

969

МИНИСТЕРСТВО ВЫШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

ЯШУКОВ ВЛАДИМИР ПАВЛОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ МОСТОВЫХ  
КРАНОВ, ОБОРУДОВАННЫХ МЕХАНИЗМОМ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ  
С ЦЕНТРАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ

Специальность 05.02.02 - "Машиноведение  
и детали машин"

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск, 1976

Работа выполнена на кафедре "Детали машин и подъемно-транспортные машины" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук,  
доцент Соболев В.М.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Парницкий А.Б. (г. Воронеж),  
кандидат технических наук, доцент Плотников В.С. (г. Свердловск).

Ведущее предприятие - Челябинский трубопрокатный завод.

Автореферат разослан "15" октября 1976 г.

Защита диссертации состоится 17 ноября 1976 г., в 15 часов, на заседании Специализированного Совета № 2 по присуждению ученой степени кандидата технических наук Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола (главный корпус, ауд. 428).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Совета или прислать отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью, по адресу: 454044, Челябинск-44, проспект им. В.И.Ленина, 76, политехнический институт, ученому секретарю.

Ученый секретарь Специализированного  
Совета № 2  
кандидат технических наук, доцент

*А.И.Варанкин*

/А.И.Варанкин/

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

ЭОХ

Актуальность темы. Задачи, поставленные XXV съездом КПСС перед машиностроением, требуют значительно улучшить качество выпускаемых машин и оборудования, повысить их технический уровень, надежность и долговечность, устранить простоты и непроизводительные затраты труда.

Для ведущих отраслей народного хозяйства, таких, как черная и цветная металлургия, машиностроение и другие, основным видом внутриметаллургического транспорта являются мостовые краны, от надежной работы которых во многом зависит успешная производственная деятельность предприятий. Изучение опыта эксплуатаций мостовых кранов показало, что большая часть их простоев вызывается необходимостью замены ходовых колес вследствие износа реборд. Изготовление, ремонт и замена крановых ходовых колес, а также неизбежные при этом простои основного технологического оборудования приводят к большим материальным потерям. Необходимость обеспечения бесперебойной работы промышленных предприятий и величина непроизводительных затрат труда, связанных с простоями цистовых кранов, превращают вопрос повышения долговечности ходовых колес в важную народно-хозяйственную задачу.

Цель работы. Изыскание возможностей для увеличения долговечности крановых ходовых колес путем выявления законов, отражающих более общий случай установившегося движения мостовых кранов, оборудованных механизмом передвижения с центральным приводом и коническими приводными колесами.

Общая методика исследований. Теоретические исследования выполнены на базе теории плоскопараллельного движения твердого тела и теории упругого скольжения стальных колес при качении. Экспериментальные исследования проводились на промышленном оборудовании с использованием специальных приспособлений и обычной тензометрической аппаратурой. Определены погрешности измерений: положения колеса относительно рельса, углов перекоса ходовых колес, экспериментальных значений осевых сил, погрешности при расчете теоретических значений осевых сил.

Научная новизна. Получены уравнения, отражающие более общий случай установившегося движения четырехколесных мостовых кранов, оборудованных механизмом передвижения с центральным приводом. При этом впервые исследовано влияние упругого скольжения (крипа) ходовых колес при качении на движение мостового крана с коническими приводными колесами. Показано, что влияние этого скольжения на движение крана является существенным. Установлено, что при свободном движении крана с коническими приводными колесами в зоне контакта ходо-

вых колес с рельсами действуют переменные осевые силы. Получены расчетные зависимости для определения указанных осевых сил, дана их количественная оценка.

Практическая ценность. Полученные в работе уравнения движения и расчетные зависимости позволили разработать рекомендации по выбору оптимальных значений конусности приводных и рабочей ширины холосстых колес. Применение комплекта ходовых колес, спроектированных с учетом предложенных рекомендаций вместо комплекта стандартных цилиндрических, позволяет сократить суммарный путь несвободного движения крана при его работе до минимума, что в значительной мере будет способствовать повышению долговечности как ходовых колес, так и подкрановых рельсов.

Полученные расчетные зависимости для определения осевых сил могут быть использованы при расчете металлических конструкций мостовых кранов.

Реализация работы. Результаты исследований внедрены на Челябинском трубопрокатном и Златоустовском металлургическом заводах. Акты внедрения прилагаются к диссертации.

Апробация. Результаты работы докладывались на научно-технической конференции ВУЗов Урала по машиностроению (г. Ижевск, 1970), на IV научно-технической конференции Уральского политехнического института им. С.М.Кирова (г. Свердловск, 1973), на XXVIII-XXIX научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (г. Челябинск, 1970-1976).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов и приложения. Содержит 126 листов машинописного текста, 43 рисунка, 10 таблиц и 137 наименований использованных литературных источников.

## СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Изучение результатов исследований Г.М.Николаевского, Л.В.Моновалова, И.О.Спициной, С.И.Фрейдберга, А.П.Голощапова, В.А.Иванова, Г.П.Ермакова, В.П.Балашова, А.И.Кириченко и других показало, что в большинстве случаев простой мостовых кранов связаны с заменой изношенных ходовых колес. По мнению подавляющего большинства авторов основной причиной замены ходовых колес является износ реборд. Анализируются причины повышенного износа реборд и пути повышения долговечности крановых ходовых колес.

В главе проанализирован опыт применения конических ходовых колес в зарубежном и отечественном краностроении, а также на железно-

дорожном транспорте. Изложена существующая теория движения мостового крана с коническими приводными колесами, основанная на теории движения конического ската, разработанной Б.С.Ковальским. Авторы ряда работ, в том числе Б.С.Ковальский, отмечают что "законы движения кранов с коническими приводными колесами и принципы их проектирования не имеют должного освещения, что приводит на практике к неверным решениям и не позволяет поэтому эффективно использовать положительные свойства конических ходовых колес".

На основании исследований Ф.Картера, С.М.Андреевского, А.Ю.Ишлинского, М.Шеффлера и других формулируются основные расчетные зависимости теории упругого скольжения стальных колес при качении, использованные при исследовании движения мостовых кранов.

При выполнении работы были поставлены следующие задачи:

1. Выявить, с учетом основных положений теории упругого скольжения, законы движения четырехколесных мостовых кранов, оборудованных механизмом передвижения с центральным приводом.

2. Исследовать влияние конусности и рабочей ширины ходовых колес на движение мостового крана.

