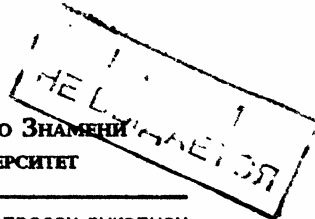


1551444

САРАТОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ



На правах рукописи

**КОБЗЕВ
АНАТОЛИЙ ПЕТРОВИЧ**

**РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ ОПТИМАЛЬНОГО
ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЯЖЕЛЫХ
КОЗЛОВЫХ МОНТАЖНЫХ КРАНОВ**

Специальность 05.05.05-Подъемно-транспортные машины

**АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

Саратов 1996 г.

1551444
Кобзев А.П.
теории опти
тиров.
0

1551444

Работа выполнена в Саратовском государственном техническом университете.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1551444

Кобзев А.П. Развитие теории

Официальные оппоненты:

- доктор технических наук, профессор Ряхин В.А.,
- доктор технических наук, профессор Соловьев В.Г.,
- доктор технических наук, профессор Бондарович Б.А.

Ведущее предприятие

- проектно-технологический институт «УКРКРАНЭРГО»
г.Харьков

Защита состоится 24 октября 1996г.в 14³⁰ часов

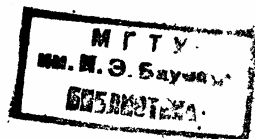
на заседании диссертационного совета Д.053.15.06 при Московском государственном техническом университете им.Н.Э.Баумана по адресу: 107005
г-Москва, ул.2-ая Бауманская 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан 5 сентября 1996г.

Ученый секретарь диссертационного совета, кандидат технических наук, доцент

А.М.Ромашко



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность работы. Козловые краны являются материальной базой механизации наиболее сложных пространственных объектов в промышленности, строительстве, судостроении, сельском хозяйстве, транспорте. В связи с быстрым темпом развития научно-технического прогресса в указанных отраслях требуется постоянное совершенствование козловых кранов с темпами соответствующими развитию отраслей, в которых работают краны, разработка уникальных по своим техническим параметрам кранов. Решение этих задач возможно лишь применением ЭВМ, для чего необходимо совершенствование расчетных методов, разработка алгоритмов и программ, позволяющих реализовать на ЭВМ эти методы. Кроме того растут требования к качеству новых машин, снижению металлоемкости и энергоемкости, которые могут быть решены лишь с использованием современных методов расчета, особенно методов оптимального проектирования, которые получают все большее распространение в машиностроении.

Современные тяжелые козловые краны в большинстве своем являются сложными пространственными конструкциями, проектирование которых может быть произведено лишь с применением современных методов строительной механики, из которых наиболее универсальными и хорошо разработанными являются матричные методы расчета сложных стержневых систем, наиболее приспособленные к алгоритмизации, а потому и к использованию ЭВМ. Применение матричных методов требует дискретизации расчетных схем, что применительно к козловым кранам является достаточно просто разрешимым, так как металлическая конструкция козловых кранов наиболее естественно разбивается на отдельные элементы, взаимодействующие между собой в узловых точках. Несмотря на то, что в целом методика расчета козловых кранов достаточно детально разработана в литературе, задача оптимального проектирования тяжелых козловых кранов является сложной, требующей приложения указанных норм расчета в методику оптимального проектирования.

Задача проектирования усложняется тем, что из-за единичного или мелкосерийного производства тяжелых козловых кранов нет возможности изготовления опытных образцов, их тщательного испытания и исследования, что, в свою очередь, требует применения

соответствующих методов расчета и принятия дополнительных ограничений при проектировании.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ :

- Решение научной проблемы оптимального проектирования тяжелых козловых кранов на основании матричных методов расчета с учетом конструкторско-технологических ограничений, ограничений по прочности, статической и динамической жесткостей, устойчивости при установленной соответствующими нормами комбинациях нагрузок.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи :

1. Сделать обзор существующих разновидностей механизмов кранов, схем, их металлоконструкции, а также методов их оптимального проектирования.

2. Выбрать критерии оптимизации проектирования крановых механизмов и металлоконструкции.

3. Разработать алгоритм оптимального проектирования механизмов подъема груза.

4. Разработать алгоритм оптимального проектирования механизмов передвижения крана и крановых тележек.

5. Разработать модификацию метода оптимизации стержневых систем, применимых для металлоконструкции тяжелых козловых кранов.

6. Разработать алгоритм анализа схем козловых кранов.

7. Разработать алгоритм синтеза схем козловых кранов.

8. Разработать алгоритм выбора параметров поперечного сечения коробчатых прямоугольных балок металлоконструкции козловых кранов.

Научная новизна. Получены безразмерные критерии оптимального проектирования механизмов подъема и передвижения, представляющие минимум суммарных приведенных затрат на изготовление и эксплуатацию крана.

Проектирование металлоконструкции предложено проводить в три этапа. На первом этапе выбирается по минимуму металлоемкости схема крана, наиболее полно удовлетворяющая техническому заданию. При этом внутренние усилия определяются решением полного уравнения строительной механики при поэлементном под-

ходе. На втором этапе оптимизируется выбранная схема варьированием длин и жесткостей элементов, не влияющих на выполнение параметров технического задания. Для этого предложена новая модификация метода покоординатного спуска Хука-Дживса. На третьем - проводится подбор сечения элементов металлоконструкции на основании предложенной модификации. Сечения подбираются с учетом динамических нагрузок при колебаниях и переходных режимах работы механизмов крана, для чего составлены и решены дифференциальные уравнения движения.

Поставленные задачи оптимизации решаются в автоматизированном режиме, чтобы исключить погрешности оператора при поиске. Для этого разработаны аналитические зависимости логических переходов при проектировании на всех этапах.

Достоверность полученных результатов достигнута путем:

- выбора апробированных физических предпосылок,
- сопоставления результатов аналитического исследования с данными экспериментов и математического моделирования,
- выбором современных апробированных методов экспериментального исследования, контрольно-измерительной аппаратуры, планирования и обработки эксперимента, а также метрологической проработки темы,
- проверки результатов исследований с помощью известных и широко используемых методов расчета и исследования: конечных элементов, безразмерных множителей Лагранжа и других.

Практическая ценность. Проведенные научные исследования и полученные результаты:

- обеспечили возможность разработки методов автоматизированного оптимального проектирования механизмов и металлоконструкций тяжелых козловых кранов,
- создали возможность разработки новых схем металлоконструкции на основании предложенных методов анализа и синтеза схем,
- позволили достичь снижения металлоемкости и энергоемкости кранов, затрат инженерного труда на стадии проектирования, а также уменьшения времени на разработку конструкции.

Апробация работы. Разработанные методики, алгоритмы и программы внедрены в ряде научно-исследовательских, проектно-кон-

структорских институтов и отделов машиностроительных предприятий.

Для эффективного использования научных результатов, полученных в диссертации, написано три учебных пособия, конспект лекций, несколько методических указаний по расчету грузоподъемных машин с применением ЭВМ, которые широко используются в учебном процессе.

Экономический эффект от внедрения результатов исследований составляет свыше 1,2 млн. рублей в ценах до 1990 года.

Основные положения диссертации доложены и обсуждались:

1. На конференциях Саратовского государственного технического университета в 1970 - 1996 годах.

2. На 11 Всесоюзной научно-технической конференции «Проблемы развития и совершенствования подъемно-транспортной, складской техники и технологии», Москва, 1990 г.

3. На международной научно-технической конференции «Механизация и автоматизация земляных работ», Киев, 1991 г.

4. На Всесоюзной конференции «Новое в подъемно-транспортном машиностроении», Москва, 1991 г.

5. На совещаниях заведующих выпускающими кафедрами ПТМ стран СНГ в 1991-1996 годах.

