z}{\partial t^2} = -\mu (j + j_A \cos \omega t) + (S_1 + S_3 \cos \omega t) \sigma_1(x) + (S_2 - S_4 \cos \omega t) \sigma_1(x-l), \quad (10)$$

где: $\sigma_1(x)$, $\sigma_1(x-l)$ - импульсивные функции первого порядка, имеющие размерность 1/м. $S_1 = P_1 - W_1 - m_1 j$; $S_2 = P_2 - W_2 - T_A - m_2 j$; $S_3 = T_A - m_1 j_A$; $S_4 = m_2 j_A$.

Применяя метод главных координат, ищется общее решение уравнения (10) в виде $Z(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} U_k(x) q_k(t)$, (11)

где $U_k(x)$ - амплитудная функция или прогиб балки при K -ом колебании; $q_k(t)$ - обобщенная координата; $k=1,2,3, \dots$

Функцию $U_k(x)$, определяющую формы изгибных колебаний пролетных балок крана, находим из решения уравнения:

$$\frac{d^4 U(x)}{dx^4} - \alpha^4 U(x) = 0 \quad (12)$$

где: $\alpha^4 = \mu p^2 / (EJ)$, p - частота собственных колебаний рассматриваемой балки. Общее решение уравнения (11) можно представить в виде

$$U(x) = C_1 K_1(\alpha x) + C_2 K_2(\alpha x) + C_3 K_3(\alpha x) + C_4 K_4(\alpha x), \quad (13)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 - постоянные интегрирования, определяемые из условий закрепления балки на ее концах; $K_1(\alpha x), K_2(\alpha x), K_3(\alpha x), K_4(\alpha x)$ - функции А.Н. Крылова.

Уравнение (12) должно решаться при следующих граничных условиях

$$\begin{aligned} \left(\frac{d^3 U}{dx^3} \right)_{x=0} &= m_2 p^2 U(0) / (EJ); \quad EJ \left(\frac{d^2 U}{dx^2} \right)_{x=0} = C \left(\frac{dU}{dx} \right)_{x=0}; \\ \left(\frac{d^3 U}{dx^3} \right)_{x=l} &= -m_1 p^2 U(l) / (EJ); \quad EJ \left(\frac{d^2 U}{dx^2} \right)_{x=l} = -C \left(\frac{dU}{dx} \right)_{x=l}. \end{aligned} \quad (14)$$

где C - угловая жесткость концевой балки в точках присоединения к ней главных балок, Н/рад.

Составляя частотное уравнение и решая его численным методом находим несколько наименьших его корней, после чего определяем частоты собственных колебаний рассматриваемой балки: $p_k = \alpha_k^2 \sqrt{EJ/\mu}$

Амплитудную функцию получаем в виде

$$U_k(x) = K_1(\alpha_k x) - \gamma \lambda_k a_k K_2(\alpha_k x) - a_k K_3(\alpha_k x) + \beta_2 \lambda_k K_4(\alpha_k x). \quad (15)$$

Главная координата $q_k(t)$ определяется из дифференциального уравнения $q_k + p_k^2 q_k = Q_k(t) / m_k$. (16)

где $Q_k(t)$ - обобщенная сила; m_k - обобщенная масса.

Согласно допущению о постоянстве усилий P_1 и P_2 обобщенная сила будет иметь вид: $Q_k(t) = A_k + B_k \cos \omega t$, (17)

где A_k, B_k - постоянные коэффициенты.

$$\text{Обобщенная масса: } m_k^* = m_1 U_k^2(0) + m_2 U_k^2(1) + \mu \int_0^l U_k^2 dx. \quad (18)$$

При нулевых начальных условиях решение уравнения (16) будет иметь вид:

$$q_k = A_k(1 - \cos \omega t) / (m_k p_k^2) + B_k(\cos \omega t - \cos p_k t) / (m_k^* (p_k^2 - \omega^2)). \quad (19)$$

Используя уравнение изгиба балки, находим изгибающие моменты в любом ее сечении:

$$M(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} M_k(x) q_k(t), \quad (20)$$

где $M_k(x)$ - амплитудная функция изгибающего момента;

$$M_k(x) = EJ \cdot \alpha_k^2 [K_3(\alpha_k x) - \gamma \lambda_{\alpha k} K_4(\alpha_k x) - a_k K_1(\alpha_k x) + \beta_2 \lambda_{\alpha k} K_2(\alpha_k x)]. \quad (21)$$

Поперечные силы, действующие на ходовые колеса со стороны концевых балок, соответственно равны $F_2 = M(0, t)/B$, $F_1 = M(l, t)/B$, где B - база крана.

По уравнению (20) построены графики изменения изгибающего момента на левом конце балки в период пуска крана $M15t$ (рис.5) с учетом первых трех членов ряда $M(0, t)$, а также его отдельных составляющих $M_1(0, t)$, $M_2(0, t)$ и $M_3(0, t)$. На этом же рисунке показан график изгибающего момента $M_3(0, t)$, построенного на основе экспериментально определенного поперечного усилия R_4 по зависимости $M_3(0, t) = R_4 \cdot B$.

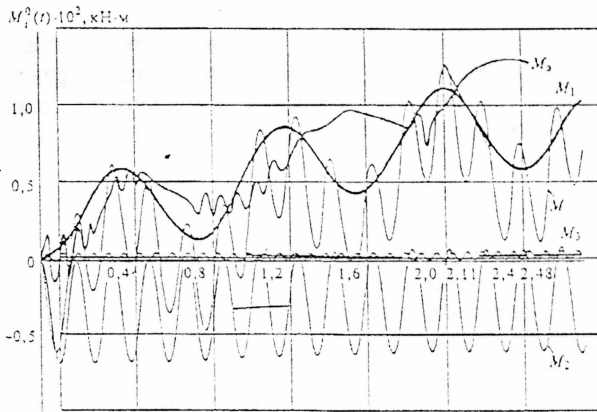


Рис.5. Графики изменения изгибающего момента на левом конце балки $M(0, t)$, трех его составляющих M_1, M_2, M_3 и экспериментально определенного момента $M_3(0, t)$.

Анализируя графики этого рисунка, делаются следующие выводы:

- характер изменения экспериментальной кривой изгибающего момента достаточно хорошо совпадает с характером теоретически определенного суммарного (из трех членов ряда) момента;
- низкочастотная составляющая изгибающего момента очень мало отличается от огибающей суммарного момента.