3. Исследовать влияние осевых сил, возникающих вследствие действия конусности приводных колес и наличия разновысотности подкрановых рельсов, на движение мостового крана.

4. Исследовать влияние разности средних диаметров приводных колес и различных по величине сопротивлений передвижению на сторонах крана на траекторию его движения.

5. Провести сравнительный анализ траекторий движения мостовых кранов с цилиндрическими и коническими приводными колесами.

6. По результатам исследований разработать рекомендации по увеличению долговечности крановых ходовых колес.

В работе приняты следующие допущения:

1. Трансмиссионный вал механизма передвижения и мост крана являются абсолютно жесткими.

2. Подкрановые рельсы прямолинейны и параллельны, а пролет путей равен пролету мостового крана.

3. Ходовые колеса установлены без монтажных перекосов.

4. Максимальный угол перекоса крана при его движении мал так, что  $\sin \varphi = \varphi$ , а  $\cos \varphi = 1$ .

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СВОБОДНОГО ДВИЖЕНИЯ МОСТОВЫХ КРАНОВ

Исследован период установившегося движения мостовых кранов,

когда реборды ходовых колес не касаются головок подкрановых рельсов.

Расчетная схема крана с коническими приводными колесами представлена на рис. I. Приводные колеса I и 3 впереди по ходу крана (тянущий привод). Кран в исходном положении смещен в сторону Б на величину  $x_0$ . Тележка с грузом расположена у стороны А. Вследствие продольного крила от действия различных по величине сопротивлений передвижению на сторонах крана и разных рабочих диаметров приводных колес, скорости их будут неодинаковы:

$$v_i = v(D_{ic} - kx_n)D^{-1} - vW_{as}q_i^{-1} \quad (1)$$

$$v_3 = v(D_{3c} + kx_n)D^{-1} - vW_{ss}q_3^{-1},$$

Поэтому кран при движении будет поворачиваться относительно некоторого мгновенного центра вращения (МЦВ) с угловой скоростью

$$\omega = \pm (v_3 - v_i)L_k^{-1} \quad (2)$$

Нижние знаки здесь и далее для движения в обратном направлении (с толкающим приводом).

В этих формулах:

$v$  и  $D$  — номинальные скорость и диаметр приводных колес;

$D_{ic}$  и  $D_{3c}$  — средние диаметры приводных колес, м;

$k$  — конусность приводных колес;

$x_n$  — поперечное смещение центра приводного ската от оси О-У (приводного колеса от продольной оси рельса), м;

$q_i = 18000\sqrt{DP_i}$  — коэффициенты пропорциональности приводных колес при упругом скольжении, кгс ( $P_1$  и  $P_3$  — вертикальные нагрузки на приводные колеса, кгс);

$W_{as} = W_a \pm S_{as}KL_k^{-1}$  — сопротивления передвижению на сторонах крана с учетом его поворотного движения ( $W_{a(b)} = M_o P_{a(b)}$ ), где  $M_o$  — коэффициент сопротивления;  $S_{as}$  — активная осевая сила на приводном скате,  $K$  и  $L_k$  — база и пролет крана).

Движение мостового крана в данном случае можно представить как сумму двух движений: поступательного движения его центра вращения (ЦВ) со скоростью  $v_{as}$  и вращательного (поворотного) с указанной выше угловой скоростью  $\omega$ . При установке всех ходовых колес на подшипниках качения (без осевых люфтов) ЦВ крана будет располагаться между осями приводного и холостого скатов, а МЦВ — на оси, проходящей через этот ЦВ, на расстоянии  $R_k$  от него. Положение ЦВ крана будет определяться размерами  $yK$  и  $\alpha_k L_k$ , где

$$y = (q_2 + q_3)(q_2 + q_3)^{-1} = q_2 q_3^{-1}, \text{ а } \alpha_k = q_3(q_2 + q_3)^{-1} = q_3 q_2^{-1}.$$

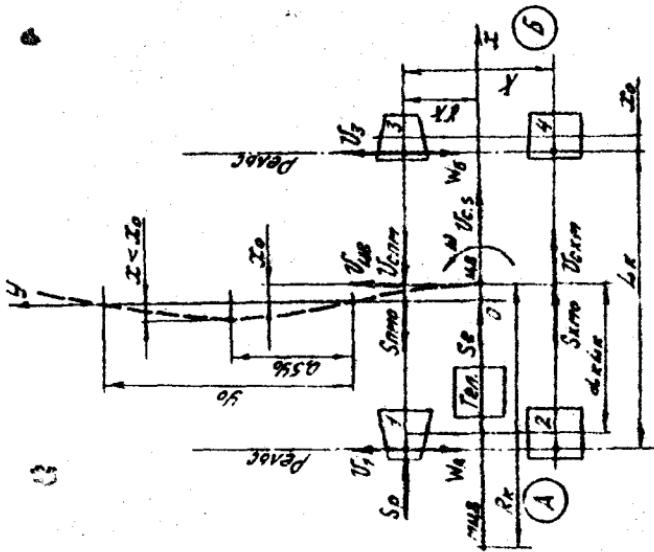


Рис. 1. Движение колеса с коническим роликовым подшипником

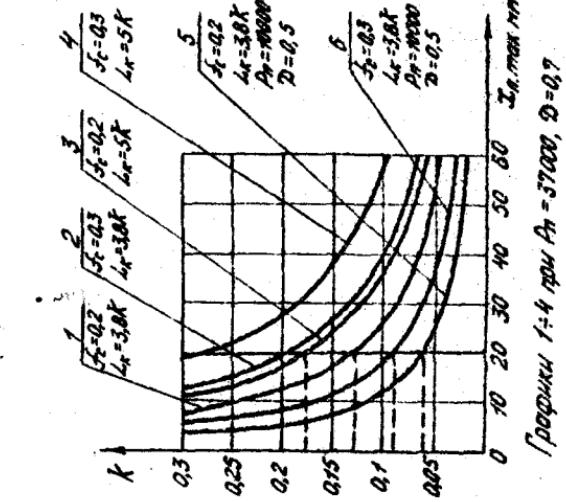


Рис. 2. Зависимость конусности от параметров суммарного зазора между ребордами колеса и пересечения

(для кранов с холостыми колесами на подшипниках скольжения  $\gamma = 0$ ). Так как ЦВ расположен между осями скатов, то поворотное движение крана будет вызывать поперечное (осевое) скольжение всех ходовых колес. Скорости этого скольжения, полагая, что ходовые колеса будут работать в области крипа, определяются выражениями:

$$\begin{aligned} V_{\text{спн}} &= -\gamma K \omega = \gamma S_{\text{пп}} q_n^{-1}, \\ V_{\text{скн}} &= (1-\gamma) K \omega = \gamma S_{\text{кн}} q_k^{-1}. \end{aligned} \quad (3)$$

