М352781

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

БОНДАРЕНКО Алла Михайловна

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КОРПУСНЫХ И КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЯХ ТРАНСМИССИЙ ПРИВОДОВ ШИРОКОПОЛОСНЫХ СТАНОВ ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ

(Специальность 05.03.05 "Процессы и машины обработки давлением")

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1979 г.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

БОНДАРЕНКО Алла Михайловна

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КОРПУСНЫХ И КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЯХ ТРАНСМИССИЙ ПРИВОДОВ ШИРОКОПОЛОСНЫХ СТАНОВ ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ

(Специальность 05.03.05 "Процессы и машины обработки давлением")

№ 352781

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1352781
Бондаренко А.М. Исследован

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1979 г.

Работа выполнена во Всесоюзном ордена Ленина научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте металлургического машиностроения (ВНИИМЕТМАШ)

Научный руководитель - академик Целиков А.И.

Официальные оппоненты:

Профессор, доктор технических наук - Светлицкий В.А.
Кандидат технических наук - Лобода В.М.

Ведущее предприятие - Ново-Краматорский машиностроительный завод им. В.И.Ленина.

Защита диссертации состоится " " _____ 197 г.
на заседании специализированного совета по металлонаучию и горячей обработке металлов К053.15.13
Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская ул.,5.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по указанному адресу.

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

Автореферат разослан " " _____ 197 г.

МВТУ им. Н.Э. Баумана ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ БИБЛИОТЕКА

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО СОВЕТА
кандидат технических наук, доцент

БЕЛИКОВ О.А.

Л-77367 Подп. к печати 2/УП-79 г. 1979 г. Объем 1 п.л.
Тир. 100 экз. Ротапринт МВТУ им. Н.Э.Баумана, 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5. Заказ 860

Актуальность проблемы. Важнейшей задачей, стоящей перед металлургической промышленностью нашей страны, является повышение эффективности оборудования, работающего в исключительно тяжелых режимах нагружения. В производстве горячекатанного листа решение этой задачи тесно связано с повышением работоспособности главных приводов рабочих клетей современных высокопроизводительных широкополосных станов горячей прокатки.

Увеличение обжатий металла в клетях и скоростей прокатки привели к существенному росту как технологических, так и динамических нагрузок, действующих на элементы трансмиссий главных приводов этих станов. Как показали исследования, динамические нагрузки, возникающие при захвате металла валками в системе вращающихся масс трансмиссии (зубчатые передачи редукторов, шестеренные валки, универсальные шпиндели и т.д.) в три и более раз, а в корпусах редукторов, шестеренных клетей и их анкерных болтах до 8 раз превышают нагрузки установившегося процесса прокатки.

Такой высокий уровень динамических нагрузок в корпусных и крепежных деталях не учитывался при проектировании и явился причиной разрушений корпусов и обрывов анкерных болтов редукторов на ряде крупных прокатных станов. Это приводило к длительным простоям оборудования и потере производительности станов.

Поэтому возникла и потребовала безотлагательного решения проблема создания трансмиссий главных приводов широкополосных станов горячей прокатки с рациональными конструктивными параметрами их элементов, обеспечивающими существенное повышение долговечности корпусных и крепежных деталей редукторов, за счет эффективного снижения динамических нагрузок.

Цель работы. Разработка методов расчета динамических нагрузок, действующих на элементы трансмиссий главных приводов, включая корпусные и крепежные детали и изыскание рациональных параметров элементов трансмиссий и узлов крепления их стационарных узлов, обеспечивающих повышение долговечности оборудования главных линий.

Научная новизна. Теоретически и экспериментально обоснова-

но положение о целесообразности подбора рациональных сочетаний конструктивных параметров, как вращающихся, так и стационарных элементов трансмиссий главных приводов рабочих клетей для минимизации действующих в них динамических нагрузок и обеспечения за этот счет необходимого уровня долговечности корпусных и крепежных деталей.