6. На научно-технической конференции с международным участием «Новое в подъемно-транспортной технике», Москва, 1994 г.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и шести приложений. Материал размещен на 405 страницах машинописного текста, включает список литературы из 279 наименований, 79 рисунков, 36 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении обоснована актуальность проблемы, сформулированы цель и задачи исследования, приведена общая характеристика намеченной работы.

В первой главе дана постановка задачи, определена граница исследования. Границей исследования намечена механическая система тяжелых козловых кранов в целом. Система на основании идеи

декомпозиции разбита на подсистемы: механизм подъема, металлоконструкция крана, механизм передвижения.

Произведен анализ критериев оптимизации, из которого установлено, что наиболее полную информацию о качестве проекта несут суммарные приведенные затраты, включающие разовые затраты на материалы, изготовление и монтаж кранов, и регулярные затраты на электроэнергию, обслуживание и ремонт.

В главе дан анализ моделей исследуемой системы, выбран метод моделирования, приведены обзоры схем металлоконструкции и методов расчета тяжелых козловых кранов. На основании этих обзоров рекомендовано при стержневой аппроксимации металлоконструкции использовать метод решения полного уравнения строительной механики при поэлементном подходе. Метод позволяет в равной степени без снижения точности использовать методы сил или перемещений в зависимости от решаемой задачи.

На основании проведенного обзора и поставленной цели в конце главы даны направления и задачи исследования.

Во второй главе приведены теория, алгоритмы и программа оптимального проектирования механизмов подъема груза тяжелых козловых кранов.

Для кранов режима нагружения 1К-3К производительность не является существенной характеристикой, поэтому оптимальным можно считать механизм подъема, требующий минимальных приведенных затрат на его изготовление и эксплуатацию. Кроме того из-за нестабильности цен приведенные затраты подсчитываются в безразмерном виде, получаемом делением составляющих затрат рассматриваемого варианта компоновки механизма на соответствующие затраты базового варианта. За базовый принимается первый вариант компоновки механизма, полученный в результате проектирования.

С учетом сказанного целевая функция оптимального проектирования механизма подъема имеет вид:

$$C_{пр.л} = k_d \frac{G_{д.к.}}{G_{д.б.}} + k_{тр.} \frac{G_{тр.к.}}{G_{тр.б.}} + k_m \frac{G_{м.к.}}{G_{м.б.}} + k_b \frac{G_{б.к.}}{G_{б.б.}} + k_n \frac{G_{п.к.}}{G_{п.б.}} + k_k \frac{G_{к.к.}}{G_{к.б.}} + k_t \frac{G_{т.к.}}{G_{т.б.}} \quad (1)$$

где $k_d, k_{тр.}, k_m, k_b, k_n, k_k, k_t$ - весовые коэффициенты двигателя, трансмиссии, муфты, барабана, подвески, каната, тормозов,
 $G_{д.к.}, G_{тр.к.}, G_{м.к.}, G_{б.к.}, G_{п.к.}, G_{к.к.}, G_{т.к.}$ - силы веса двигателя, тран-

смиссии, муфт, барабана, подвески, каната, тормозов базового варианта компоновки механизма подъема,

- $G_{д.б.}, G_{тр.б.}, G_{м.б.}, G_{б.б.}, G_{п.б.}, G_{к.б.}, G_{т.б.}$ - силы тяжести двигателя, трансмиссии, муфт, барабана, подвески, каната, тормозов базового варианта компоновки механизма, n - число замен каната.

Весовые коэффициенты показывают отношение стоимостей единиц масс комплектующих механизма подъема к стоимости единицы массы редуктора.

Выбор кратности полиспаста i производится методом покоординатного спуска по условию:

$$i = \begin{cases} i+1, & \text{если } C_{пр.п.} > C_{пр.п.}^* \\ i+1, & \text{если } d_{к.к.} > d_{к.к.}^{max} \\ i, & \text{если } C_{пр.п.}^k \leq C_{пр.п.}^{k+1} \end{cases} \quad (2)$$

где $d_{к.к.}$ - диаметр каната рассматриваемого варианта компоновки механизма подъема,

$d_{к.к.}^{max}$ - максимальный диаметр каната по каталогу.

Выбор кратности полиспаста начинается с $i = 1$.

При оптимальном проектировании механизма подъема необходимо определить соотношение длины и диаметра барабана. Выбор диаметра барабана D_b производится методом покоординатного спуска по условию:

$$D_b = \begin{cases} D_b + \Delta D_b, & \text{если } G_b^{(r+1)} > G_b^r, L_b > L_{b,max} \\ D_b, & \text{если } G_b^r \leq G_b^{(r+1)}, (D_b + \Delta D_b) > D_{b,max} \end{cases} \quad (3)$$

где ΔD_b - шаг изменения диаметра барабана,

r - номер итерации по изменению диаметра барабана,

$L_{b,max}$ - максимальная длина барабана,

$D_{b,max}$ - максимальный диаметр барабана, назначаемый конструктивно по условиям компоновки.

Шаг изменения диаметра барабана корректируется в процессе проектирования согласно условию:

$$\Delta D_b = \begin{cases} \Delta D_b, & \text{если } G_b^r \geq G_b^{r+1} \\ -\Delta D_b/2, & \text{если } G_b^r < G_b^{r+1} \\ 0, & \text{если } \Delta D_b \leq \varepsilon \end{cases} \quad (4)$$

где ε - минимальное значение шага изменения диаметра барабана.

на, назначаемое из условия точности отыскания минимума металлоемкости барабана.

Условие $\Delta D_6 = 0$ говорит о том, что минимум найден с заданной точностью и исследование заканчивается.

При автоматизированном проектировании необходимо введение логического оператора, который оценивал бы необходимость применения барабана с многослойной навивкой каната:

$$m_1 = \begin{cases} 1, & \text{если } D_6 \leq D_{6\max}, L_6 \leq L_{6\max}, \\ >1, & \text{если } D_6 > D_{6\max}, L_6 > L_{6\max}, \end{cases} \quad (5)$$

где m_1 - число слоев каната, навиваемых на барабан.

На основании предложенных аналитических зависимостей разработаны алгоритмы и программы расчета механизма на ЭВМ, позволяющие получить оптимальную по минимуму приведенных затрат конструкцию механизма подъема (рис.1)

В третьей главе разработаны теория, алгоритмы и программа автоматизированного анализа схем тяжелых козловых кранов. Для анализа все схемы, интересующие конструктора, приводятся к единым техническим параметрам согласно задания на проектирование: высоте подъема груза, пролету, грузоподъемности. Для каждой схемы составляются матрицы необходимой информации о дискретных моделях конструкций:

- геометрическая информация, включающая нумерацию элементов, узлов и их координаты,
- топологическая, указывающая нумерацию элементов, соединяющие узлы, типы узлов в закодированном виде, типы опорных связей,
- физическая, дающая жесткости элементов на изгиб, растяжение и кручение.

Для определения загруженности системы составляется матрица нагрузок, включающая все комбинации нагрузок согласно норм расчета и координаты точек их приложения.

Предварительно каждая схема металлоконструкции разбивается на элементы. При разбивке необходимо координаты начала и конца элементов принимать в точках наибольших напряжений и деформаций.