При совместном решении уравнений (2) и (3) определяются осевые силы на приводном и холостом скатах. Обозначив  $\beta = 2k(DL_k)^{-1}$ ,

$$\begin{aligned} B &= q_n q_3 L_k^2 (q_n q_3 L_k^2 + \gamma K q_n^{-2})^{-1}, \quad C_B = (D_{3c} - D_{1c})(DL_k)^{-1} = \Delta D_c (DL_k)^{-1} \\ \text{и } C_w &= (W_A q_3 - W_B q_n) (q_n q_3 L_k)^{-1} \quad \text{получаем:} \\ S_{\text{пп}} &= -S_{\text{хн}} = \gamma \gamma K q_n B (\beta x_n + C_B + C_w) = S_{\text{кн}} + S_{\text{дн}} + S_{\text{шп}}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $S_{\text{хн}}$  – осевая сила от действия конусности колес;  $S_{\text{дн}}$  и  $S_{\text{шп}}$  – осевые силы от действия разности средних диаметров приводных колес и различных по величине сопротивлений передвижению на сторонах крана.

При различных по величине вертикальных нагрузках на конические колеса на кран будет действовать осевая сила

$$S_p = 0.5k(P_i - P_3), \quad (5)$$

направленная по оси приводного ската;

при наличии разновысотности подкрановых рельсов ( $e_0$ ) – осевая сила

$$S_e = \sum P_i e_0 L_k^{-1}. \quad (6)$$

С учетом действия последних суммарные осевые силы на скатах будут определяться выражениями:

$$\begin{aligned} S_n &= S_{\text{пп}} + \Delta S_{\text{пп}} + (1-\gamma)(S_p + S_e) = S_{\text{ппо}} + (1-\gamma)S, \\ S_x &= S_{\text{хн}} + \Delta S_{\text{px}} + \gamma(S_p + S_e) = S_{\text{хно}} + \gamma S. \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\Delta S_{\text{пп}} = -\Delta S_{\text{px}} = (\gamma K q_n)^2 (q_n q_3 L_k^2)^{-1} B S_p = \gamma K q_n B C_p$ .

В работе дана количественная оценка указанных осевых сил и проанализировано их влияние на движение мостовых кранов.

Оевые силы на каждом из ходовых колес:

$$S_{1(2)} = \sqrt{\beta}(1 + \sqrt{\beta})^{-1} S_{n(\lambda)}, \quad S_{3(\lambda)} = (1 + \sqrt{\beta})^{-1} S_{n(\lambda)}. \quad (8)$$

Коэффициенты тяги ходовых колес:

$$m_{si} = S_i F_i^{-1}, \quad (9)$$

$$\text{тангенциальные } m_{\tau,1(2)} = W_{AS(53)} F_i^{-1}, \quad m_{\tau,2(4)} \approx 0. \quad (10)$$

Суммарные коэффициенты тяги:  $m_i = \sqrt{m_{si}^2 + m_{\tau i}^2}$

$$(II)$$

Из условия:  $m_{max} \leq m_{kp} \approx 0,75 \div 0,8$  (12)

определяется допускаемое значение конусности:

$$k \leq \frac{m_{kp} f_c - M_o N_o \Delta D_c (1+\beta)}{2 M_o N_o (1+\beta) x_{lmax} + 0,5 N_o (1-\gamma)(\beta-1)}, \quad (13)$$

где  $m_{kp}$  — критический коэффициент тяги;

$\beta = P_{max} : P_{min}$  — коэффициент сцепления ходового колеса с рельсом;  
 $P_n = P_1 + P_3$  — отношение вертикальных нагрузок на приводные колеса  
при крайнем положении тележки с грузом на мосту  
крана;

$P_n = P_1 + P_3$  — вертикальная нагрузка на приводные колеса, кгс.

$$M_o = 18000 y B K (1 + \sqrt{\beta}) (\sqrt{(1+\beta)} P_n D L_k)^{-1}, \quad M_o' = N_o \sqrt{(1+\sqrt{\beta})^2 + K^2 L_k^2}.$$

Из формулы (13) следует, что для каждого конкретного крана величина конусности будет зависеть только от значения  $x_{lmax}$ , определяющего рабочую ширину приводных колес  $B_n = B_p + 2x_{lmax}$ , где

$B_p$  — ширина головки рельса (по ГОСТ 3569-74  $x_{lmax} \geq 20$  мм).

Полученная формула позволяет выбрать такое значение конусности, при котором все ходовые колеса крана будут работать только в области упругого скольжения, не переходя в область избыточного (жесткого) скольжения, ибо в последнем случае положительный эффект конических колес будет снижаться. Для иллюстрации на рис. 2 приведены графики зависимости  $k = f(x_{lmax})$ , рассчитанные при значениях  $\gamma = 0,5$ ,  $\beta = 2$  и  $\Delta D_c = 0$ . Анализируя эти графики можно заметить, что стандартное значение конусности  $k = 0,1$  в отдельных случаях оказывается неприемлемым.

Определив значения и направления действия осевых сил на приводном и холостом скатах при свободном движении крана, а также оценив их величину можно констатировать, что:

а) Под действием активного момента  $M = S_{pmo} K$ , обусловленного двигателем и силой  $S_p$  кран при движении поворачивается относительно ЦВ с угловой скоростью

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\varphi}{dy} V_y = -V \frac{S_{pmo}}{Y K q_n}. \quad (14)$$

б) Под действием активных осевых сил  $S_e + S_p = S$  кран при движении смещается в осевом направлении со скоростью

$$V_{cs} = \frac{d\Delta x_s}{dy} V_y = V \frac{(1-\gamma) S}{q_n} = V \frac{S}{q}. \quad (15)$$

Величина этого смещения

$$\Delta x_s = S q^{-1} y. \quad (16)$$

Используя приведенные выше расчетные зависимости и полагая, что все ходовые колеса будут работать в области упругого скольжения, можно вывести уравнения свободного движения мостового крана. Подставляя значение осевой силы  $S_{\text{нно}}$  в уравнение (14) и принимая  $G_0 = V_0 \cos \varphi_0 = V$ , имеем

$$\frac{d\varphi_0}{dy} = -\frac{S_{\text{нно}}}{8Kq_n} = \pm B(bx_n + C_B + C_w - C_P) = \pm (bx_n + C), \quad (17)$$

Здесь  $x_n = x - yK\varphi_0 = x_0 + Sq^{-1}y - yK\varphi_0$ .