Отсюда следует, что в выражении (20) достаточен учет только первого члена ряда. Анализируя (19), с учетом того, что $p_k < \omega$, можно утверждать, что максимум изгибающего момента возникает в момент времени t_0 когда

$\cos(p_1 t_0) = -1$ и $\cos(\omega t_0) = -1$, что согласуется с результатами эксперимента. Это возможно, когда $p_1 = (2i+1)$, где $i=1,2,3..$, т.е. при соответствующей длине отвеса канатов.

Анализируя результаты расчета динамических нагрузок металлоконструкции крана по изложенной методике, а также оценивая влияние условий эксплуатации кранов и их конструктивных особенностей на уровень нагружения металлоконструкции, делаются следующие выводы:

1. В периоды пуска и торможения крана наибольшие нагружения получают места сопряжения главных балок с концевыми балками и сами концевые балки в случае крайнего положения тележки с грузом. Усугублению нагружения в этом случае способствуют такие факторы, как неисправность цепей контроллеров управления двигателями и использование для рабочего торможения нормально-закрытых механических тормозов. Для нейтрализации последнего фактора следует отказаться от использования нормально-закрытых механических тормозов для рабочего торможения кранов, оставив за ними только функцию аварийного торможения.

2. При расположении грузовой тележки в среднем положении изгибающий момент главных балок в среднем сечении не намного больше момента в крайних сечениях главных балок, что опровергает широко распространенное мнение о другом соотношении моментов.

В этой же главе кратко рассмотрена задача динамического расчета нагрузок трансмиссии механизма передвижения и металлоконструкции крана при его форсированном пуске в случае использования асинхронного двигателя с фазовым ротором и при пуске крана с приводом от асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором.

В четвертой главе исследуются нагрузки крановой системы в режиме установившегося движения крана.

В соответствии с общей методикой расчета динамических нагрузок металлоконструкции крана составлена динамическая модель крана в режиме его свободного установившегося движения, т.е. при отсутствии контакта реборд всех колес с рельсом (рис.6), где: m_n - масса крана, приведенная к его продольному перемещению вдоль рельсового пути; m - масса крана; O_1 - геометрический центр моста; e - расстояние от центра моста до центра масс крана; J_c - приведенный момент инерции крана относительно вертикальной оси, проходящей через масс крана; c - жесткость моста при действии на него в точках установки колес поперечной силы; l - половина пролета крана; a - половина базы крана.

В плоскости движения крана на него действуют внешние силы: P_1, P_2 - движущие или тормозные усилия приводных колес; W_1, W_2 - силы сопротивления передвижению сторон крана; R_i ($i=1,2,3,4$) - поперечные реакции рельсов, действующие на соответствующие колеса по дорожке качения; T - горизонтальная составляющая усилий канатов (на схеме изображена для левого крайнего положения тележки).

Положение рамы моста и ходовых колес определяются семью независимыми координатами: смещениями Y, X центра моста, углом поворота

Из условий равенства поперечных сил, действующих на колеса в поперечном направлении, получаем дифференциальные уравнения поперечных смещений колес:

$$F_i = R_i \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (25)$$

Остальные три уравнения системы получим, рассматривая плоское движение рамы моста под действием сил P_1, P_2, W_1, W_2, T и R_i (см. рис. 6), используя уравнения Лагранжа.

Выражения для движущихся усилий приводных колес будут

$$P_1 = P_{01} - B_1(\dot{y} + l\dot{\phi}); \quad P_2 = P_{02} - B_2(\dot{y} - l\dot{\phi}) \quad (26)$$

где P_{01}, P_{02} - приведенные усилия двигателей при неподвижном роторе; B_1, B_2 - жесткости механических характеристик двигателей.

Используя выражения для сил P_1, P_2, R_i, F_i , получаем полную систему уравнений свободного движения крана с раздельным приводом:

$$\left. \begin{aligned} (B_1 + B_2)\ddot{y} + (B_1 - B_2)l\ddot{\phi} + P_{01} + P_{02} - W_1 - W_2 &= 0 \\ m\ddot{x} + 4cx - c(x_1 + x_2 + x_3 + x_4) &= 0 \\ I_0\ddot{\phi} + B_0\dot{\phi} - ca(x_3 + x_4 - x_1 - x_2) + 4ca^2\phi &= M_p + M_c + M_b\dot{y} \\ a_1\dot{x}_1 + cx_1 - cx + b_1\phi &= -k_1\beta_1 \\ a_2\dot{x}_2 + cx_2 - cx + b_2\phi &= -k_2\beta_2 \\ a_3\dot{x}_3 + cx_3 - cx + b_3\phi &= -k_3\beta_3 \\ a_4\dot{x}_4 + cx_4 - cx + b_4\phi &= -k_4\beta_4 \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

где: $M_c = (W_2 - W_1)l$, $M_p = (P_{01} - P_{02})l$, $B_0 = (B_1 + B_2)l$, $M_b = (B_2 - B_1)l$, $b_1 = k_1 + ca$, $b_2 = k_2 + ca$, $b_3 = k_3 - ca$, $b_4 = k_4 - ca$, $a_i = k_i/V_0$ ($i=1, 2, 3, 4$).

Система (27) справедлива до тех пор, пока реборды каких-либо колес не коснутся головок рельсов, т.е. выполняются соотношения

$$-\delta_{iR} < x_i < \delta_{iL}, \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad (28)$$

где δ_{iR} - величина зазора между рельсом и правой (по ходу движения крана) ребордой i -го колеса; δ_{iL} - величина зазора между рельсом и левой ребордой i -го колеса.

Соотношения (28) позволяют учесть реальное состояние крановой системы, а именно: отклонения пролетов крана по передним и задним колесам от номинальных значений, износ любой реборды каждого колеса и плавные искривления рельсового пути в плане.

Система (27) также справедлива только до тех пор, пока поперечные усилия R_i не достигнут максимальных значений: $|R_i| \leq R_{i \max}$ (29) где $R_{1 \max} = R_{3 \max} = G_1 f$, $R_{2 \max} = R_{4 \max} = G_2 f$, G_1 и G_2 - вертикальные нагрузки на колеса правой и левой стороны крана; f - коэффициент трения между колесом и рельсом в поперечном направлении.