Новыми элементами выполненных в диссертации исследований являются:

- обобщенная математическая модель формирования переходных процессов в элементах трансмиссий, в которой рабочая клеть, прокатываемый металл, двигатель, трансмиссия главного привода, включая корпусные и крепежные детали, рассматриваются как единая система с прямыми и обратными связями между перечисленными элементами. В ней, наряду с жесткостными и инерционными параметрами, учтены зазоры в шпинделях, муфтах, подшипниках, зубчатых передачах, особенности соударения элементов трансмиссий и рассеяния энергии;

- локальные модели формирования динамических нагрузок в корпусных и крепежных деталях привода;

- результаты исследования переходных процессов в корпусных и крепежных деталях редукторов главных приводов;

Практическая полезность. На основе выполненных исследований разработаны рекомендации по выбору рациональных параметров трансмиссий приводов станов горячей прокатки широкого листа, а также способы их конструктивной реализации. Разработан ряд конструкций амортизирующих устройств. Одно из устройств в 1978 г. было установлено на корпусе редуктора клети № 4 стана 2000 Ново-Липецкого металлургического завода. В результате этого, максимальные амплитуды действующих на крепежные узлы и корпус редуктора при захвате металла динамических нагрузок уменьшились в три раза. Это обеспечило существенное повышение запасов прочности по усталости анкерных болтов и увеличение их долговечности.

Разработанная методика расчета динамических нагрузок в трансмиссиях главных приводов широкополосных станов горячей прокатки внедрена в практику проектирования во ВНИИМЕТМАШ.

Апробация работы. По основным разделам работы сделаны два доклада на научных семинарах кафедры АМ-10 МВТУ им. Н.Э. Баумана

(1977, 1978 гг.) и доклад на совместном научном семинаре ГОСНИИМАШ и ВНИИМЕТМАШ (1976 г).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 работы.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения, содержит 118 стр. машинописного текста, 32 рис., 9 табл., 66 наименований использованной литературы.

Во введении обоснована актуальность вопросов изучения причин низкой работоспособности корпусных и крепежных деталей редукторов и шестеренных клетей главных приводов некоторых прокатных станов, а также изыскания путей их усиления; сформулированы основные положения диссертации, предмет защиты и новые элементы выполненных в ней исследований.

В первой главе рассмотрены тенденции развития современных непрерывных широкополосных станов горячей прокатки. Показано, что высокая производительность этих станов достигается за счет роста скоростей прокатки и обжатий в клетях. Это привело к существенному росту технологических и динамических нагрузок, действующих в главных приводах рабочих клетей. Формирующиеся при захвате металла прокатными валками динамические нагрузки настолько велики, что приводят к усталостным разрушениям зубчатых передач редукторов, шестеренных валков, лопастей шпинделей, а также к обрывам анкерных болтов, крепящих редукторы, разрушениям корпусов редукторов и фундаментов под ними.

В этих условиях для создания работоспособных систем трансмиссий необходимо решить две основные задачи: во-первых, разработать методы расчета, позволяющие на стадии проектирования с большой степенью достоверности оценивать уровни динамических нагрузок во всех элементах трансмиссии, включая корпусные и крепежные детали; во-вторых, найти пути синтеза и реализации оптимальных конструктивных параметров, обеспечивающих минимальные значения динамических нагрузок и необходимую долговечность привода.

Вопросам исследования динамических нагрузок, формирующихся в системе вращающихся элементов трансмиссий главных приводов прокатных станов, посвящен ряд теоретических и экспериментальных работ, выполненных в последние годы советскими и зарубежными специалистами. В них вскрыты причины возникновения высоких динамических нагрузок, разработаны математические модели, достаточно

точно описывающие процессы их формирования, проведена экспериментальная проверка этих моделей, а также предложены конструктивные мероприятия, обеспечивающие снижение динамических нагрузок до допустимого уровня, которые успешно реализованы в приводах ряда действующих станов.

Однако, в имеющихся работах отсутствуют данные по теоретическому и экспериментальному исследованию динамических нагрузок в стационарных элементах трансмиссий - корпусных и крепежных деталях редукторов и выбору из оптимальных параметров.