Дифференцируя (17) по "у" и подставляя  $\frac{dx_0}{dy} = \mp \varphi_0$  получаем дифференциальное уравнение свободного движения четырехколесного мостового крана:

$$\frac{d^2\varphi_0}{dy^2} \pm a \frac{d\varphi_0}{dy} + b_1 \varphi_0 = \pm b_1 \frac{S}{q}, \quad (18)$$

где  $a = yKb_1 = \text{const}$ ,  $m^{-1}$

В работе показано, что для всего ряда мостовых кранов будет иметь место неравенство:  $b_1 - 0,25a^2 = \lambda^2 > 0$ . В этом случае общее решение уравнения (18) имеет вид:

$$\varphi_0 = e^{\mp 0,5ay} (C_1 \cos \lambda y + C_2 \sin \lambda y) \pm Sq^{-1}, \quad (19)$$

где

$$C_1 = \varphi_0 \mp Sq^{-1}$$

$$\text{и} \quad C_2 = \lambda^{-1} (\pm b_1 x_0 \mp 0,5a\varphi_0 \pm C - 0,5aSq^{-1})$$

- постоянные интегрирования, определены при начальных условиях  $y=0$ ,  $x_0=x_0$  и  $\varphi_0=\varphi_0$ .

Дифференцируя по "у" (19) и принимая во внимание выражение (17) находим уравнение траектории движения ЦВ крана:

$$x = e^{\mp 0,5ay} b_1^{-1} [(0,5aC_1 \pm \lambda C_2) \cos \lambda y + (0,5aC_2 \mp \lambda C_1) \sin \lambda y] \pm aS(b, q)^{-1} - CB_1^{-1} \quad (20)$$

Траектории движения колес приводного и холостого скатов будут описываться уравнениями:

$$x_n = x - yK\varphi_0, \quad (21)$$

$$x_x = x + (1-y)K\varphi_0.$$

Полученные уравнения являются уравнениями синусоид с переменными амплитудами колебаний - в этом их принципиальное отличие от существующих уравнений движения крана с коническими приводными колесами. При свободном движении мостового крана с тянувшим приводом (все знаки) амплитуда колебаний уменьшается, при движении с толкающим приводом - увеличивается. Следовательно, при движении крана с толкающим приводом контакт реборд ходовых колес с головками рельса

зов неизбежен. В работе показано, что полученные уравнения отражают более общий случай установившегося движения мостовых кранов, оборудованных механизмом передвижения с центральным приводом.

В главе изложен вывод соответствующих уравнений движения мостового крана с цилиндрическими приводными колесами. Показано, что при движении этого крана как с тянувшим, так и с толкающим приводом контакт реборд ходовых колес с головками рельсов неизбежен.

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕСВОБОДНОГО ДВИЖЕНИЯ МОСТОВЫХ КРАНОВ

Несвободное движение крана сопровождается трением реборд ходовых колес о головки рельсов. В работе исследуется наиболее неблагоприятный случай - при трении реборды одного переднего по ходу крана колеса о головку рельса на отстающей стороне.

При движении крана с тянувшим приводом, в рассматриваемом случае, появляется дополнительная сила давления на реборду приводного колеса

$$S_h = q\varphi_h < S_{hmax} = F + S_p, \quad (22)$$

где  $\varphi_h$  - угол перекоса крана;

$F = f_c \sum P_i$  - суммарная сила сцепления ходовых колес с рельсами. Следовательно, дополнительное сопротивление передвижению на этой стороне будет препятствовать уменьшению угла перекоса, т.е. выходу крана на свободное движение. С учетом действия силы  $S_h$  определены скорости движения приводных колес крана, его угловая скорость, получено дифференциальное уравнение несвободного движения крана с коническими приводными колесами:

$$\frac{d^2\varphi_h}{dy^2} + a_h \frac{d\varphi_h}{dy} = 0, \quad (23)$$

где  $a_h = B(q_n q_K K - q q_3 M_p L_K) (q_n q_3 L_K^2)^{-1} > 0, \text{ м}^{-1}$ .

(  $M_p$  - приведенный коэффициент трения реборды колеса о головку рельса).

В результате решения последнего получено уравнение угла перекоса:

$$\varphi_h = C_3 + (\varphi_{ho} - C_3) e^{-a_h y} \quad (24)$$

Здесь  $C_3 = (Bx_{hmax} + C_2 + C_h) B a_h^{-1} - (1-B)(a_h q_n K)^{-1} S_p$

- постоянная,  $\varphi_{ho}$  - начальный угол перекоса.

(при  $C_3 > 0$   $\varphi_{ho} < 0$  ).

Получены также формулы для определения пути несвободного движения приводных и холостых колес. Показано, что при увеличении рабочей ши-

рины холостых колес до некоторого оптимального значения их движение при тянувшем приводе будет всегда свободным.

Анализируя уравнение (24) приходим к выводу, что конические приводные колеса при тянувшем приводе будут выводить мостовой кран на свободное движение во всех случаях.

Принимая в уравнении (24) значение конусности  $k=0$  ( $b=0$ ,  $S_p=0$ ) получим соответствующую расчетную зависимость для мостового крана с цилиндрическими приводными колесами:

$$\varphi_{nt} = C_4 \alpha_n + (\varphi_{npo} - C_4 \alpha_n) e^{-\alpha_n y}, \quad (25)$$

здесь  $\varphi_{npo}$  и  $C_4 = 8(C_b + C_w)$  всегда будут иметь одинаковые знаки. Следовательно, угол перекоса крана при его дальнейшем движении будет стремиться к значению  $C_4 \alpha_n \neq 0$ . Путь несвободного движения приводных колес при этом будет непрерывным. Движение холостых колес будет свободным.

В главе исследовано также движение мостовых кранов при значении  $S_h = S_{hmax}$ . Получены соответствующие уравнения и расчетные зависимости. Проведен их анализ.

При движении мостового крана с толкающим приводом дополнительная осевая сила

$$S_{ht} = -\varphi_{ht} q < S_{htmax} = F + S_p \quad (26)$$

будет действовать на реборду холостого колеса. Траектория движения приводных колес в данном случае будет описываться уравнением

$$x_n = x_{nmax} - K \varphi_{ht}, \quad (27)$$

где  $x_{nmax} = const$  — максимальное поперечное смещение холостого колеса относительно оси рельса, м.