Рассмотрим структуру системы (27). Предположим, что кран находится в среднем положении и движется по закону, определяемому условиями:

$$\dot{y}_i = v_i \text{ при } x = \varphi = x_i = 0 \quad (i=1,2,3,4) \quad (30)$$

Такое движение возможно, если все члены в правой части системы (27) равны нулю. Назовем движение, определяемое условиями (30), невозмущенным. Движение крана и его колес, определяемое уравнениями (27), назовем возмущенным движением, а их правые части - возмущающими воздействиями или возмущающими факторами.

В рассматриваемой динамической системе учтены три главных возмущающих фактора: -установочный перекося крановых колес, когда $\beta_i \neq 0$; -неравенство тяговых усилий приводных колес, что эквивалентно условиям $P_{01} \neq P_{02}$, $B_1 \neq B_2$; -неравенство сил сопротивлений передвижению сторон крана, что эквивалентно условию $M_c \neq 0$.

В частном случае свободного движения крана при симметричном (относительно продольной оси крана) перекося всех колес крана и симметричном приложении всех внешних нагрузок система (27) сводится к четырем относительно сил R_i однотипным уравнениям вида:

$$\ddot{R}_i + (cV_0/K_i)R_i = -cV_0\beta_i$$

Решая это уравнение при нулевом начальном условии, получаем закон изменения поперечной силы:

$$R_i = k_i \beta_i \left(e^{\frac{-cV_0}{K_i} t} - 1 \right) \quad (31)$$

При $k_i > 0$ поперечная сила принимает установившееся значение $R_i^c = -k_i \beta_i$ (32)

Однако эти величины имеют разные значения для передних и задних колес

$$R_1^c = \frac{-k\beta_1}{1 - k\xi}; \quad R_2^c = \frac{k\beta_2}{1 - k\xi}; \quad R_3^c = \frac{-k\beta_3}{1 + k\xi}; \quad R_4^c = \frac{k\beta_4}{1 + k\xi} \quad (33)$$

где $k_{01}=k_{02}=k$;

Отсюда следует, что, если податливость моста в поперечном направлении ξ не очень велика, так что $k\xi < 1$, то передние колеса всегда нагружены большими поперечными силами, чем задние. Если же податливость крана будет большая, то при $k\xi > 1$ коэффициент k_i станет отрицательным и поперечная сила R_i будет возрастать до тех пор, пока она не достигнет максимальной величины $R_{i \max} = G_i f$, или же когда реборда колеса не коснется рельса. Значение коэффициента поперечной податливости моста равно $\xi_k = 1/k$ следует назвать критическим.

В рамках рассматриваемого частного случая установившегося движения обсуждаются вопросы уточнения ограничения (29), а также правомочности и области применения определения коэффициента упругого скольжения по зависимости (6).

Свободное движение крана, в силу его неустойчивости, рано или поздно переходит в так называемое несвободное движение, когда реборды одного или нескольких колес приходят в соприкосновение с рельсовым путем. При

соприкосновении реборд колес с рельсами, кроме внешних сил, изображенных в расчетной схеме на рис.6, возникают силы N_i ($i=1,2,3,4$), действующие со стороны рельсов на реборды колес и силы ΔW_i дополнительного сопротивления передвижению колес.

Уравнения движения крана в предположении контакта с рельсами реборд четырех колес будут:

$$\left. \begin{aligned} P_1 + P_2 - W_1 - W_2 - \Delta W_1 - \Delta W_2 - \Delta W_3 - \Delta W_4 &= 0 \\ m\ddot{x} &= F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \\ I_0\ddot{\phi} &= (P_1 - P_2 - W_1 + W_2 + \Delta W_2 + \Delta W_4 - \Delta W_1 - \Delta W_3)l + (F_3 + F_4 - F_1 - F_2)a \\ F_i &= R_i + N_i \quad (i=1, 2, 3, 4) \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

Тяговые усилия приводных колес P_1 и P_2 определяются уравнениями (26).

Выражения для сил упругого скольжения R_i в этом случае будут иными, чем для случая свободного движения крана. Это объясняется тем, что углы упругого поворота колес ψ_i будут пропорциональны не силам R_i , а результирующим силам F_i . Кроме того, при контакте реборды какого-то колеса с рельсом скорость поперечного движения этого колеса $\dot{x}_i$ становится равной нулю.

Тогда относительные скорости упругого скольжения передних колес будут $\eta_{1,2} = \varphi + \beta_{1,2} - \xi F_{1,2}$, а задних колес: $\eta_{3,4} = \varphi + \beta_{3,4} + \xi F_{3,4}$.

Подставляя эти выражения в (22), получаем:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= -k_{01}(\varphi + \beta_1 - \xi F_1); & R_2 &= -k_{02}(\varphi + \beta_2 - \xi F_2); \\ R_3 &= -k_{01}(\varphi + \beta_3 + \xi F_3); & R_4 &= -k_{02}(\varphi + \beta_4 + \xi F_4) \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

Контактные силы реборд определяются по известным значениям

$$F_i \text{ и } R_i \text{ как:} \quad N_i = F_i - R_i.$$

Дополнительные сопротивления передвижению колес, возникающие за счет сил трения их реборд с рельсом, будут:

$$\Delta W_i = |N_i| f \cos \gamma \frac{\sqrt{e_0^2 + \left(\frac{r}{\tan \gamma} (\beta_i + \varphi) \right)^2}}{r}$$

где f - коэффициент трения, r - радиус колеса, γ - угол наклона реборды к вертикали, e_0 - проекция на вертикаль расстояния между точкой касания колеса с рельсами по дорожке качения и точкой касания реборды.

Для определения всех внешних сил, действующих на крановую систему, а также кинематических параметров движения крана при действии возмущающих сил в различных сочетаниях, разработана следующая методика.

Предполагаем, что кран находится точно посередине пролета и движется без перекоса моста с постоянной скоростью V_0 . В какой-то момент времени $t=0$ вводим те или иные возмущающие воздействия и решаем систему (27) при всех нулевых начальных условиях.

Когда в процессе движения крана одно или несколько условий (28) нарушается и в контакт с рельсом входит одна или несколько реборд

некоторых колес, то из системы (27) исключаются уравнения движения поперечных смещений соответствующих колес, а в уравнения продольного движения крана и вращательного движения моста (34) вводятся соответствующие члены W_i и N_i . При движении крана с касанием рельса реборды какого-то колеса его скорость поперечного смещения становится равной нулю, а его поперечное смещение принимает значение равное соответствующему зазору между ребордой и рельсом.