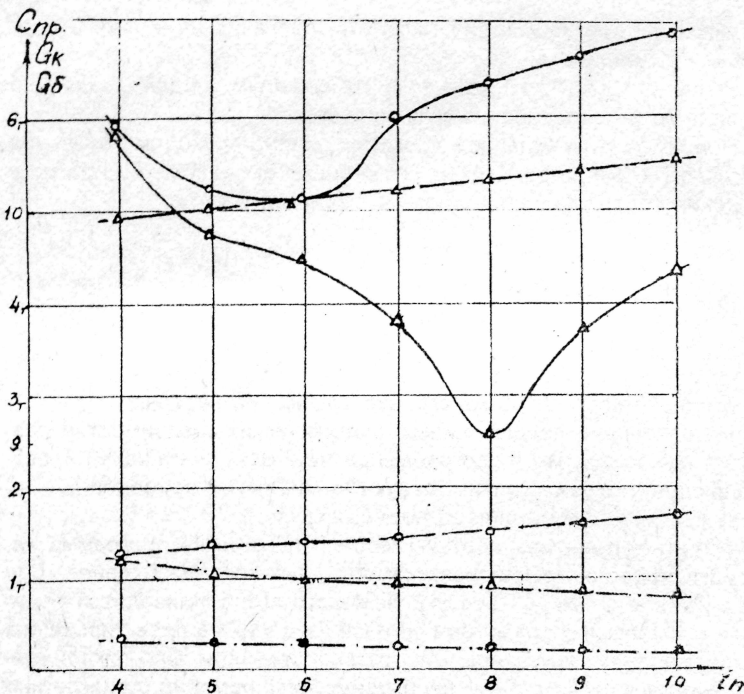


Рис.1 Приведенные затраты и массы комплектующих механизмов подъема кранов грузоподъемностью 100 и 380т.

- приведенные затраты по изготовлению и эксплуатации механизма подъема крана грузоподъемностью 380т.
- △- приведенные затраты по изготовлению и эксплуатации механизма подъема крана грузоподъемностью 100т.
- масса канатов (т) механизма подъема крана грузоподъемностью 100т.
- △— масса канатов (т) механизма подъема крана грузоподъемностью 380т.
- масса барабана механизма подъема крана грузоподъемностью 100т.
- △- масса барабана механизма подъема крана грузоподъемностью 380т.

В качестве критерия сравнения рассматриваемых схем рекомендована металлоемкость, поскольку, как доказано в главе 1, для тяжелых козловых кранов она пропорциональна приведенным затратам на изготовление, монтаж и эксплуатацию. Для коробчатых листовых конструкций металлоемкость может быть найдена как сумма металлоемкостей элементов, на которые разбита схема при определении внутренних усилий:

$$K_0 = \sum_{i=1}^n \{ [(X_1 - \delta_1) 2\delta_1 + X_2 2\delta_1] l_i + k_1 [2b((X_1 - 2b - \delta_1) + (X_2 - 2\delta_1) 2b) 2\delta_1 + kb_1 \delta_1 + k_2 b \delta_1 [(X_2 - 2\delta_1) + 2(X_1 - \delta_1 - 2b)/3]] \} \gamma \quad (6)$$

где n - число элементов, на которое разбита схема крана,
 X_1, X_2 - соответственно высота и ширина элементов,
 δ_1 - толщина листов сечения элементов,
 b - ширина поперечных ребер жесткости,
 b_1 - ширина продольных ребер жесткости,
 l_i - длина i -го элемента,
 k_1 - число поперечных ребер жесткости,
 k - число продольных ребер жесткости,
 k_2 - число малых ребер жесткости,
 γ - плотность материала.

Потребное число поперечных ребер определяется:

$$k_1 = \begin{cases} 1/2, 5(X_1 - \delta_1), & \text{если } \lambda_0 \leq 3,2, \\ 1/2(X_1 - \delta_1), & \text{если } \lambda_0 > 3,2, \\ 0, & \text{если } \lambda_0 = (X_1 - \delta_1) \sqrt{R_p/E\delta_1} \leq 2,5, \end{cases} \quad (7)$$

где λ_0 - условная гибкость стенки,

R_p - расчетное сопротивление материала растяжению - сжатию.

При расположении подтележного рельса над стенкой число продольных ребер жесткости определяется:

$$k = \begin{cases} 0, & \text{если } h_0/\delta_1 \leq 200\sqrt{210/R_p}, \\ 1, & \text{если } h_0/\delta_1 \leq 300\sqrt{210/R_p}, \\ 2, & \text{если } h_0/\delta_1 > 300\sqrt{210/R_p}, \end{cases} \quad (8)$$

где $h_0 = (X_1 - \delta_1)$ - высота стенки.

При расположении подтележного рельса на поясе между стен-

ками число продольных ребер жесткости может быть найдено:

$$k = \begin{cases} 0, & \text{если } h_0/\delta_1 \leq 200\sqrt{210/R_p}, \\ 2, & \text{если } h_0/\delta_1 \leq 300\sqrt{210/R_p}, \\ 4, & \text{если } h_0/\delta_1 > 300\sqrt{210/R_p}, \end{cases} \quad (9)$$

Число малых ребер жесткости определяется:

$$K_x = \begin{cases} 0, & \text{если } n_0 \geq 1,4, \\ 2k_1, & \text{если } n_0 < 1,4, \end{cases} \quad (10)$$

где n_0 - запас местной устойчивости сжатых элементов металлоконструкции.

Наилучшая схема выбирается с помощью алгоритма наименьшего значения целевой функции.

Кроме того введением дополнительных элементов или исключением «лишних», изменением типов узлов или жесткостей элементов можно получать новые структурные схемы кранов.

Внутренние усилия в элементах крана находятся из решения полной системы уравнений строительной механики при поэлементном подходе. Решение системы проводится в матричном виде, что упрощает решение системы на ЭВМ. При этом местные нагрузки приводятся к узловым с помощью предложенных формул.

Для определения внутренних усилий в стержнях предложены матрицы уравнений равновесия и податливости прямолинейных стержней постоянного сечения применительно ко всем типам узлов. Матрицы даны в местной системе координат, а потому могут использоваться для расчета любой схемы крана. Они сведены в таблицу и обозначены порядковыми номерами для использования их в зашифрованном виде при составлении таблиц элементов каждой из рассматриваемых схем кранов.

Из матриц уравнений равновесия и податливости отдельных элементов составляются матрицы всей системы, которые затем приводятся к глобальной системе координат умножением на матрицу направляющих косинусов эйлеровых углов. Матрицы направляющих косинусов переработаны применительно к схемам крановых металлоконструкций.

Внутренние усилия методом сил определяются выполнением следующих матричных операций:

$$S_0 = [A_0 - A_1(A_1^T B A_1)^{-1}(A_1^T B A_0)] \bar{P}, \quad (11)$$

где A_0 - матрица усилий всей системы в расчетных сечениях от единичных значений внешних сил,

A_1 - матрица усилий системы в расчетных сечениях от единичных значений основных неизвестных,

B - квазидиагональная матрица податливости системы,

$\bar{P}$ - матрица нагрузок.

Матрицы A_0 и A_1 получаются выделением из прямоугольной матрицы уравнений равновесия A квадратной матрицы A_0 . Перестановкой столбцов матрицы, что соответствует изменению выбора основной системы, можно улучшить обусловленность матрицы, а, следовательно и точность получаемого решения.

При использовании для расчета внутренних усилий метода перемещений матрица уравнений равновесия получается квадратной, поэтому не требуется ее разбиения на две матрицы, что упрощает вычисления. Но при этом вначале определяются перемещения, по которым согласно закона Гука определяются внутренние усилия:

$$S_0 = [K][A^T]([A][K][A^T])^{-1}P, \quad (12)$$

где K - матрица жесткости всей системы.

По найденным внутренним усилиям S_0 подбираются сечения всех элементов и вычисляется коэффициент оптимизации по каждой из схем.

По минимуму металлоемкости выбирается наиболее предпочтительная схема.

Все стадии анализа схем выполняются автоматизировано, кроме информации по исходным схемам, для чего разработаны соответствующие алгоритмы и программы на языке C++.

В четвертой главе приведены теория, алгоритмы и программа синтеза выбранной в предыдущей главе схемы металлоконструкции крана. Поскольку металлоемкость крана при выбранных сечениях зависит от длин элементов и, поскольку конструктором могут быть введены дополнительные элементы на основании априорной информации или какой-либо гипотезы, необходимо исследовать влияние изменения длин элементов на металлоемкость конструкции в целом. При этом рассматриваются только те элементы, которые не

влияют на выполнение заданных параметров: высоты подъема, пролета крана, грузоподъемности.