В связи с этим основными задачами настоящей работы явились:

- разработка математической модели формирования динамических нагрузок в элементах трансмиссии прокатного стана с учетом взаимодействия вращающихся и стационарных узлов и деталей, а также прокатываемого металла и специфики системы электропривода;

- выбор на основе современных методов поиска экстремума функций многих переменных рациональных конструктивных параметров трансмиссий (включая корпусные и крепежные детали редукторов);

- экспериментальные исследования переходных процессов во вращающихся и стационарных элементах трансмиссий прокатных станов;

- разработка и внедрение рекомендаций и способов снижения динамических нагрузок в элементах трансмиссий.

Во второй главе разработаны основные элементы обобщенной математической модели переходного процесса в главной линии рабочей клети прокатного стана, а также изложены вопросы выбора и обоснования ее расчетной схемы. Рассмотрены усилия, действующие на элементы главной линии, и их возможные перемещения, проведен анализ процессов рассеяния энергии.

При исследовании динамики привода в качестве расчетных использованы схемы с конечным числом степеней свободы, в которых массивными, абсолютно жесткими элементами являются рабочие, опорные и шестеренные валки, зубчатые колеса редукторов, роторы электродвигателей, муфты, корпуса редукторов и шестеренных клетей. К безмассовым упругим элементам относятся: шпиндели, соединяющие рабочие и шестеренные валки; элементы промежуточных валов между электродвигателем, редуктором и шестеренной клетью; анкерные болты, крепящие корпуса редукторов и шестеренных клетей, а также упругое основание и элементы рам под корпусами.

Показано, что известные расчетные схемы главных линий прокат-

ных станов можно применять только для анализа крутильных колебаний масс системы вращающихся деталей привода. В них каждая масса имеет лишь одну степень свободы - поворот вокруг оси вращения.

В отличие от этого, в разработанной расчетной схеме центры масс шестеренных валков и зубчатых колес редуктора имеют возможность перемещаться в вертикальной плоскости, перпендикулярной осям вращения. В этом случае указанные массы имеют по три степени свободы. Двумя координатами фиксируется положение центров масс и одна координата фиксирует угол поворота масс вокруг оси. Кроме того, в такой расчетной схеме корпуса редукторов и шестеренных клетей также могут перемещаться в вертикальной плоскости. Все это дает возможность, в дополнение к динамическому анализу крутильной системы привода, провести анализ переходных процессов в анкерных болтах и корпусах редукторов и шестеренных клетей, оценить степень влияния зазоров в опорах шестеренных валков и зубчатых колес редуктора, а также конструктивных параметров трансмиссии на величины динамических нагрузок.

Проведено математическое описание процессов взаимодействия между зубчатыми колесами и корпусом редуктора, между корпусами редуктора и шестеренной клети и фундаментом. Рассмотрены вопросы, связанные с рассеянием энергии при ударном замыкании зазоров в подшипниковых опорах редуктора и зубчатом зацеплении.

С учетом описанных процессов взаимодействия масс, рассеяния энергии и действия внешних сил, составлены дифференциальные уравнения движения масс привода.

Третья глава посвящена теоретическому исследованию влияния конструктивных параметров элементов трансмиссий на динамические нагрузки, возникающие при захвате металла валками. На основе обобщенной модели формирования переходного процесса разработаны локальные расчетные схемы, примененные для определения динамических нагрузок в системе вращающихся масс трансмиссии, а также в корпусе редуктора и его анкерных болтах.