Таким образом, рассматриваемая динамическая система является системой с переменным числом дифференциальных уравнений. При свободном движении крана порядок системы равен девяти, при касании рельса реборды одного колеса порядок системы уменьшается на единицу и т.д.

Для численной реализации решения разработаны Паскаль - программы Lbvdi9, Lbvdi8, Lbvdi7.

В работе приводятся результаты расчета нагрузок и кинематических характеристик типового крана при действии на него типовых возмущающих воздействий. В качестве типового принят мостовой кран с раздельным приводом г/п 10 т с пролетом 22,5 м, на котором проводились экспериментальные исследования. Рассмотрено 8 случаев сочетания возмущающих факторов: 1) симметричный перекос 4-х колес на угол 0,002 рад; 2) перекос только одного колеса на угол 0,002 рад.; 3) тележка без груза смещена в левое крайнее положение; 4) двигатель левой стороны вызывает пониженное на 40% тяговое усилие; 5) движение при аварийном отключении двигателя левой стороны; 6) односторонний перекос всех четырех колес на угол 0,002 рад.; 7) в начальном положении кран перекошен на угол 0,005 рад.; 8) передние колеса перекошены в одну сторону, а задние - в противоположную.

В качестве примера на рис.7 показаны графики решения уравнений движения для второго случая действия возмущающих факторов когда $\beta_1=0,002\text{рад}; \beta_2=\beta_3=\beta_4=0$; $W_1=W_2$; $P_1=P_2$; $\delta_{1r}=\delta_{3r}=\delta_{4r}=0,014\text{м}$; $\delta_{2r}=0,015\text{м}; \delta_{1l}=0,014\text{м}$. Все начальные условия - нулевые.

Для оценки эксплуатационных свойств ходовой части крана при действии на него возмущающих факторов введены четыре показателя: 1) $\gamma_1=F_{i,\max}/G_i$ - относительная величина кратковременно действующих максимальных поперечных сил F_i , определяющая уровень нагруженности металлоконструкции крана, подшипников ходовых колес и рельсового пути, а также уровень "крановой нагрузки", действующей на строительную часть здания, в котором работает кран; 2) $\gamma_2=N_{i,\max}/G_i$ - относительная величина кратковременно действующих максимальных сил N_i , определяющая уровень нагрузок, действующих на направляющий ролик в случае применения безребордных колес;

3) $\gamma_3=N_i/G_i$ - уровень длительно действующих контактных сил, определяющих срок службы крановых колес по критерию износа реборд колес и головок рельсов;

4) φ_2 - величина образующегося при свободном движении угла перекоса крана, сильно влияющего на возникновение максимальных поперечных сил F_i и N_i при последующих рабочих циклах крана.

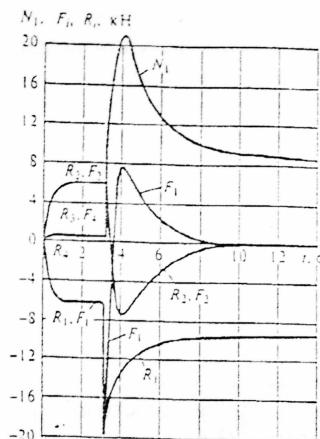


Рис.7. Графики изменения поперечных сил R_i , F_i , N_i при втором случае действия возмущающих факторов.

По результатам проведенного расчета сделаны следующие выводы:

- по показателю γ_1 наиболее неблагоприятными являются случаи 2,5 и 7;
- по показателю γ_2 наиболее неблагоприятными являются случаи 2,5 и 7;
- по показателю γ_3 и одновременно по высокому уровню сил наиболее неблагоприятными являются случаи 2 и 8;
- по четвертому показателю наиболее неблагоприятными являются случаи 2, 5 и 8.

Далее рассмотрены нагрузки кранов в режимах их установившегося прямолинейного движения, возникающих при контакте с рельсом реборд двух колес. Установлено, что из пяти возможных случаев такого движения наиболее вероятным является случай, когда рельса касаются одноименные реборды двух колес одной стороны крана. Менее вероятным, который может наступить лишь при значительном сужении или уширении рельсового пути, является случай ограничения перекоса крана за счет контакта с рельсом реборд двух диагонально расположенных колес.

С целью подтверждения достоверности некоторых положений теоретического расчета, была проведена серия испытаний крана грузоподъемностью 10 т.

Проведен анализ ГОСТ 27584-88, предусматривающий схему измерения перекоса колес крана и допуск на величину их перекоса. Рассматриваемая норма имеет следующие недостатки:

- схема измерения перекоса колес не устанавливает единой базовой плоскости, которая была бы привязана к конструктивным элементам крана;
- фактический допуск на перекос колес зависит от допуска на отклонения пролетов крана, измеренных по передним и задним колесам, от номинальной

величины пролета крана, что вызывает существенную погрешность в установке колес;

- рассматриваемая норма, и это самое существенное, предусматривает реализацию всех возможных, в том числе и самых неблагоприятных, сочетаний установки всех колес, таких как односторонний перекос всех колес, перекос передних и задних колес в разные стороны и перекос трех колес в одну сторону.

Иными словами, из 16 возможных и равновероятных сочетаний перекосов четырех колес норма, узаконенная государственным стандартом, предусматривает возможность реализации четырех самых неблагоприятных и восемь очень неблагоприятных сочетаний перекосов крановых колес.

В качестве кардинальной меры, направленной на снижение уровня поперечных сил и повышения ресурса работ крановых колес, металлоконструкций и подкрановых рельсов, предложена схема установки крановых колес (рис.8), защищенная авторским свидетельством, содержащая базовую плоскость Б - Б, проходящую через центры передних (или задних) колес, а углы перекоса колес, измеренные от плоскости, перпендикулярной базовой плоскости, должны быть равными:

$$\beta_1 = \beta_0 \pm \beta_0; \beta_2 = -\beta_0 \pm \beta_0; \beta_3 = \beta_0 \pm \beta_0; \beta_4 = -\beta_0 \pm \beta_0,$$

где (β_0 - допуск на угол перекоса колес.

В равной степени допустимы еще три идентичных варианта установки углов перекоса колес по условно симметричным схемам.

Предложенная схема установки крановых колес исключает все недостатки присущие стандартной норме.