В качестве критерия оптимизации рекомендуется предложенный ранее минимум металлоемкости K_0 .

Для выполнения синтеза схемы козлового крана рекомендуется предложенная автором модификация метода Хука-Дживса, в которой после проведения исследования в окрестности базовой точки производится движение не по образцу, как в классическом методе, характеризующееся изменением сразу всех координат, а осуществляется движение по одной координате, дающей наименьшее значение целевой функции. Это улучшает точность нахождения минимума, так как изменение длины одного элемента ведет к изменению внутренних усилий во всех остальных элементах и гарантирует отыскание точки минимума целевой функции.

Процедура синтеза схемы состоит из следующих этапов:

1. Выбирается исходная базовая схема металлоконструкции на основании проведенного анализа схемы;

2. Оценивается возможность изменения геометрической структуры крана без нарушения неизменности конструкции и сохранения исходных технических параметров, главным образом высоты подъема груза и пролета крана;

3. Вычисляется критерий оптимизации базовой схемы, если этот критерий не вычислен ранее;

4. Выбирается шаг движения для каждой переменной $\Delta l_1, \Delta l_2, \dots, \Delta l_n$;

5. Проводится исследование поведения функции в окрестности базовой точки. При этом длина элементов поочередно изменяется на величину шага и вычисляется значение целевой функции $K_0 = f(S, l_i + \Delta l_i)$.

Величина шага и направления движения корректируется согласно формулы:

$$\Delta l_i = \begin{cases} \Delta l_i, & \text{если } K_0 = f(\bar{S}, l_i - \Delta l_i) < K_0 = f(S, l_i) \\ -\Delta l_i, & \text{если } K_0 = f(\bar{S}, l_i - \Delta l_i) \leq K_0 = f(S, l_i), (4.1) \\ \Delta l_i / \beta, & \text{если } K_0 = f(\bar{S}, l_i - \Delta l_i) \geq K_0 = f(S, l_i) \end{cases} \quad (13)$$

где Δl_i - длина i -го элемента,

β - постоянное число больше единицы.

6. Выбирается новая базовая точка, соответствующая минимуму

функции K_0 , полученному от изменения одного из элементов l ;

7. Исследование завершается, если длина шага Δl для всех координат будет меньше наперед заданной величины Δl :

$$|\Delta l| < \Delta l \quad (14)$$

Минимальное значение Δl назначается исходя из точности, с которой желательно отыскание минимума функции цели.

В результате проведения синтеза получаем окончательную схему металлоконструкции крана. При этом некоторые элементы могут получиться нулевой длины, т.е. можно назначать любую схему металлоконструкции - лишние элементы будут исключены в процессе исследования.

Необходимость такого исследования особенно актуальна для статически неопределимых схем, в которых без проведения расчета невозможно оценить влияние увеличения или уменьшения жесткости какого-либо элемента на величину деформации и напряжения остальных элементов.

В пятой главе дается теория и методика подбора сечения элементов металлоконструкции крана. Рассматривается выбор элементов прямоугольного сечения как наиболее применимого для кранов единичного и мелкосерийного производства.

Для решения задачи предлагается новая модификация метода Хука-Дживса. Метод применим для задач безусловной оптимизации. Выбор сечения металлоконструкции является задачей с ограничениями по прочности, жесткости, устойчивости сжатых элементов, динамической жесткости. Для решения поставленной задачи предлагается выбор высоты и ширины балки проводить методом конфигурации Хука-Дживса, а подбор толщин листов и поясов методом перебора из одномерного массива толщин выпускаемого проката из условия выполнения всех ограничений. Кроме того, как и при синтезе схем, вместо движения по «образцу» производится движение по координате, дающей минимум целевой функции.

Ширина и высота балки назначаются из условия:

$$X^{(r+1)}_i = X^r_i + \Delta X^r_i \quad (15)$$

где i - номер координаты;

X_i - размер балки;
 ΔX_i - шаг по координатному движению;
 r - номер интеграции.

Шаг движения назначается из условия :

$$\Delta X_i = \begin{cases} \Delta X_i, & \text{если } G_k(X_i + \Delta X_i) < G_k(X_i), \\ -\Delta X_i, & \text{если } G_k(X_i + \Delta X_i) > G_k(X_i), \\ \Delta X_i/2, & \text{если } G_k(X_i - \Delta X_i) = G_k(X_i), \end{cases} \quad (16)$$

где G_k - металлоемкость исследуемого элемента.

При проверке ограничений необходимо определить оптимальность увеличения толщин поясов или стенок. Это делается по критерию минимума напряжений :

$$\delta_{1,3} = \begin{cases} \delta_{1,3}+1, & \text{если } \sigma=f(\delta_{1,3}+1, \delta_{2,4}) \leq \sigma=f(\delta_{1,3}, \delta_{2,4}+1), \\ \delta_{1,3}, & \text{если } \sigma=f(\delta_{1,3}+1, \delta_{2,4}) > \sigma=f(\delta_{1,3}, \delta_{2,4}+1), \end{cases} \quad (17)$$

$$\delta_{2,4} = \begin{cases} \delta_{2,4}+1, & \text{если } \sigma=f(\delta_{1,3}, \delta_{2,4}+1) \leq \sigma=f(\delta_{1,3}, \delta_{2,4}), \\ \delta_{2,4}, & \text{если } \sigma=f(\delta_{1,3}+1, \delta_{2,4}) \leq \sigma=f(\delta_{1,3}, \delta_{2,4}+1), \end{cases} \quad (18)$$

где $\delta_{1,3}$ - толщина листов верхнего и нижнего поясов,
 $\delta_{2,4}$ - толщина стенок,

σ - напряжение в металлоконструкции.

Окончание счета производится при $|\Delta X_i| < \Delta X$,

где ΔX - любое постоянное число, назначаемое конструктором, исходя из точности нахождения размеров балки.

Дополнительно могут вводиться ограничения по максимальным высоте и ширине балки из условия транспортировки, размещения электрооборудования и других.

Проверка ограничений начинается с ограничения прочности, на основании чего выбираются попарно толщины поясов и стенок, затем проверяется статическая жесткость главной балки, на основании чего назначаются при необходимости поперечные ребра жесткости. При расположении рельса над стенкой производится проверка прочности сжатой стенки на смятие, на основании чего определяется толщина сжатой стенки. Следующим этапом производится проверка местной устойчивости сжатых поясов и стенок, на основании чего определяется потребность в продольных ребрах жесткости и уточняется толщина сжатых пояса и стенки. Послед-

ним этапом является проверка динамической жесткости по времени затухания колебаний, которые для козловых кранов не должно превышать 18-20 с.

Прочность элементов металлоконструкций проверяется с учетом нормальных и касательных напряжений от растяжения, изгиба, кручения, среза, а также нормальных и касательных напряжений от стесненных изгиба и кручения, характерных для тонкостенных стержней, а оптимальные сечения, как известно, лежат в области малых толщин стенок.

Выбор сечений элементов производится по трем состояниям нагрузок: рабочего от подъема груза и передвижения тележки, рабочего от передвижения крана и нерабочего состояния. При рабочих состояниях крана рассматривается два сочетания нагрузок: основное и рабочее. Всего получается пять состояний, для которых и составляется пять таблиц (матриц) нагрузок в соответствии с количеством расчетных комбинаций. В таблицу вносятся нагрузки для каждого элемента в соответствии с пространственной системой координат.

При оптимальном проектировании изменяются нагрузки от сил веса металлоконструкции и давления ветра в процессе исследования, поэтому переработаны существующие зависимости по определению напряжений в элементах металлоконструкции введением условно переменных параметров при рассмотрении разных вариантов сечения.