Для описания переходных процессов в крутильной системе вращающихся масс трансмиссии получены следующие зависимости.

$$K_i = \sum_{j=1}^{n} x_{ij} A_j \left[\frac{K_{10}}{\lambda_j} \sin \lambda_i \tau + \int_{\tau_0}^{\tau} K_{np}(\varepsilon) \sin \lambda_j (\tau - \varepsilon) d\varepsilon \right], \quad (1)$$

$$K_i = \frac{M_i}{M_н};\quad \lambda_j = \rho_j \sqrt{\frac{J_н}{c_н}};\quad A_j = \left[\lambda_j \left(1 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\varkappa_{ij}^2}{\bar{c}_i}\right)\right]^{-1};$$

где

$$\tau_\delta = t_\delta \sqrt{\frac{c_н}{J_н}};\quad \bar{c}_i = \frac{c_i}{c_н};\quad K_{пр} = \frac{M_{пр}}{M_н};\quad \dot{K}_{10} = \Delta\omega \sqrt{\frac{J_н}{c_н}};$$

n – количество сосредоточенных масс в расчетной схеме привода;
M_i – момент сил упругости на i-ом участке валопровода;
$\varkappa_{ij}$ – отношение амплитуды колебаний момента сил упругости на i-ом участке к амплитуде колебаний момента сил упругости на первом участке расчетной схемы в j-ой форме колебаний;
ρ_j – частота колебаний масс привода в j-ой форме;
$M_{пр}(\tau)$ – момент прокатки на рабочих валках;
$\Delta\omega$ – разность угловых скоростей рабочих валков и остальной части трансмиссии при замыкании зазоров в шпинделе;
c_i – жесткость i-го участка валопровода;
t_δ – время от начала захвата металла валками до момента полной выборки зазора;
$c_н, J_н, M_н$ – нормирующие величины жесткости, момента инерции и момента.

Величины $\dot{K}_{10}$ и τ_δ могут быть определены из следующей системы уравнений:

$$\dot{K}_{10} = \int_0^{\tau_\delta} K_{пр}(\varepsilon)\,d\varepsilon;$$

$$\frac{\Delta c_н}{M_н} = \int_0^{\tau_\delta} (\tau_\delta - \varepsilon) K(\varepsilon)\,d\varepsilon;$$

где Δ – величина углового зазора в универсальных шпинделях.
На основании (I) с учетом линейной зависимости момента прокатки от времени при захвате металла валками получены формулы для расчета динамических нагрузок во всех вращающихся элементах трансмиссии.

Для определения динамических нагрузок в анкерных болтах и корпусе редуктора в расчетной схеме привода наряду с угловыми перемещениями вращающихся масс привода предусмотрены: возможность вертикального перемещения в поле зазора опор колеса редуктора, возможность поворота вокруг фиксированной оси корпуса редуктора. В соответствии с обобщенной моделью, взаимодействие между зубчатым колесом и корпусом редуктора происходит через упруго-вязкую связь, жесткость которой соответствует жесткости подшипника и гнезда расточки корпуса. С учетом этого уравнения движения масс трансмиссии запишутся следующим образом:

$$
\begin{cases}
\ddot{z}_1 + \bar{f}_1 = K_{пр}; \\
\theta_2 \ddot{z}_2 - \bar{f}_1 + \bar{c}_{23}(z_2 - z_3) + \beta_{23}(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) = 0; \\
\theta_3 \ddot{z}_3 - \left[\bar{c}_{23}(z_2 - z_3) + \beta_{23}(\dot{z}_2 - \dot{z}_3)\right](1 + \theta_{4пр}) + \bar{c}_{45}(z_3 + z_к) + \\
+ \beta_{45}(\dot{z}_3 + \dot{z}_к) - \bar{f}_2 \theta_{4пр} - \bar{c}_к \theta_{4пр} = 0; \\
\theta_к \ddot{z}_к - \bar{f}_2 - \left[\bar{c}_{45}(z_3 + z_к) + \beta_{45}(\dot{z}_3 + \dot{z}_к)\right]\theta_{3пр} + \left[\bar{c}_{23}(z_2 - z_3) + \right. \\
\left. + \beta_{23}(\dot{z}_2 - \dot{z}_3)\right](1 - \theta_{3пр}) + \bar{c}_к = 0; \\
\theta_р \ddot{z}_р + \bar{f}_3 - \bar{f}_2 \cdot n + \bar{M}_р + \bar{M}_п = 0;
\end{cases}
\qquad (2)
$$