В условиях эксплуатации величина угла перекоса колес должна измеряться на кране предварительно освобожденным от остаточных нагрузок.

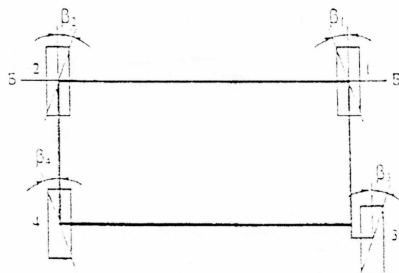


Рис.8. Схема рациональной установки колес крана : 1,2,3,4- номера колес.

Среди других предлагаемых мероприятий направленных на снижение уровня поперечных нагрузок отметим следующие:

- увеличить поперечную жесткость кранового моста за счет уменьшения консолей концевых балок, что приведет к некоторому снижению металлоемкости моста. Рекомендованное соотношение $L/B < 6$ ничем не обоснованно и его можно не соблюдать, если колеса будут установлены по предлагаемой схеме.

- необходимо отказаться от использования в механизмах передвижения кранов нормально-закрытых тормозов для рабочего торможения, оставив за ними функцию только аварийного торможения, что повысит дополнительно и безопасность эксплуатации кранов.

В пятой главе "Стабилизация свободного прямолинейного движения кранов" рассмотрены два решения задачи о создании такого крана, чтобы его движение по рельсовому пути было всегда свободным, т.е. и не сопровождалось контактом с рельсами реборд крановых колес. Одно из них - применение ходовых колес конического профиля взамен цилиндрического.

Краны с центральным приводом на конических колесах нашли некоторое применение как в отечественном, так и в мировом краностроении (Великобритания, США и др.). Однако, в настоящее время применяются преимущественно краны с раздельным приводом как более прогрессивные. Тем не менее в литературе вновь и вновь появляются предложения об использовании конических колес в кранах с раздельным приводом. Между тем теория передвижения кранов, объясняющая эффективность использования конических колес никем не рассматривалась.

Второе решение задачи о создании прямолинейного свободного движения крана путем реализации системы автоматической стабилизации такого движения до сих пор не ставилось и предложено нами впервые.

Рассматривая движение крана с центральным и с раздельным приводом, на всех конических колесах, составлена его динамическая модель, в которой в отличие от схемы по рис.6 не учтены упругие связи колес с мостом, но введены силы T_i - так называемые "силы действия уклона", вызывающие "сползание" колес по уклону за счет эффекта упругого скольжения.

Уравнения стационарного движения крана со всеми коническими колесами получены в виде

$$b_0 \frac{d^2 x}{dy^2} + b_1 \frac{dx}{dy} + b_2 X + b_3 \varphi = -F_k, \quad c_0 \frac{d^2 \varphi}{dy^2} + c_{j1} \frac{d\varphi}{dy} + c_{j2} \varphi - c_{j3} X = M_{jk} + M_c, \quad (36)$$

$$\text{где } b_0 = mV_0^2, \quad b_1 = K_1 + K_2 + K_3 + K_4, \quad b_2 = 2u(G_1 - G_2)/l, \quad b_3 = b_1,$$

$$F_k = \sum_{i=1}^4 k_i \beta_i + 2u(G_1 - G_2), \quad c_0 = J_0 V_0^2, \quad M_c = (W_2 - W_1)l.$$

Уравнения (36) справедливы для крана, как с центральным, так и с раздельным приводом; их отличие будет только в выражениях для коэффициентов c_{j1}, c_{j2} и M_{jk} , которое учитывается индексом j .

Аналогично получены уравнения движения крана "назад" в виде (36).

Уравнения (36) справедливы, когда координаты находятся в пределах

$$X_1 - l < \delta; \quad X_2 + l < \delta; \quad X_3 - l < \delta; \quad X_4 + l < \delta, \quad (37)$$

где δ - зазор между ребордами и рельсами.

В правых частях уравнений (36) находятся члены F_k, M_{jk}, M_c , являющиеся возмущающими воздействиями.

Общие решения системы (36) представим в виде

$X=X_0+X^*$; $\varphi=\varphi_0+\varphi^*$, где X^*, φ^* - частные решения равные:
 $X^* = (-C_{j2} F_k - b_3(M_{jk}+M_c))/a_j$; $\varphi^* = (b_2(M_{jk}+M_c) - C_{j3} F_k)/a_j$, (38)
 $a_j = b_2 C_{j2} + b_3 C_{j3}$; X_0, φ_0 - общие решения однородной системы уравнений, соответствующие неоднородной системе (36).

Оценку динамических свойств кранов на конических колесах предложено оценивать по двум критериям: по устойчивости невозмущенного свободного движения крана и по области существования устойчивых движений, т.е. по возможности их реализации.

Численный анализ устойчивости прямолинейного движения мостовых кранов грузоподъемностью 5...50т. позволяет сделать следующие выводы: - прямолинейное движение "вперед" кранов с центральным приводом всегда является устойчивым; движение "назад" крана с центральным приводом всегда является неустойчивым за счет дестабилизирующего момента приводных колес; - движение крана с отдельным приводом для обоих направлений движения является устойчивым за счет стабилизирующего действия "сил уклона".

Далее рассматривается качество множества устойчивых движений, определяемых уравнениями (38). С этой целью вводится понятие "область существования устойчивых прямолинейных движений", суть которого состоит в следующем. Множество устойчивых движений ($X=X^*$; $\varphi=\varphi^*$) определяется существованием множества возмущающих воздействий: F_k, M_{jk}, M_c . Однако множество прямолинейных движений с постоянным перекосом крана и постоянным поперечным смещением центра крана является ограниченным, поскольку при больших значениях возмущающих сил и моментов реборды некоторых колес входят в контакты с рельсами, т.е. нарушаются условия (37). Таким образом, ограничение (37) определяет некоторую область существования устойчивых прямолинейных движений, схема которой показана на рис.9, где $X_{гр}, \varphi_{гр}$ - предельные (граничные) значения поперечного смещения центра крана и его перекоса.

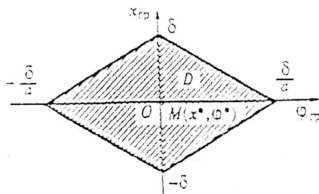


Рис.9. Область существования устойчивых прямолинейных движений крана на конических колесах.