Для определения пульсации ветрового давления предложено учитывать характер подстилающей поверхности, потому что тяжелые козловые краны изготавливаются по индивидуальным заказам, а поэтому известен характер местности, в которой предполагается их эксплуатация, и пульсация ветра может быть определена более точно, так как турбулентность потока воздуха главным образом зависит от шероховатости подстилающей местности. Предложено в расчете пользоваться теорией А. Ж. Давенпорта, дающий спектр пульсации скорости ветра. Поэтому коэффициент изменения динамического давления по высоте предложено выбирать для типа местности из таблицы, предложенной для строительных сооружений М. Ф. Барштейном. Для проверки достоверности получаемых значений давлений были проведены экспериментальные исследования на трех типах козловых кранов, подтвердивших с хорошей повторяемостью достоверность расчетных значений.

На основании работ А.Ж.Давенпорта, Д.Ламме, Т.Пановского, А.С.Монина, М.Ф. Барштейна и проведенных экспериментальных исследований под руководством автора данной работы предложено учитывать пространственную корреляцию пульсации скорости ветра, так как тяжелые козловые краны имеют большую длину пролетных строений и должны быть отнесены к протяженным сооружениям с равномерно распределенной массой.

При определении внутренних усилий элементов металлоконструкций необходимо учитывать динамический характер нагрузок от работы механизмов в переходных режимах, при колебаниях металлоконструкции от однократного и многократного приложений нагрузок. Для этого матрицы нагрузок элементов составлялись по фактическим значениям, для чего в диссертации проведены исследования по определению инерционных нагрузок.

При выборе расчетных схем были приняты следующие допущения:

- элементы металлоконструкции крана являются линейно упругими,
- распределенные массы элементов могут быть заменены на сосредоточенные,
- точки расположения центров сосредоточенных масс соединены безинерционными упругими диссипативными геометрическими или кинематическими связями,
- системы со многими сосредоточенными массами могут быть заменены на системы с меньшим числом масс,
- влияние зазоров в трансмиссиях приводов механизмов не учитывается при определении динамических нагрузок металлоконструкции, так как они существенны только при расчете механизмов,
- не учитываются динамические нагрузки от передвижения крана на стыках рельсов, поскольку ходовое оборудование многоколесное и имеет балансирную подвеску колес,
- груз при работе крана принимался монолитным и абсолютно жестким,
- деформации подкрановых путей не учитывались, поскольку краны такого типа работают на бетонном основании,
- плечи действия ветрового давления на элементы крана остаются постоянными по величине и направлению во время колебаний крана.

В отличие от существующих исследований требовалось решить

задачу с большим числом сосредоточенных масс исходя из требования определения нагрузки каждого элемента.

Поскольку для тяжелых козловых кранов запрещено совмещение операций при выполнении работ с номинальными грузами, динамические нагрузки определялись отдельно при работе каждого из механизмов.

В работе приведены дифференциальные уравнения для однобалочных кранов с консольными тележками, металлоконструкция которых нагружается дополнительно крутящими моментами, что дает более сложный расчетный случай.

Для составления уравнений применялся метод Лагранжа II рода, так как он более универсален, дает большую точность решения, поскольку учитывает не только члены с производными по времени, но и с производными по перемещениям.

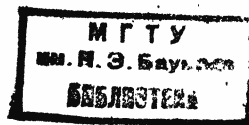
Обобщенные силы были найдены из уравнений элементарной работы активных сил на бесконечно малых перемещениях.

Уравнения составлены для кранов с двумя тележками. При этом положения тележек бралось из условия получения наибольших напряжений в пролетном строении и опорах.

После нахождения выражений для кинетической и потенциальной энергий и взятия необходимых производных согласно уравнения Лагранжа получены дифференциальные уравнения движения системы для различных направлений ветра и работы механизмов в переходных режимах. Положение системы определялось обобщенными координатами, отсчитываемыми от состояния устойчивого равновесия.

При доотрывной стадии движения устойчивым принято равновесие под действием статических сил тяжести элементов металлоконструкции и положения груза на подставках. При послеотрывной стадии устойчивым принято равновесие при нагружении упругих связей силами веса металлоконструкции и груза.

Дифференциальные уравнения движения системы при работе механизма подъема в переходных режимах и ветре вдоль подкрановых путей имеют вид:



1. $m_1 z_1 + c_1 z_1 + c_2 (z_1 - z_2) = W_{1z}$;
2. $m_2 z_2 + c_2 (z_2 - z_1) + c_3 (z_2 - z_3) = 0$;
3. $m_3 z_3 + c_3 (z_3 - z_4) + c_4 (z_3 - z_4) = W_{3z}$; (19)
4. $m_4 z_4 + c_4 (z_4 - z_3) + c_5 (z_4 - z_5) = 0$;
5. $m_5 z_5 + c_5 (z_5 - z_4) + c_7 a (z_5 - z_7) = 0$;
6. $m_7 z_7 + c_7 a (z_7 - z_5) + c_8 (z_7 - z_8) = F_z$;
7. $m_8 z_8 + c_8 (z_8 - z_7) = 0$.

где, m_1 - массы портала малых подносов Π_3 и Π_4 , часть масс подкоса Π_3 и опоры, приведенные к точке 1;

m_2 - часть масс подкоса Π_1 и опоры, приведенная к точке 2,

m_3 - часть масс подкоса Π_2 и опоры, приведенная к точке 3,

m_4 - масса консоли и часть массы пролета, приведенные к точке 4,

m_5 - часть массы пролетного строения тележки, приведенная к точке 5,

m_7 - масса вращающихся частей механизма подъема и часть массы тележки, приведенная к перемещению груза,

m_8 - массы поднимаемого груза, подвески и траверсы.

Z_1 - абсолютное перемещение масс m_1 вдоль оси Z , обусловленное деформацией портала,

Z_2 - абсолютное перемещение масс m_2 вдоль оси Z , обусловленное деформацией портала и части опоры от портала до центра масс m_2 и m_1 ,

Z_3 - абсолютное перемещение масс m_3 вдоль оси Z , обусловленное деформацией портала и части опоры от портала до центра масс m_3 , m_1 ,

Z_4 - абсолютное перемещение масс m_4 вдоль оси Z , обусловленное деформацией портала и части опоры от портала до центра масс m_4 , m_1 ,

Z_5 - абсолютное перемещение масс m_5 вдоль оси Z , обусловленное деформацией портала, опоры и пролетного строения в точке расположения грузовой тележки,

Z_7 - абсолютное перемещение масс m_7 вдоль оси Z , обусловленное деформацией портала, опоры, изгиба пролетного строения и кручения главной балки от консольно расположенной тележки с грузом,

Z_8 - абсолютное перемещение масс m_8 вдоль оси Z , обусловленное деформацией портала, опоры, пролетного строения, кручения балки от консольно расположенной тележки с грузом и деформациями

ции канатов и грузовой траверсы,

$C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_7, C_8$ - жесткости элементов, являющиеся перемещением соответствующих масс под действием единичных нагрузок,

$W_{1z}, W_{2z}, W_{3z}, W_{4z}$ - составляющие ветрового давления, приведенные к точкам 1, 2, 3, 4,

F_z - движущее усилие.

На этапе доотрывного движения будет отсутствовать обобщенное перемещение Z_8 , а отсюда и уравнение 7. Усилие каната при этом изменяется от 0 до $Q_{\text{ном}}$ (сила тяжести груза с грузозахватным приспособлением и траверсой).

Для проверки принятых в расчете гипотез о линейноупругом характере деформации металлоконструкции и правомерности замены элементов с распределенными массами на элементы с сосредоточенными массами, а также оценки величины завышения расчетных нагрузок из-за пренебрежения диссипативными свойствами, была проведена экспериментальная проверка принятых моделей по совпадению частот и амплитуд колебаний и экспериментальное определение коэффициентов поглощения энергии.