Дифференциальное уравнение несвободного движения крана с коническими приводными колесами имеет вид:

$$\frac{d^2 \varphi_{ht}}{dy^2} - a_t \frac{d \varphi_{ht}}{dy} = 0, \quad (28)$$

где  $a_t = B \delta K - B(q_n^2 K - q_n q_s M_p L_k)(q_n q_s L_k^2)^{-1} > 0$ , м<sup>-1</sup>

В результате решения этого уравнения получено уравнение угла перекоса

$$\varphi_{ht} = C_5 + (\varphi_{npo} - C_5) e^{\alpha_t y}. \quad (29)$$

Здесь  $C_5 = B \alpha_t^{-1} (\delta x_{nmax} + C_b + C_w) + (1 - B)(a_t q_n K)^{-1} S_p$   
(при  $C_5 > 0$   $\varphi_{npo} > 0$ ).

Анализируя последнее можно заметить, что существует некоторый "критический" угол перекоса  $\varphi_{\text{некр}} = C_5$ , при котором путь несвободного движения крана будет непрерывным.

Уравнение (29) получено для случая, когда  $S_{\text{нр}} < S_{\text{нрmax}}$ , т.е.  $\varphi_{\text{нр}} < \varphi_{\text{fr}} = (F + S_p) q^{-1}$ . В работе показано, что неравенство углов  $\varphi_{\text{fr}} < \varphi_{\text{нрmax}}$ , т.е. возможность выхода крана на свободное движение может быть обеспечена во всех случаях; получены формулы для определения пути несвободного движения и области вписывания ходовых колес. При движении крана с толкающим приводом, в общем случае, участки пути свободного ( $y_{cb}$ ) и несвободного ( $y_n$ ) движения периодически повторяются. При этом для приводных и холостых колес они будут различными. Область вписывания ходовых колес будет определяться отношением пути их свободного движения к длине полуволны  $y_o'$ , включающей оба указанных участка пути:

$$OB = y_{cb} (y_{cb} + y_n)^{-1} / 100\% = y_{ab} (y_o')^{-1} / 100\%. \quad (30)$$

Исследовано также несвободное движение мостовых кранов при значении  $S_{\text{нр}} = S_{\text{нрmax}}$ . Получены соответствующие уравнения и формулы. Так, при значениях  $\varphi_{\text{нр}} > \varphi_{\text{fr}}$  ( $g_0 \varphi_{\text{нр}} = \varphi_{\text{fr}}$ ) уравнение угла перекоса крана с коническими приводными колесами имеет вид:

$$\varphi_{\text{нр}} = C_7 + (\varphi_{\text{нр}} - C_7) e^{a_k y}, \quad (31)$$

где  $a_k = B B K, \text{м}^{-1}$ ,

$$C_7 = B a_k^{-1} (B x_{\text{хmax}} + C_D + C_W) + a_k^{-1} (a_F F + a_S S_p).$$

В последнем  $a_F = q_n^2 K B (q_1 q_3 L_k^2)^{-1} \mu_p B (q, L_k)^{-1}$  (кгс.м)<sup>-1</sup>,

$$a_S = B (q_n K - \mu_p q_3 L_k) (q, q_3 L_k^2)^{-1}$$
 (кгс.м)<sup>-1</sup>

В рассматриваемом случае также существует некоторый "критический" угол перекоса  $\varphi_{\text{некр}} = C_7$ , при котором конические приводные колеса не в состоянии вывести кран на свободное движение. Чтобы исключить возможность появления "критического" угла при движении мостового крана необходимо обеспечить условие:

$$\varphi_{\text{нрmax}} \approx \varphi_{\text{нрmax}} < \varphi_{\text{некр}} \quad (32)$$

Здесь  $\varphi_{\text{нрmax}}$  — максимальный угол перекоса крана при движении с толкающим приводом, определяется по формуле (19) при значениях

$$y \approx 0,5 \pi l^{-1}, \quad x_o = \pm x_{\text{нрmax}} \quad \text{и} \quad \varphi_o = 0.$$

Из этого условия получена формула для определения минимально-допускаемого значения половины суммарного зазора между ребордами холостого колеса и головкой рельса:

$$x_{\max} > |\varphi_{\text{utmax}} K - \frac{\Delta D_c}{2k} - \frac{C_w}{B} - \frac{a_F F}{BB} - \frac{a_s S_p}{BB}| \quad (33)$$

(при  $\varphi_{\text{utmax}} > 0, \Delta D_c < 0, C_w < 0, F > 0, S_p < 0$ ).

Расчетное значение  $x_{\max}$  позволяет определить и допускаемое значение рабочей ширины холостых колес:  $B_x > B_p + 2x_{\max}$ . Выход крана на свободное движение при этом будет гарантирован во всех случаях. Однако, путь несвободного движения холостых колес будет достаточно велик.

В работе получены расчетные зависимости, позволяющие определить такое значение рабочей ширины холостых колес, при котором их движение всегда будет свободным ( $OB_x = 100\%$ ). Область вписывания приводных колес при этом несколько уменьшается. Однако, суммарный путь несвободного движения ходовых колес будет минимальным. Для экспериментального крана № I ( $k = 0,1$ ,  $B_n = 110$  мм), например, последнее ( $OB_x = 100\%$ ) будет иметь место при значении  $B_x = 140$  мм. Расчетные траектории движения ходовых колес для этого случая представлены на рис. 3. В работе показано, что стандартное значение рабочей ширины холостых колес в отдельных случаях оказывается неприемлемым из-за невыполнения условия (33).

Изменение угла перекоса при движении мостового крана с цилиндрическими приводными колесами описывается уравнением:

$$\varphi_{\text{ut}} = -C_4 a_{\text{ut}}^{-1} + (\varphi_{04} + C_4 a_{\text{ut}}) e^{-a_{\text{ut}} Y} \quad (34)$$

Здесь  $a_{\text{ut}} = B(q_n^2 K - q q_3 M_p L_k)(q_n q_3 L_k^2)^{-1} > 0, \text{м}^{-1}$

(при  $C_4 \geq 0, \varphi_{04} \leq 0$ ).