Теперь, чтобы определить является ли устойчивое движение существующим, надо вычислить значения X^* и φ^* при заданных

возмущающих воздействиях и убедиться в том, что точка М с такими координатами принадлежит области D. Примеры расчета условий существования кранов с центральным приводом при его движении "вперед" показывают, что даже при значительных по величине возмущающих воздействиях (углах перекоса колес, неравенствах $P_1 \neq P_2$ или $W_1 \neq W_2$) характеристическая точка М (X^* , φ^*) оказывается внутри области D. Рассматривая аналогичным образом возможность существования устойчивых прямолинейных движений кранов с раздельным приводом в направлении "вперед" и "назад" убеждаемся, что такие движения существуют только при очень малых возмущающих воздействиях. Так, устойчивое движение становится нереализуемым уже при сдвиге тележки без груза от среднего положения на расстояние 0,01 от пролета крана или же при перекосе одного колеса на угол в 600 раз меньше допустимого.

Отсюда можно сделать определенный вывод: применение конических колес на кранах с раздельным приводом не дает никакого эффекта, кроме отрицательного. На ранее изготовленных и до сих пор работающих кранах с центральным приводом применение конических приводных колес весьма целесообразно.

В кранах с раздельным приводом на цилиндрических колесах кардинальным образом проблему снижения поперечных нагрузок и увеличения долговечности колес и рельсов технически достаточно просто можно решить путем реализации разработанной нами системы автоматической стабилизации прямолинейного свободного движения крана. Рассмотрим коротко принципы построения такой системы. В качестве регулирующего органа системы автоматической стабилизации наиболее целесообразно использовать приводные двигатели механизма передвижения, обладающие соответствующими задаче регулировочными свойствами. Для характеристики особенностей рассматриваемой системы примем, что для привода механизма передвижения используется система "генератор-двигатель".

Будем считать, что двигатель имеет систему независимого возбуждения, а его момент регулируется путем изменения подводимого к якору напряжения. Тогда уравнения тяговых усилий приводных колес будут

$$P_1 = P_{01} - \Delta P - B_1 V_0 (1 + l \, d\varphi/dy); \quad P_2 = P_{02} + \Delta P - B_2 V_0 (1 - l \, d\varphi/dy), \quad - \quad (39)$$

где ΔP - изменение тягового усилия, осуществляемое автоматическим регулятором. При положительном угле перекоса крана в случае движения «вперед» величина P_1 должна уменьшаться, а тяговое усилие P_2 должно увеличиваться. Если же поперечное смещение X увеличится, то необходимо уменьшение P_1 и увеличение P_2 . Отсюда приходим к двухконтурной системе регулирования, имеющей закон регулирования в виде: $\Delta P = K_{p1}\varphi - K_{p2}X$, (40) где K_{p1} - коэффициент усиления регулятора по углу поворота крана; K_{p2} - коэффициент усиления регулятора по поперечному смещению центра крана.

В случае движения крана «назад» закон регулирования принимает вид

$$\Delta P = -K_{p1}\varphi + K_{p2}X.$$

Составляя уравнения объекта регулирования и присоединяя к ним выражения закона регулирования, например (40), получаем уравнения системы автоматической стабилизации с идеальным регулятором:

$$b_0 \frac{d^2 x}{dy^2} + b_1 \frac{dx}{dy} + b_2 \varphi = -F_K; \quad c_0 \frac{d^2 \varphi}{dy^2} + c_{21} \frac{d\varphi}{dy} + c_4 \varphi - c_5 X = M_{2k} + M_c, \quad (41)$$

где $F_K = \sum_{i=1}^4 K_i \beta_i$, $M_c = (W_2 - W_1)l$, $M_{2k} = a(K_1 \beta_1 - K_3 \beta_3 + K_2 \beta_2 - K_4 \beta_4) + (P_{01} - P_{02})l + V_0 l (B_2 - B_1)$.

В работе приводится вариант принципиальной схемы системы автоматической стабилизации, состоящей из двух датчиков поперечного смещения колес одной стороны крана, сельсинного преобразователя смещения в электрические сигналы, фазочувствительного электронного усилителя и электропривода крана. Далее в работе излагается методика выбора коэффициентов усиления регулятора из условий устойчивости невозмущенного движения и условий реализации возмущенного движения при заведомо сильных возмущающих воздействиях. Приводится численный пример изложенной методики, показывающий, что рассмотренная система автоматической стабилизации прямолинейного движения крана успешно справляется с возмущающими воздействиями весьма большого уровня.

В шестой главе "Ударные нагрузки при передвижении кранов по рельсовому пути" рассматриваются ударные нагружения их силовых элементов, возникающее в двух случаях: при наезде кранов на концевые упоры (буферный удар) и при проходе ходовыми колесами стыков рельсовых путей. Первый случай относится к аварийному нагружению крана и рассчитывать эти динамические нагрузки необходимо, чтобы определить параметры буферов, при которых обеспечивается заданная прочность металлоконструкции крана. Второй случай относится к рабочему нагружению ходовой части крана и его металлоконструкции, возникающему несколько раз за один рабочий цикл крана.

Расчет динамических нагрузок при буферном ударе предлагается вести на основе следующих, обоснованных теоретически и отчасти экспериментально, положений: - удар крана воспринимается одновременно двумя буферами, расположенными на двух сторонах крана; - потенциальная энергия упругой деформации металлоконструкции крана при ударе о буфера мала по сравнению с кинетической энергией крана; - за время удара подъемные канаты мало отклоняются от того положения, которое они занимали в момент наезда крана на концевые упоры; - при ударе крана о буфера формы упругих колебаний металлоконструкции крана имеют тот же вид, что и при нормальном пуске или торможении крана; - во время удара следует считать приводные двигатели механизма передвижения крана отключенными, а

аварийное торможение крана отсутствующим; - начальная скорость V_0 крана при ударе принимается согласно правилам Госгортехнадзора.

По величине полной осадки буферов определяется максимальное их усилие и максимальное замедление крана, которое не должно превышать максимально допустимого замедления определяемого нормами на допустимую перегрузку крановщика.

Определение динамических нагрузок металлоконструкции при буферном ударе производится по методике изложенной в 3-й главе, причем уравнение переносного движения металлоконструкции составляется на основе его закона изменения движения крана в процессе сжатия буферов.