Были также составлены уравнения движения при работе механизма подъема с учетом диссипативных свойств металлоконструкции для условий слабого рассеяния, характерного для большинства кранов. Логарифмические декременты затуханий колебаний определялись экспериментально замером амплитуд собственных колебаний для случая мгновенного снятия нагрузки. По декрементам затухания определялась обобщенная сила сопротивления согласно функции Релея.

Полученные дифференциальные уравнения второго порядка решались численным методом Рунге-Кутты четвертого порядка (рис.2,3).

Для проверки адекватности математических моделей и результатов численного расчета по предложенным алгоритмам экспериментально были найдены динамические нагрузки напряжения в элементах металлоконструкции козлового крана K2x100.

Эксперименты подтвердили хорошую сходимость результатов в пределах от 1,7 до 8,7 %.

В шестой главе приведены теория, методика и алгоритмы оптимального проектирования механизмов передвижения кранов. Критерием проектирования приняты суммарные приведенные затраты, определяемые в безразмерном виде:

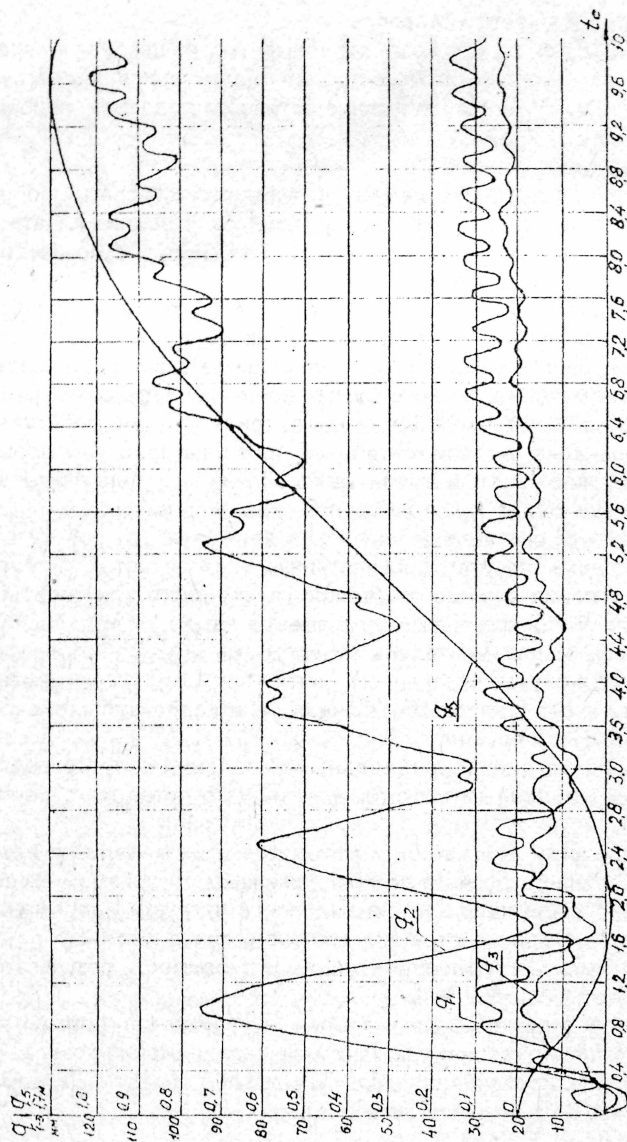


Рис.2 Перемещения элементов металлоконструкции крана и груза при пуске механизмов передвижения тележек с грузом $Q=380t$ при длине подвеса груза $L=60m$ и действии ветра рабочего состояния по направлению движения.

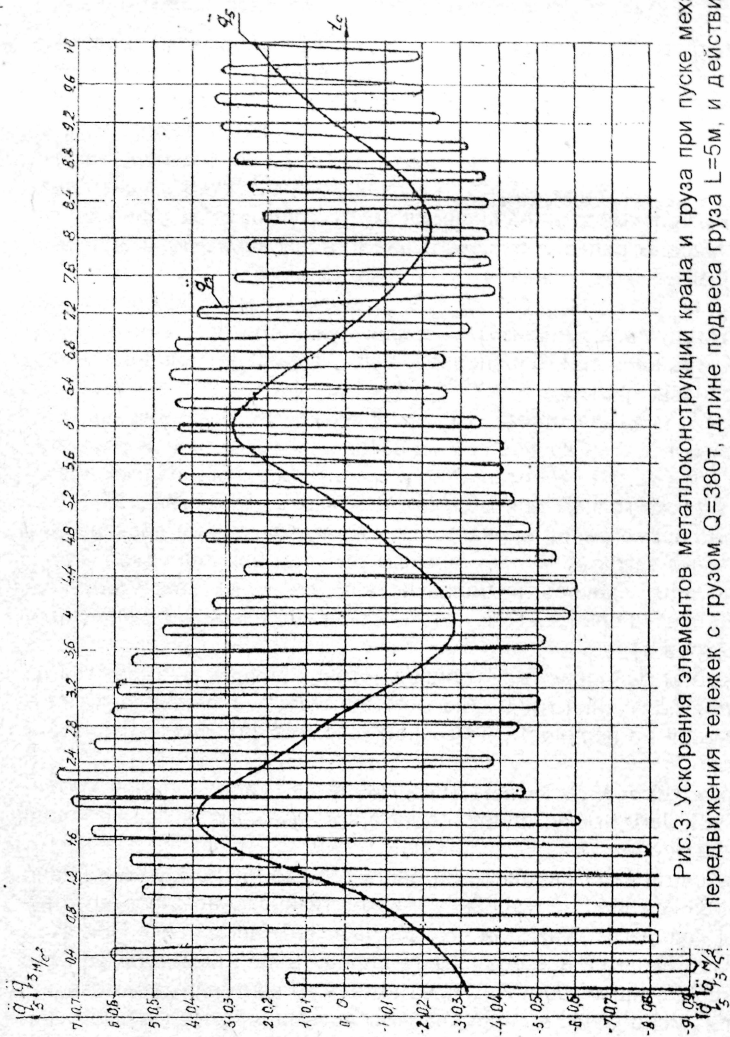


Рис.3 Ускорения элементов металлоконструкции крана и груза при пуске механизмов передвижения тележек с грузом $Q=380\text{т}$, длине подвеса груза $L=5\text{м}$, и действии ветра рабочего состояния по направлению движения.

$$C_{\text{пр.г}} = k_d \frac{G_{\text{д.}}}{G_{\text{д.б.}}} + k_{\text{тр.}} \frac{G_{\text{тр.}}}{G_{\text{тр.б.}}} + k_m \frac{G_{\text{м.}}}{G_{\text{м.б.}}} + k_b \frac{G_{\text{б.}}}{G_{\text{б.б.}}} + k_t \frac{G_{\text{т.}}}{G_{\text{т.б.}}} + nk_k \frac{G_{\text{к.}}}{G_{\text{к.б.}}} + k_R \frac{G_{\text{Р.}}}{G_{\text{Р.б.}}} \quad (20)$$

где $k_d, k_{\text{тр.}}, k_m, k_b, k_t, k_k, k_R$ - весовые коэффициенты, вводимые для оценки соотношения удельных цен единицы масс составляющих затрат, а также для введения предпочтительности какого-либо из составляющих приведенных затрат по условиям завода изготовителя, проектирующей организации или отрасли в целом,

$G_{\text{д.}}, G_{\text{тр.}}, G_{\text{м.}}, G_{\text{б.}}, G_{\text{т.}}, G_{\text{к.}}, G_{\text{Р.}}$ - значения масс соответственно двигателей, трансмиссии, балансиров, муфт, тормозов, ходовых колес, подкрановых рельсов рассматриваемого i -го варианта компоновки механизмов передвижения,

$G_{\text{д.б.}}, G_{\text{тр.б.}}, G_{\text{м.б.}}, G_{\text{б.б.}}, G_{\text{т.б.}}, G_{\text{к.б.}}, G_{\text{Р.б.}}$ - значения масс базового варианта компоновки механизмов передвижения соответственно двигателей, трансмиссии, балансиров, муфт, тормозов, ходовых колес, подкрановых рельсов,

n - число замен ходовых колес за срок эксплуатации крана.