На свободное движение холостые колеса могут выйти в тот момент (при  $B_x = B_n$ ), когда угол перекоса уменьшится до нуля. Однако, анализируя уравнение (34) приходим к выводу, что угол перекоса крана при его дальнейшем движении будет стремиться к значению  $(-C_4 a_{\text{ut}}) \neq 0$ , т.е. путь несвободного движения холостых колес будет непрерывным. Движение приводных колес при этом будет свободным. Аналогичное явление будет иметь место и при большей ширине холостых колес.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования проводились на двух мостовых кранах: № I (рег. № П-2038) и № 2 (рег. № П-4139), оборудованных механизмами передвижения с центральным приводом и ходовыми колесами на подшипниках качения. Грузоподъемность кранов 20 и 14 тс, пролет 28м, база 7,4 и 7,5 м, диаметр ходовых колес 0,7 м, подкрановые рельсы КР-

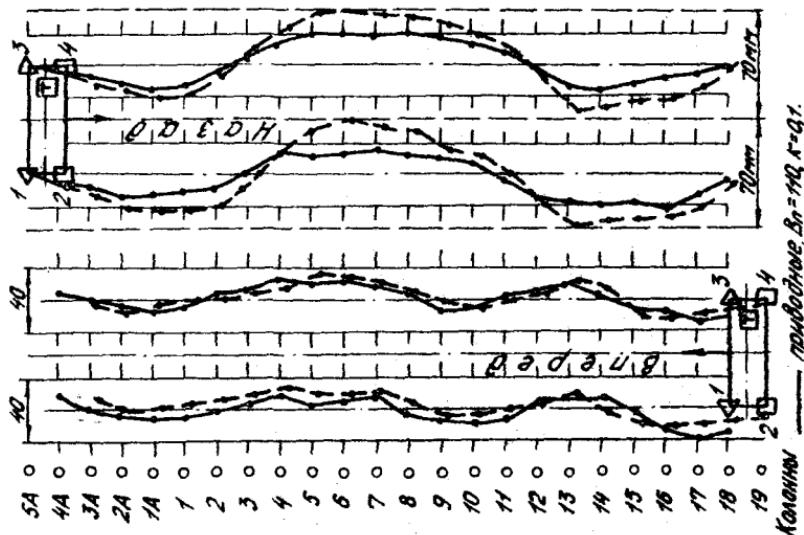


Рис. 4. Траектории движения гранат при  
движении ядра с толчком и  
воздухом.  $k=0.1$ .  $L_x : k = 3,8$ .

— парabolич.  $B_0 = 112$ ,  $k=0$ .  
— парabolич.  $B_0 = 140$ .  
— параболич. движущий конус.  
Серия III-5, 4-серия

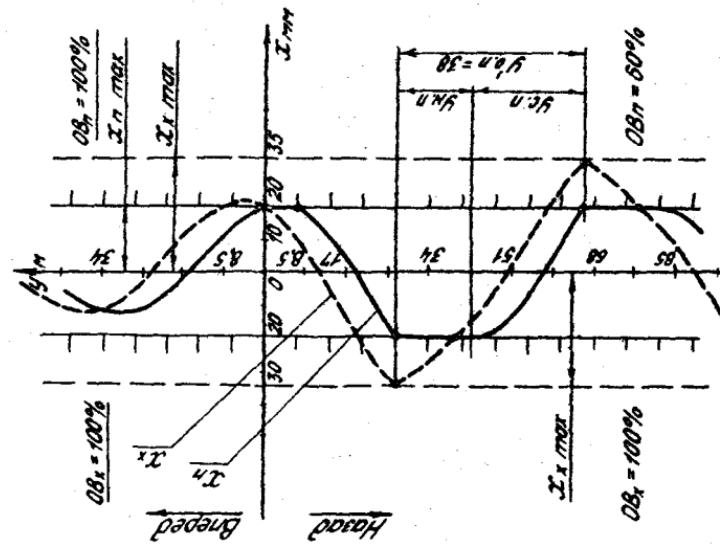


Рис. 3. Траектории полетов гранат при  
движении ядра с толчком и  
воздухом.  $k=0.1$ .  $L_x : k = 3,8$ .  
 $X_0 \text{ max} = 35 \text{ м/с}, Z_0 \text{ max} = 20 \text{ мм}/(\text{м}^2 \text{ с} \times 0.000)$

0400 494

-70, скорость передвижения 126 и 102 м/мин. Оба крана установлены и эксплуатируются в цехе № 6 Челябинского трубопрокатного завода. Длина опытных участков подкрановых путей составляла 150 и 96 м. Перед началом опытных заездов была проведена их геодезическая съемка.

Эксперименты заключались в проведении заездов каждого крана по опытному участку подкранового пути в двух направлениях: "вперед" (с тянувшим приводом) и "назад" (с толкающим приводом). Запланированные заезды были подразделены на пять серий, отличающиеся комбинациями (комплектами) ходовых колес (табл. I).

Таблица I

Номер серии	Приводные			Ходовые		Номер крана
	$k$	$B_h$ , мм	$\chi_{x\max}$ , мм	$B_x$ , мм	$\chi_{x\max}$ , мм	
I	0	110	20	110	20	I
II	0,1	110	20	110	20	
III	0,1	110	20	140	35	
IV	0,2	110	20	140	35	
У	0,15	120	25	120	25	2

При замене ходовых колес проводилась проверка точности их установки. Углы перекоса колес во всех случаях не превышали допустимых. При заездах каждой серии тележка с грузом устанавливалась в центре крана (Ц) и в двух крайних положениях (А и Б). Вес подвижного груза составлял 24,5 и 15 тс, суммарная вертикальная нагрузка на ходовые колеса - 74 и 53 тс. При каждом положении тележки на мосту крана проводилось как правило по три полных ("вперед" и "назад") заезда. На мостовом кране № 1 проводилась запись траекторий движения ходовых колес (I + IV серии), на мостовом кране № 2 были записаны траектории движения колес и действующие на них осевые силы (У серия).

Положение каждого из колес относительно рельса фиксировалось с помощью специальной самозаписывающей аппаратуры. Погрешность измерений не превышала 5%.

Измерение осевых сил на всех четырех колесах крана производилось безинерционной измерительной аппаратурой. В измерительной схеме были использованы проволочные тензодатчики, усилитель 8-АНЧ-7М, осциллограф Н.700 с блоком питания П.001, стабилизатор напряжения. Тарировка аппаратуры производилась непосредственно на кране. Погрешность измерений колебалась в пределах от 3,12 до 15,4%.