Ударные нагрузки, возникающие при прохождении колесами стыков рельсовых путей, имеют существенное значение для кранов, перемещающихся со значительной скоростью.

Прохождение колесом рельсового стыка сопровождается жестким ударом в отличие от буферного удара, который можно назвать мягким. В момент соприкосновения колеса со встречным уступом (подъем колеса на ступеньку) вертикальная составляющая его скорости за тысячные доли секунды (согласно нашим измерениям) изменяется от нуля до максимального значения, которое в принципе невозможно определить, исходя только из кинематики движения жесткой системы, так как она является следствием упругого или упруго-пластического взаимодействия контактирующих тел. Если же колесо наезжает на попутный уступ (ступеньку вниз), то сначала вертикальная составляющая его скорости изменяется от нуля до некоторого конечного значения (согласно механики взаимодействия колеса с рельсом), а затем практически мгновенно уменьшается до нуля. Во время удара в зоне контакта колеса с рельсом возникает контактная сила, будем говорить, упругой деформации системы колесо-рельс. Ударный импульс, полученный колесом, далее распространяется в виде волны упругой деформации по всей металлоконструкции крана, вызывая ее упругие колебания. Ударный импульс, полученный рельсом, распространяется на подкрановые балки.

С целью разработки динамической модели ударного процесса, происходящего при прохождении крановым колесом стыка рельсового пути, были проведены экспериментальные исследования на двух реальных мостовых кранах грузоподъемностью 15 т. и 20/5 т. В первой серии экспериментов (на кране г/п 15 т.) записывались осциллограммы вертикальных ускорений ходового колеса, главной балки моста в середине пролета и на расстоянии четверти пролета от концевой балки, а также осциллограммы виброперемещений передней главной балки в середине пролета и середины концевой балки.

Во второй серии экспериментов (на кране г/п 20/5 т.) кроме вертикальных ускорений различных точек крана осуществлялась регистрация прогиба подкрановой балки в местах нахождения рельсового стыка, а также величины изгибающего момента и перерезывающей силы в сечении концевой балки, находящемся на расстоянии 0,4 м от центра колеса.

Полученные экспериментальные данные могут послужить основой - и в этом состоит назначение настоящего раздела - для составления динамической модели системы: кран- рельс - подкрановая балка, по которой и могут быть рассчитаны динамические нагрузки, возникающие при проходе колесом рельсового стыка. Установлено, что на формирование ударных нагрузок кроме местных контактных деформаций колеса и рельса существенную роль оказывают общие деформации, как металлоконструкции крана, так и подкрановой балки. Установлено также, что динамическая нагруженность ходовых колес и концевых балок во много раз выше нагруженности главных балок кранового моста. Экспериментально определено, в частности, что при проходе колесом рельсового стыка высотой 4,4 мм со скоростью 2м/с динамический коэффициент для середины пролета передней главной балки составляет 1,14, а для середины концевой балки- 1,47.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Реализация результатов проведенной работы и предложенных рекомендаций позволяет значительно повысить ресурс ходовых колес мостовых кранов (в 5 – 6 раз), их рельсовых путей (не менее чем в два раза), металлоконструкции кранов, а также снизить уровень крановых нагрузок на строительную часть здания, в котором работает кран, и увеличить безопасность его работы. В результате проведенных исследований решена важная народно – хозяйственная задача по созданию конкурентно – способных конструкций кранов мостового типа общего и специального назначения.

2. На основании экспериментальных исследований мостовых кранов, находящихся в эксплуатационных условиях, установлено что:

- кран, опирающийся ходовыми колесами на рельсовый путь, является внешне статически неопределимой системой особого рода, раскрыть которую можно только в результате решения системы дифференциальных уравнений, описывающих движение крана, составленных с учетом упругой податливости металлоконструкции крана и поперечного упругого скольжения колес относительно рельсов,

- металлоконструкция после некоторого передвижения крана переходит в новое (или приобретает новое) напряженно деформированное состояние, уровень которого сопоставим с тем уровнем, который металлоконструкция имеет (или имела) в периоды пуска или торможения крана.

3. Для исследования механики передвижения кранов по рельсовому пути была использована в аналитической форме и развита теория упругого скольжения катящегося кранового колеса по рельсу, позволившая определить аналитически силы упругого скольжения, действующие на крановые колеса, как в продольном, так и в поперечном направлении их движения.

4. Разработаны на основе экспериментальных исследований динамические схемы мостового крана и соответствующие математические модели, позволяющие теоретически определить закономерности изменения всех основных нагрузок, действующих на крановую систему, как в периоды нестационарного, так и в периоды стационарного движения крана.

5. Установлено, что главным возмущающим воздействием, приводящим к поперечному смещению крана и его вращательному движению и, следовательно, к нагружению крана поперечными силами, является перекося крановых колес в горизонтальной плоскости. Следующими по силе действия возмущающими факторами являются неравенство движущих или тормозных усилий приводных колес, а также сил сопротивления передвижению двух сторон крана.

6. С целью снижения уровня динамических нагрузок, действующих на крановую систему, и повышения ресурса её работы разработаны теоретически обоснованные следующие конструктивно - технические мероприятия:

- рациональная схема установки крановых колес, исключая действие самых неблагоприятных сочетаний возмущающих факторов,

- предложено во изменение некоторых статей Госгортехнадзора, отказаться от применения на кранах, работающих в закрытых помещениях в режиме рабочего торможения, нормально – закрытых тормозов, оставив за ними только функцию аварийного торможения,

7. Доказана нецелесообразность применения безребордных колес в сочетании с направляющими роликами, а также использование конических колес на кранах с раздельным приводом из - за отсутствия положительного эффекта и удорожания первоначальной стоимости крана.

8. Теоретически обоснована целесообразность применения конических крановых колес на изготовленных ранее и находящихся в эксплуатации кранах с центральным приводом.

9. С целью существенного снижения поперечных нагрузок на крановую систему разработана двухконтурная система автоматической стабилизации (САС) прямолинейного безперекосного движения крана. На вариант технической реализации САС получено два авторских свидетельства. Доказано, что при соответствующем выборе коэффициентов усиления автоматического регулятора, САС выполняет свое назначение при всех практически возможных возмущающих воздействиях.