Для монтажных кранов $n=2$ на основании проведенной статистики по кранам для строительства и эксплуатации гидроэлектростанции, а также кранам для монтажа атомных электростанций.

При рассмотрении варианта с четырехрельсовыми подкрановыми путями затраты по подкрановым рельсам берутся удвоенно.

Для определения длин балансиров предложены зависимости, зависящие от числа колес, на которые опирается каждый балансир, и диаметров колес.

Высоты балансиров и толщины стенок поясов выбираются из условия получения минимума металлоемкости с выполнением ограничений по прочности и местной устойчивости сжатых поясов и стенок.

Проектирование механизма начинается с определения максимальной нагрузки на опору, по которой назначается общее число колес в опоре.

Максимальное давление на опору, общее число колес и число приводных колес определяются автоматизированно в соответствующих подпрограммах, для чего разработаны алгоритмы. При этом рассматриваются все возможные варианты по диаметрам колес с выбором лучшего согласно предложенного критерия оптимизации.

При числе колес в опоре, равным восьми и более рассматрива-

ются варианты компоновки механизмов с четырехрельсовыми подкрановыми путями.

Металлоемкость балансиров определяется с использованием предложенной ранее модификации метода Хука-Дживса.

Для обеспечения автоматизации расчета предложены зависимости определения нагрузок на балансиры, определения длин балансиров, положения опорного шарнира, моментов изгибающих в зависимости от числа колес в опоре и принятой схемы установки колес.

Также автоматизированно производится кинематический анализ приводов механизмов с расчетом параметров открытых зубчатых передач, если они необходимы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации осуществлено теоретическое обобщение и решена проблема оптимального проектирования тяжелых козловых кранов. Методология оптимального проектирования получает все большее распространение в технике. Однако тяжелые козловые краны имеют целый ряд специфических конструктивных особенностей и режимов работы, требующих методы оптимального проектирования модифицировать применительно к проектированию рассматриваемого класса подъемно-транспортных машин. Кроме того развитие конструктивных особенностей и потребность решения задач оптимального проектирования потребовали разработки ряда теоретических вопросов, касающихся расчета металлоконструкции кранов, и определения нагрузок на них в переходных режимах работы механизмов и действия ветра.

Результаты выполненных теоретических исследований, анализ полученного экспериментального материала и разработанные алгоритмы и программы оптимального проектирования позволяют сделать ряд выводов, а также наметить направление дальнейших исследований.

1. Оптимальное проектирование тяжелых козловых кранов предложено рассматривать в виде отдельных задач по проектированию, выполняемых в определенной логической последовательности, исходя из необходимости получения данных для выполнения каждого последующего этапа проектирования. Вначале проектируется

механизм подъема груза, а затем соответственно металлоконструкция тележки, механизм передвижения тележки, металлоконструкция крана, механизм передвижения крана.

2. В качестве критерия оптимизации механизмов подъема и передвижения предложен минимум суммарных приведенных затрат, определяемый в безразмерном виде, для чего составляющие затрат делятся на соответствующие затраты базового варианта. За базовый принимается первый из рассматриваемых вариантов суммарных приведенных затрат, удовлетворяющий всем ограничениям, установленным нормами расчета. Для учета различия удельных стоимостных показателей различных комплектующих и решения вопроса предпочтительности какой-либо из составляющих затрат введены весовые коэффициенты при каждом из слагаемых.

3. Разработаны, обоснованы и апробированы теоретические предпосылки оптимального проектирования механизма подъема груза в автоматизированном резюме. В качестве переменных параметров оптимизации при этом приняты кратность полиспаста, тип и частота вращения двигателя, конструктивные параметры барабана, тип и параметры открытой зубчатой передачи. Параметры барабана механизма подъема и открытой зубчатой передачи оптимизируются по критерию минимума металлоемкости методом покоординатного спуска с ограничениями и переменным шагом движения к минимуму цели. Ограничениями решаемой задачи являются условия прочности, устойчивости стенок, долговечности каната, возможности компоновки механизма на грузовой тележке, пределы массивов данных комплектующих узлов и деталей механизма. Предложены оптимальные по критерию минимума суммарных приведенных затрат кратности полиспастов для кранов различной грузоподъемности, высоты подъема груза и барабанов с двойной и одинарной нарезками.

4. Впервые оптимальное проектирование металлоконструкции тяжелых козловых кранов предложено проводить в три этапа. На первом этапе проводится анализ существующих схем кранов по минимуму металлоемкости. На втором этапе проводится синтез выбранной схемы, позволяющий изменением длин элементов, не влияющих на выполнение заданных исходных параметров, получить схему с меньшей суммарной металлоемкостью и меньшим значением внутренних усилий. На третьем этапе для выбранной оптимальной схемы металлоконструкции крана подбирается сечение всех эле-

ментов также по критерию минимума металлоемкости. При этом доказано, что металлоемкость пропорциональна суммарным приведенным затратам на изготовление, монтаж и эксплуатацию металлоконструкции крана.

5. Предложено расчет внутренних усилий проводить автоматизированно методом решения полного уравнения строительной механики при поэлементном подходе в матричном виде. Для этого разработан алгоритм автоматизированного составления матриц уравнений равновесия и податливости всей системы, получены уравнения приведения местных нагрузок к узловым, матрицы направляющих косинусов применительно к конкретным типам крановых конструкций и характеру их нагружения.

6. Разработаны математические модели работы металлоконструкции при различных комбинациях нагрузок и характере нагружения, позволяющие определять нагрузки элементов при переходных режимах и колебаниях, что достигнуто за счет составления уравнений движения повышенной дискретности, в том числе и с учетом диссипативных сил, выбора метода их решения и разработки алгоритма и программы расчета согласно выбранного метода. Адекватность математической модели проверена экспериментально тензометрическим методом на трех типах кранов.

7. Для подбора размеров балок и толщин листов сечения разработана, обоснована и апробирована модификация метода конфигураций Хука-Дживса, позволяющая решать задачи оптимизации с ограничениями с любой заданной точностью отыскания минимума целевой функции. В качестве ограничений решаемой задачи принимаются ограничения прочности, статической жесткости, местной устойчивости, динамической жесткости. Возможность применения указанного метода и точность решения достигаются за счет того, что выбор размеров балки и направления движения к минимуму металлоемкости производится согласно метода Хука-Дживса, а выбор толщин поясов и стенок перебором массива толщин от наименьшего в сторону увеличения из условия выполнения всех ограничений. Точность отыскания минимума целевой функции достигается еще и тем, что в предложенной модификации в отличие от метода Хука-Дживса после проведения исследования производится движение не, «по образцу», а в направлении наибольшего убывания металлоемкости.

8. Разработаны, обоснованы и апробированы теоретические пред-

посылки оптимального проектирования механизмов передвижения тяжелых козловых кранов в автоматизированном режиме. В качестве переменных параметров оптимизации приняты диаметры ходовых колес, тип и частота вращения двигателей привода, тип привода и конструктивные параметры-открытой зубчатой передачи, число опорных рельсов. Размеры, толщина листов поясов и стенок балансиров оптимизируются по минимуму металлоемкости модифицированным методом Хука-Дживса, предложенным автором. Для автоматизации этих работ разработаны аналитические зависимости по определению нагрузок и габаритов металлоконструкции балансиров.