где:

$$\theta_{3пр} = \frac{J_3}{J_3 + J_4 \cdot u^2}; \quad \theta_{4пр} = \frac{J_4 \cdot u^2}{J_к}; \quad J_к = J_3 + m_3 \cdot r_3^2;$$

$$\theta_к = \frac{1}{J_1}\left(J_к + J_4 \cdot u^2 \frac{J_3}{J_3 + J_4 \cdot u^2}\right); \quad \theta_3 = \frac{1}{J_1}\left(J_3 + J_4 \cdot u^2 + J_3 \frac{J_4 \cdot u^2}{J_к}\right);$$

$$\theta_р = \frac{J_р}{J_1}; \quad \theta_2 = \frac{J_2}{J_1}; \quad \bar{c}_к = \frac{c_к \cdot r_3}{M_{уст.}}; \quad \bar{M}_р = \frac{M_р}{M_{уст.}}; \quad \bar{M}_п = \frac{M_п}{M_{уст.}};$$

$$z_1 = \frac{y_1 \cdot c_{12}}{M_{уст.}}; \quad z_2 = \frac{y_2 \cdot c_{12}}{M_{уст.}}; \quad z_3 = \frac{y_3 \cdot c_{12}}{M_{уст.}}; \quad z_к = \frac{y_к \cdot c_{12}}{M_{уст.}};$$

$$z_p = \frac{y_p \cdot c_{12}}{M_{уст.}}; \quad \bar{c}_{23} = \frac{c_{23}}{c_{12}}; \quad \bar{c}_{45} = \frac{c_{45} \cdot u^2}{c_{12}}; \quad \bar{c}_{рк} = \frac{c_{рк} \cdot r_з^2}{c_{12}};$$

$$\bar{c}_ф = \frac{c_ф}{c_{12}}; \quad \bar{c}_р = \frac{c_р}{c_{12}}; \quad \beta_{12} = \frac{b_{12}}{c_{12}} \lambda_н; \quad \beta_{23} = \frac{b_{23}}{c_{12}} \lambda_н;$$

$$\beta_{45} = \frac{b_{45} \cdot u^2}{c_{12}} \lambda_н; \quad \beta_{рк} = \frac{b_{рк} \cdot r_з^2}{c_{12}} \lambda_н; \quad \beta_р = \frac{b_р}{c_{12}} \lambda_н;$$

$$\lambda_н = \sqrt{\frac{c_{12}}{J_1}}; \quad K_{пр} = \frac{M_{пр}}{M_{уст.}};$$

$$\bar{f}_1 = \begin{cases} 0; & |z_1 - z_2| \le \frac{a_{12}}{2}; \\ (z_1 - z_2 - \frac{a_{12}}{2}) + \beta_{12}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2); & z_1 - z_2 > \frac{a_{12}}{2}; \\ (z_1 - z_2 + \frac{a_{12}}{2}) + \beta_{12}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2); & z_1 - z_2 < -\frac{a_{12}}{2}; \end{cases}$$

$$\bar{f}_2 = \begin{cases} 0; & |z_к - \frac{z_р}{n}| \le \frac{a_{рк}}{2}; \\ \bar{c}_{рк}(z_к - \frac{z_р}{n} - \frac{a_{рк}}{2}) + \beta_{рк}(\dot{z}_к - \frac{\dot{z}_р}{n}); & z_к - \frac{z_р}{n} > \frac{a_{рк}}{2}; \\ \bar{c}_{рк}(z_к - \frac{z_р}{n} + \frac{a_{рк}}{2}) + \beta_{рк}(\dot{z}_к - \frac{\dot{z}_р}{n}); & z_к - \frac{z_р}{n} < -\frac{a_{рк}}{2}; \end{cases}$$

$$\bar{f}_3 = \begin{cases} \bar{c}_р \cdot z_р; & z_р \ge \frac{\bar{M}_р + \bar{M}_п}{\bar{c}_ф}; \\ \bar{c}_ф \cdot z_р; & z_р < \frac{\bar{M}_р + \bar{M}_п}{\bar{c}_ф}; \end{cases}$$

$$a_{12} = \frac{\Delta_{12} \cdot c_{12}}{M_{уст.}}; \quad a_{рк} = \frac{\Delta_{рк} \cdot c_{12}}{r_з \cdot M_{уст.}}; \quad n = 1 + \frac{1}{u};$$