Перед каждой серией опытных заездов на диаграммной бумаге самописцев наносились нулевые линии, соответствующие среднему положению ходовых колес относительно подкрановых рельсов и линии начала записей. Нулевые линии при записи осевых сил определялись в процессе тарировки тензоаппаратуры. Включение и выключение всей аппаратуры производилось одним тумблером, при движении крана с nominalной скоростью. Регистрируемый путь крана № I составлял 126 м, крана № 2 - 72 м.

Для наглядности и удобства анализа результатов эксперимента траектории движения всех ходовых колес, а для заездов У серии и кривые осевых сил были совмещены на одном рисунке - совмещенном графике. При обработке экспериментальных данных заездов I + IУ серий положение колес относительно рельсов определялось через каждые 6 м пути - расстояние, равное шагу колонн. Аналогичным образом производилась и обработка осциллограмм. Траектории движения колес, записанные при заездах У серии переносились на совмещенные графики через копировальную бумагу.

Во всех заездах одинакового направления каждой из пяти серий экспериментальные кривые оказались идентичными, т.е. положение тележки с грузом на мосту крана не оказывало заметного влияния на траекторию его движения и на величину осевых сил.

В заездах первой серии были использованы установленные на кране цилиндрические ходовые колеса. Разность диаметров приводных колес составляла не более 0,6 мм. Движение крана в обоих направлениях сопровождалось длительным трением реборд одного или двух передних по ходу крана колес о головки рельсов. Движение задних по ходу крана колес было свободным. Суммарный путь несвободного движения всех четырех колес составлял  $\sim 400$  м.

При заездах крана с коническими приводными колесами (II + У серии) траектории движения ходовых колес носили синусоидальный характер. При этом длина волны составляла: для заездов II и III серий  $54 \pm 60$  м (теоретическое значение - 68 м), для заездов IУ серии  $42 \pm 45$  м (48 м), для заездов У серии -  $48 \pm 50$  м (54 м). При заездах "вперед" движение крана на всем участке пути было свободным. Амплитуда колебаний при этом уменьшалась. При заездах "назад" реборды ходовых колес входили в контакт с головками рельсов один (У серия), два (II и III серий) и три раза (IУ серия). Пути несвободного движения приводных и холостых колес при этом были неодинаковы.

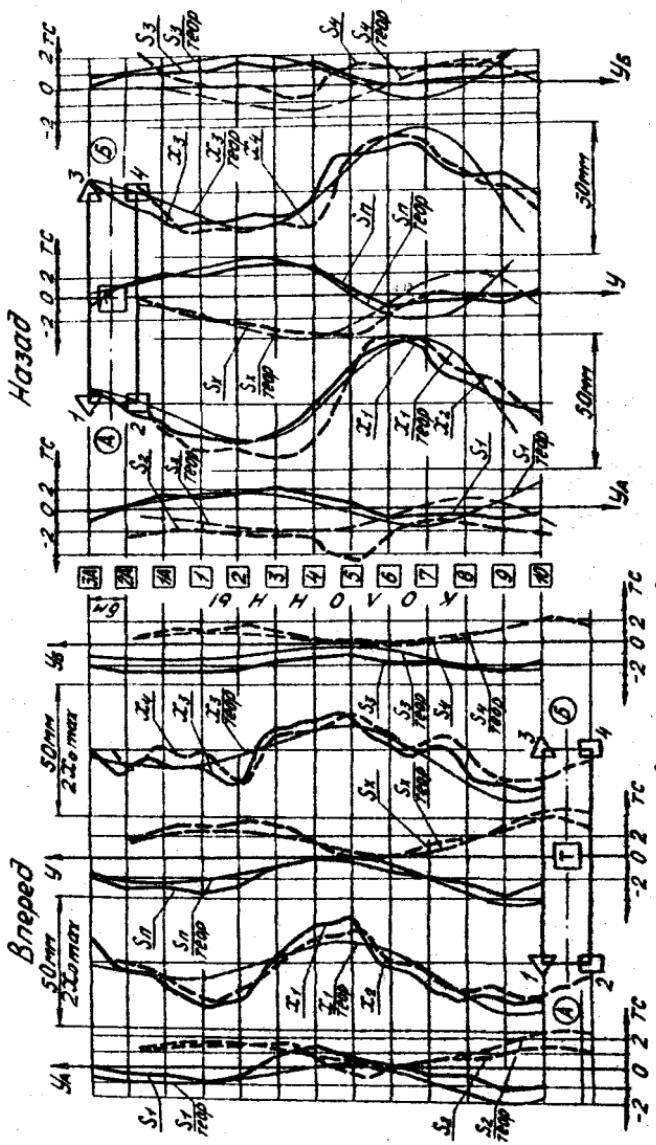
При движении "назад" в заездах второй серии ( $k = 0,1, B_x = B_n$ ) путь несвободного движения холостых колес составлял  $\sim 20$  и 22 м, для

приводных  $\sim 4$  и 6 м. Следовательно, области вписывания были соответственно равны:  $OB_x = 59\%$  (теоретическое значение - 50%),  $OB_{II} = 89\%$  (90%). Среднее значение -  $OB_{cp} = 74\%$  (70%). Суммарный путь несвободного движения всех ходовых колес за один полный заезд составил  $\sim 52$  м, что почти в 8 раз меньше, чем при заездах первой серии ( $k = 0$ ).

На рис. 4 представлены траектории движения ходовых колес одного из заездов третьей серии ( $k = 0, I, B_x > B_{II}$ ). По сравнению с предыдущим случаем соотношение путей несвободного движения холостых и приводных колес было иным:  $\sim 6$  и 36 м, т.е. с увеличением рабочей ширины холостых колес путь их несвободного движения заметно уменьшился ( $6 < 42$  м), а приводных увеличился ( $36 > 10$  м). Области вписывания при этом составляли:  $OB_x = 95\%$  (теоретическое значение - 100%, см.рис. 3),  $OB_{II} = 62\%$  (60%),  $OB_{cp} = 78,5$  (80%). Суммарный путь несвободного движения ходовых колес в заездах этой серии был несколько меньше ( $42 < 52$  м).

В заездах четвертой серии ( $k = 0, 2$ ) по сравнению с заездами III серии ( $k = 0, I$ ) путь несвободного движения холостых колес на участках пути, равных длине полуволны, увеличился с  $0 + 6$  м до  $10 + 15$  м, а для приводных уменьшился с 18 м до 8 + 12 м. Суммарные пути ходовых колес с трением реборд на этих участках оказались практически одинаковыми. Но так как реборды ходовых колес входили в контакт с головками рельсов не два, а три раза (длина полуволны  $y_{ob} \approx 0,7 y_{ob}$ ), то суммарный путь несвободного движения колес за полный заезд был соответственно больше. Таким образом, при большем значении конусности реборды ходовых колес будут изнашиваться несколько быстрее.