Предложены оптимальные по минимуму приведенных затрат числа колес и балансирные схемы в зависимости от максимальных нагрузок на опоры крана.

9. Предложенные теоретические основы доведены до конкретных методик, алгоритмов и программ систем автоматизированного расчета тяжелых козловых кранов проектного института «Укркранэнерго», ряда машиностроительных предприятий, годовой экономический эффект составляет 1200 тысяч рублей по ценам до 1990 года.

Материалы диссертационной работы используются при подготовке инженеров-механиков по специальности 170900 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», для чего автором написано несколько методических указаний, четыре учебных пособия и монография по оптимальному проектированию тяжелых козловых кранов.

Содержание диссертации изложено в 42 опубликованных работах, основные из которых приведены ниже:

1. Кобзев А.П. Оптимальное проектирование тяжелых козловых кранов. Саратов: Изд-во Саратов.ун-та, - 1991.- 160 с.

2. Кобзев А.П., Севров К.П. Исследование оптимальных параметров строительных машин. // Изд. Вузов. Строительство и архитектура. -1970. №2.- с. 158-161.

3. Кобзев А.П. Отстройка резонансного режима двухмассных машин. // Вибрационные машины производственного назначения: Всес. научн.-техн. конф.-М.: МДНП, 1971.-с.145-148.

4. Кобзев А.П. Выбор критерия оптимизации при решении экстремальных задач. // Исследование параметров, производство, эксплуатация и ремонт ПТМ. Саратов.политехн. ин-т, - Саратов, -1981.- с.1-3. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. 1978. №706.

5. Кобзев А.П., Лебедев С.Н., Низов А.И. Расчет уравновешенных стрел с уравнительными блоками. // Исследование параметров, производство, эксплуатация и ремонт ПТМ. Саратов. политехн. ин-т, - Саратов. 1984.-с.8-13. Деп.в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. 1984. №1343 ТМ-84.

6. Кобзев А.П., Чернышева В.В. Выбор оптимальных параметров стрел с уравнительными полиспастами. // Исследование параметров, производство, эксплуатация и ремонт ПТМ. Саратов. политехн. ин-т.-Саратов, 1972.- с.2-8. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, №1343 ТМ - 84.

7. Кобзев А.П. Установка для погрузки штучных грузов в крытые вагоны. // Промышленный транспорт, -1982, №6,-с. 17-18.

8. Кобзев А.П. Специальные поворотные краны новых типов. - Саратов. Изд.Сарат. политехн. ин-та, 1964. - 79 с. ,

9. Кобзев А.П. Специальные поворотные краны. Специальные лебедки грузоподъемных машин. Саратов. изд. Саратов.политехн. ин-та, 1985.- 62 с. .

10. Кобзев А.П., Чугунов А.С. Основы методики научно-исследовательских работ.-Саратов. Изд. Саратов.политехн. ин-та, 1965. - 80 с.

11. Кобзев А.П., Шнейдер В.Г. Расчет механизмов грузоподъемных машин.-Саратов. Изд. Саратов. политехн. ин-та, 1987.-64 с.

12. Кобзев А.П. Оптимальное проектирование стрел бетонораспределительных манипуляторов. // Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин. Саратов.политехн. ин-т.-Саратов. 1986.-с. 1-5. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1908. № 196 ТМ-88.

13. Кобзев А.П. Оптимальное проектирование уравнительных барабанов кранов с уравнительными барабанами. // Подъемно-транспортное оборудование. Респ. межвед. сб. Киев: Техника, 1989. № 10. -с. 22-28.

14. Кобзев А.П., Белопольский А.С. Выбор критерия оптимизации при анализе схем козловых и монтажных кранов. // Подъемно-транспортное оборудование. Респ. межвед. сб. Киев: Техника, 1969, №10 -с.30-35.

15. Кобзев А.П. Анализ схем металлоконструкций кранов при их оптимальном проектировании с помощью элементарного подхода решения полного уравнения строительной механики.// Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин. Саратов. политехн. ин-т,- Саратов, 1990.-с.22-29. Деп.в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ.

№640 ТМ-90.

16. Кобзев А.П., Чередниченко С.А. Матрицы уравнения равновесия и податливости прямолинейных стержней прямоугольного сечения специальных козловых кранов. Саратов. политехн. ин-т, - Саратов, 1990.-с.1-22. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, № 640 ТМ-90.

17. Кобзев А.П., Чередниченко С.А. Матрицы направляющих косинусов для приведения внутренних усилий в элементах козлового крана к глобальной системе координат. // Подъемно-транспортное оборудование: Респ. межвед. сб. Киев: Техника. №11. 1989. -с. 23-26.

18. Исследование динамических нагрузок однобалочного козлового крана К2х100: Отчет по НИР (заключ.). / Саратов. политехн. ин-т (СПИ): Руководитель А.П.Кобзев. - шифр темы 5283 №ГР. 01.86. 096. 354. Инв.№02870. 0147185.- Саратов. 1986.- 93 с.

19. Кобзев А.П. Оптимальное проектирование тяжелых козловых кранов // Проблемы развития и совершенствования подъемно-транспортной, складской техники и технологии: тез. докл. Всес. научн.-техн. конф. -М.: 1990. -с. 63-64.

20. Кобзев А.П., Гудеменко Д.А., Чернова И.П. Оптимальное проектирование коробчатых металлоконструкций кранов. // Проблемы развития и совершенствования подъемно-транспортной, складской техники и технологии: тез. докл. Всес. научн. техн. конф. -М.: 1990. -с. 73-74.

21. Кобзев А.П., Чередниченко С.А. Анализ схем козловых кранов решением полного уравнения строительной механики в матричном виде. // Проблемы развития и совершенствования подъемно-транспортной, складской техники и технологии: тез. докл. Всес. научн.-техн. конф. -М.: 1990. -с. 73-75.

22. Кобзев А.П., Филиппова О.Б. Оптимальное проектирование крановых механизмов по критерию суммарных приведенных затрат. // Проблемы развития и совершенствования подъемно-транспортной, складской техники и технологии: тез. докл. Всес. научн.-техн. конф. -М.: 1990. -с. 76-77.

23. Кобзев А.П. Оптимальное проектирование коробчатых металлоконструкций строительных машин. // Механизация и автоматизация земляных работ: тез. международной научн.-техн. конф. -Киев: 1991. -с. 107-110.

24. Кобзев А.П. Модификация метода Хука-Дживса при оптимальном проектировании коробчатых металлоконструкций строительных

и дорожных машин.// Механизация и автоматизация земляных работ: тез. международной научн.-техн. конф. -Киев: 1991.-с.113-114..

25. Кобзев А.П. Об оптимальном проектировании механизмов подъема груза.// Подъемно-транспортная техника и склады, 1991, №5, -с.37-38.

26. Кобзев А.П. Особенности расчета ветровых нагрузок тяжелых козловых кранов.// Новое в подъемно-транспортном машиностроении: тез. докл. Всес. научн.-техн. конф. -М.: 1991. -с. 4-5.

27. Кобзев А.П., Чередниченко С.А. Определение внутренних усилий статически неопределимых систем решением полной системы уравнений строительной механики на ЭВМ.// Новое в подъемно-транспортном машиностроении: тез. докл. Всес. научн.-техн. конф. -М.: 1991 -с. 42-43.

28. А.с. 1685858 СССР, МКМ В65 // Б.И. 1989, №32. Козловой кран/ А.П.Кобзев, (СССР).-8л.:ил.

29. Исследование динамических нагрузок однобалочного козлового крана К2х100: Отчет по НИР (промеж)./ Саратов. политехн.институт (СПИ): Руководитель А.П.Кобзев - шифр темы 5283 тр. 01.86.0096354 инв№0287.0047185. - Саратов.1986.-102 с.

Отпечатано на ризографе в ТОО "Вирма".
Тираж 100. Заказ 727.
Телефон 5-40-40