10. Проведены на находящихся в эксплуатации кранах экспериментальные исследования ударных нагрузок, действующих на металлоконструкцию крана, при проходе ходовыми колесами рельсовых стыков, дающими основу для разработки соответствующей динамической модели. Доказано, что ударные нагрузки, действующие на главные балки, существенно ниже нагрузок, действующих на концевые балки. Показан сравнительный уровень нагрузок, возникающих в различных точках металлоконструкции крана. Экспериментально определено, в частности, что динамический коэффициент для середины пролета передней главной балки составляет 1,14, а для середины концевой балки - 1,47. Показана недостаточность метода кинематических воздействий для оценки уровня нагруженности элементов крана.

Основные результаты диссертации опубликованы в работах:

1. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. - М: Машиностроение, 1987.- 157 с.
2. Грузоподъемные машины. Учебное пособие/ Под редакцией М.П. Александрова / М.П. Александров, Л.Н. Колобов, И.П. Крутиков и др. - М: Высшая школа, 1973. -472 с.
3. Грузоподъемные машины: учебник, издание второе. / М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов и др. - М: Машиностроение, 1988. - 400с.
4. Лобов Н.А. Об устойчивости движения мостовых кранов. // Труды МВТУ. -1977.- N 255- Теория расчет и исследование ПТМ. - С.3-24
5. Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов: Учебное пособие. -М.: издание МВТУ, 1986 - 76 с.
6. Лобов Н.А. Динамические нагрузки мостового крана при его пуске и торможении. // Archiwum Budowy Maszyn. ZESZYTS,-WARZFWA, 1978.- Tom XXV, 1978. -6 L.
7. Лобов Н.А. Устойчивость и нагрузки стационарного движения мостовых кранов // Труды МВТУ.-1979.- N 315- Теория, расчет и исследование подъемно-транспортных машин - С. 94-120.
8. Лобов Н.А. Расчет динамических нагрузок мостового крана при его передвижении //Вестник машиностроения.-1976.- N 1.- С. 44-48.
9. Лобов Н.А., Пивко А.В. К расчету вертикальных нагрузок, возникших при передвижении мостовых кранов// Труды МВТУ.-1976.- N 230- Исследование и расчет ПТМ.- С.14-26.
10. Лобов Н.А. Экспериментальное определение динамических нагрузок мостовых кранов при пуске и торможении // Известия ВУЗов. Машиностроение - 1976.-№12.- С. 104-108.
11. Лобов Н.А. Динамические нагрузки мостового крана с отдельным приводом механизма передвижения.//Вестник машиностроения .-1977.- N 8 - С.12-16.
12. Лобов Н.А. Устойчивость движения мостовых кранов и способы ее повышения. // Вестник машиностроения.-1977.- N 2. - С. 29-32.
13. Лобов Н.А. Нагрузки мостового крана вследствие поперечного и вращательного движения моста //Вестник машиностроения.-1982.- N 6. - С. 31-35.
14. Лобов Н.А. Нагрузка мостовых кранов при контакте реборд ходовых колес с рельсами //Вестник машиностроения.-1984.- N 7.-С. 22-26.
15. Лобов Н.А. Распределение тяговых усилий приводных колес крана с центральным приводом. // Вестник машиностроения. – 1980.-№ 8.-С. 34-36.
16. Лобов Н.А. Нагрузки мостового крана при его движении с постоянным перекосом моста. // Вестник машиностроения.-1986.- N 12. - С. 13-17.
17. Лобов Н.А., Масягин А.В., Дулев И.А. О повышении долговечности ходовых колес мостовых кранов.// Вестник машиностроения .- 1989.- N 2. - С. 30-34.

18. Лобов Н.А. Динамические нагрузки металлоконструкций мостового крана с гибким подвесом груза.//Известия ВУЗов. Машиностроение.- 1978- № 8. - С. 105-111.
19. Лобов Н.А. Эксплуатационные свойства ходовой части кранов, передвигающихся по рельсовому пути.//Подъемно-транспортная техника и склады.-1992.- №1. - С.12-14.
- 20 . Лобов Н.А. Упругие колебания при интенсивном пуске мостового крана. Межвузовский сборник. // Исследование оптимальных металлоконструкций и деталей ПТМ.- Выпуск 2. Издание Саратовского университета.- Саратов.-1978.- С. 103-111.
- 21.Лобов Н.А., Пивко А.В., Рунов М.М. Датчик перекоса крана мостового типа.// Машины, приборы, стенды.: Каталог МВТУ – 1984.-.№9-С.16-17.
22. А.с. 1527131. (СССР) Способ установки ходовых колес рельсовых грузоподъемных кранов./ Н.А. Лобов, А.В. Пивко, А.В. Масягин //Б.И.-1989.- №45.
23. А.с. 1087453. (СССР) Устройство для управления приводами опор крана мостового типа./ Н.А. Лобов // Б.И.-1984.-№15.
24. А.с. 971775,(СССР) Устройство для определения положения опоры крана относительно подкранового пути. / Н.А.Лобов, М.М. Рунов, А.В. Пивко, В.А. Михеев, Ж.И. Соколенко , Л.А. Филь //Б.И.-1984.- № 43.
25. Лобов Н.А. Устойчивость и нагрузки стационарного движения мостовых кранов // Научно-технический прогресс в машиностроении и приборостроении: Тезисы докл. Всесоюзная конференция.- М., -1980-С.31
- 26.Лобов Н.А. Нагрузки мостового крана в режимах его установившегося движения // Новое в подъемно-транспортной технике: Тезисы докл. Всесоюзной научной конференции. - М.: -1985-С.60.
- 27 Лобов Н.А. Эксплуатационные свойства ходовой части кранов, передвигающихся по рельсовому пути.//Новое в подъемно-транспортном машиностроении.: Тезисы докл. Всесоюзной научно-технической конференции. - М.: -1991-С.63.
28. Лобов Н.А. Автоматическая стабилизация прямолинейного движения кранов// Научно- техническая конференция МГТУ им. Н.Э. Баумана, часть 2.: Тезисы доклада. - М.: -1995- С.126.
29. Лобов Н.А. Нагрузки мостовых кранов в режимах стационарного движения и методы их кардинального уменьшения.// Подъемно-транспортные машины на рубеже веков: Тезисы докл. Юбилейной н.-техн. конференции. – М.: - 1999- С.87.
30. Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути: Учебное пособие. -М.: Изд. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2003.- .230с.
31. Лобов Н.А. Некоторые замечания по динамике неголономных систем. //Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Машиностроение.- 2005.- №2.-С. 118-124.