Для определения фактических значений осевых сил в зоне контакта ходовых колес с рельсами при движении мостового крана были запланированы и проведены заезды пятой серии. Совмещенные графики одного из этих заездов представлены на рис. 5. Теоретические кривые осевых сил и траектория движения приводных колес рассчитаны с учетом перекоса ходовых колес в горизонтальной плоскости по формулам, краткое пояснение которых приведено в работе. При заездах "вперед" движение крана было свободным. При заездах "назад", после прохождения холостыми колесами колонны 5 наружная реборда колеса 2 входила в контакт с головкой рельса. За колонной 6 входила в контакт с рельсом наружная реборда колеса I. Путь несвободного движения при этом составлял: для колеса  $2 \sim 9$  м, для колеса I  $\sim 3$  м. При свободном движении мостового крана в зоне контакта ходовых колес с рельсами действовали переменные осевые силы, достигавшие значений равных 2800 кгс. Значения осевых сил на каждом из скатов не превышали 4100 кгс, т.е. во всех случаях были меньше суммарной силы сцепления ходовых колес ската с рельсами.



$S_r$  - кривые осевая синхронная ротора,  
 $S_x$  и  $S_z$  - кривые осевая синхронная ротора и радиальная вибрации,  
 $T_z$  - прогрессивное изменение кочевого снаря.

Рис. 5. Собственное частотное зондирование № 11

Изменение установленных осевых сил носило как правило синусоидальный характер. Неадекватность экспериментальных и теоретических кривых на отдельных участках можно объяснить отклонениями пролета реального подкранового пути от номинального, вследствие чего погрешность при расчете теоретических значений осевых сил могла достигать 50%. Относительное смещение соответствующих кривых объясняется возможной погрешностью при измерении углов перекоса ходовых колес в горизонтальной плоскости, которая могла составлять  $\pm 0,003$  рад и более. Увеличение осевых сил на холостые колеса 2 и 4 за колонной 5 при движении крана "назад" вполне закономерно, т.к. в этот момент наружная реборда колеса 2 находилась в контакте с головкой рельса. При этом угол перекоса крана  $\varphi_{\text{пр}}$  был максимальным. При контакте реборды колеса I с головкой рельса заметного изменения осевых сил на приводных колесах не наблюдалось. Этого следовало ожидать, т.к. угол перекоса крана в этот момент движения был равен нулю.

Таким образом, результаты экспериментальных исследований, в целом, согласуются с теоретическими положениями работы.

### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Большая часть простоеев мостовых кранов вызывается необходимостью замены ходовых колес вследствие износа реборд. Основными причинами износа реборд являются их длительный контакт с головками рельсов при движении крана и действие при этом значительных осевых сил.

2. При движении мостового крана с цилиндрическими приводными колесами в любом направлении контакт реборд ходовых колес с головками рельсов практически неизбежен. В случаях контакта реборд ходовых колес с рельсами из-за перекоса крана путь его несвободного движения при неизменном направлении будет непрерывным, вследствие чего будет иметь место интенсивный износ трущихся поверхностей.

3. Впервые исследовано влияние упругого скольжения колес при качении на движение мостового крана с коническими приводными колесами. Полученные уравнения отражают более общий случай движения мостовых кранов, оборудованных механизмом передвижения с центральным приводом. Показано, что существующая теория движения мостового крана с коническими приводными колесами применима лишь в частном случае: при установке холостых колес на подшипниках скольжения с осевой подвижностью.

4. При движении мостового крана, оборудованного коническими приводными колесами, с тянувшим приводом контакт реборд ходовых колес с головками рельсов может иметь место лишь в частном случае: при

движении из исходного положения с максимально-возможным начальным углом перекоса. Путь несвободного движения ходовых колес при этом будет незначительным.

При движении крана с толкающим приводом контакт реборд ходовых колес с рельсами неизбежен во всех случаях. При этом кран может оказаться в таком положении (при наличии узких холостых колес), при котором его дальнейшее движение при неизменном направлении будет несвободным.

5. Получены расчетные зависимости для определения оптимальных значений конусности приводных и рабочей ширины холостых колес. Применение комплекта ходовых колес, спроектированных с учетом предложенных рекомендаций, вместо комплекта стандартных цилиндрических, при работе мостового крана на участках пути длиной более 100 м, позволяет сократить суммарный путь несвободного движения ходовых колес как минимум в четыре раза.

6. При свободном движении мостового крана с коническими приводными колесами в зоне контакта ходовых колес с головками рельсов действуют переменные осевые силы. При работе ходовых колес в области упругого скольжения изменение этих осевых сил носит синусоидальный характер, а максимальные значения суммарных осевых сил на каждом из скатов меньше суммарной силы сцепления ходовых колес ската с подкрайними рельсами.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Влияние перекоса ходовых колес крана на траекторию его движения. "Материалы XXIII научно-технической конференции института. Секция механико-технологического и автоматно-механического факультетов". ЧПИ, Челябинск, 1970. (Соавтор Соболев В.М.).

2. Устройство для контроля и выверки положения ходовых колес мостовых кранов. Там же. (Соавторы Соболев В.М., Пеличенко И.А., Ермаков Г.П.).

3. Упругое скольжение ходовых колес по рельсам и его влияние на движение мостового крана. Сборник научных трудов № 123 "Проблемы машиностроения". ЧПИ, Челябинск, 1973. (Соавтор Соболев В.М.).

4. Экспериментальные исследования механизмов передвижения мостовых кранов при торможении. Сборник научных трудов № 125 "Машиноведение". ЧПИ, Челябинск, 1973. (Соавторы Соболев В.М., Пеличенко И.А., Ермаков Г.П.).

5. Теоретические основы применения конических приводных колес в мостовых кранах. "Тезисы докладов IV научно-технической конференции Уральского политехнического института им. С.М.Кирова". Сверд-

ловск, 1973. (Соавтор Соболев В.М.).

6. Несвободное движение мостовых кранов, оборудованных механизмом передвижения с центральным приводом. Тематический сборник научных трудов № 180 "Оптимизация параметров машин и производственных процессов". ЧПИ. Челябинск, 1976. (Соавтор Соболев В.М.).

*Белорыб*