J_1 – момент инерции прокатных валков;
J_2 – момент инерции шестеренных валков;
J_3 – момент инерции зубчатого колеса редуктора;
m_3 – масса колеса редуктора;
J_4 – момент инерции вал-шестерни редуктора;
J_p – момент инерции корпуса редуктора относительно оси вращения шестерны;
c_{12} – жесткость универсальных шпинделей;
c_{23} – жесткость связи между колесом редуктора и шестеренным валком;
c_{45} – жесткость связи между ротором двигателя и вал-шестерней;
c_{pk} – жесткость связи между колесом и корпусом редуктора;
$c_ф$ – приведенная жесткость упругого основания под корпусом редуктора;
c_p – приведенная жесткость системы анкерных болтов;
$b_{12}, b_{23}, b_{45}, b_{pk}$ – коэффициенты неупругого сопротивления в соответствующих связях;
G_k – вес зубчатого колеса;
M_p – момент от веса корпуса редуктора относительно оси поворота;
$M_п$ – момент от усилий предварительной затяжки;
u – передаточное число редуктора;
r_3 – радиус зубчатого колеса;
$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_p$ – углы поворота соответствующих масс;
φ_k – угол поворота зубчатого колеса вокруг полюса зацепления;
Δ_{12} – угловой зазор в шпинделях;
Δ_{pk} – зазор в подшипниковых опорах зубчатого колеса.

$$M_{пр.} = \begin{cases} M_{уст.} \frac{t}{T}; & 0 < t \le T; \\ M_{уст.}; & t > T \end{cases}$$

где $M_{уст.}$ – момент прокатки при установившемся процессе.

Решение системы дифференциальных уравнений (2) проводилось при следующих начальных условиях:

$$z_{10} = z_{20} = z_{30} = 0; \quad \dot{z}_{10} = \dot{z}_{20} = \dot{z}_{30} = \dot{z}_{k0} = \dot{z}_{p0} = 0;$$

$$Z_{ko} = -\frac{a_{rk}}{2} + \frac{Z_{po}}{n} - \frac{\bar{C}_k}{\bar{C}_{pk}}; \quad Z_{po} = -\frac{\bar{C}_k \cdot n + \bar{M}_o + \bar{M}_n}{\bar{C}_\phi};$$

Параметры расчетной схемы, для которой проводились исследования переходных процессов, соответствовали параметрам трансмиссии главных приводов наиболее нагруженных клетей № 4 и 5 самого высокопроизводительного отечественного стана "2000" НЛМЗ, на котором имели место неоднократные обрывы анкерных болтов и поломки корпусов редукторов.

Анализ результатов исследования позволил выявить ряд закономерностей. С увеличением зазоров в шпинделе коэффициенты динамичности на быстроходном валу редуктора и в анкерных болтах существенно возрастают. При существующих параметрах упругой системы трансмиссии ($C_\delta = 10^6$ кг/см; $C_{45} = 0{,}26 \cdot 10^{10}$ $\frac{кгсм}{рад}$) зазоры Δ_{pk} практически не оказывают влияние на динамические нагрузки в связи C_{45}. При уменьшении жесткости промежуточного вала C_{45} динамические нагрузки в связи C_{45} и анкерных болтах уменьшаются и при $C_{45} = 0{,}05 \cdot 10^{10}$ кгсм/рад эти нагрузки становятся примерно в два раза ниже по сравнению с нагрузками при номинальном значении C_{45}. Изменение жесткости анкерных болтов оказывает существенное влияние на величины динамических нагрузок в них и мало влияет на динамические нагрузки в упругих связях C_{12}, C_{23}, C_{45}. Это связано со значительным, по сравнению с другими моментами инерции, моментом инерции корпуса редуктора. При величине зазора Δ_{pk} в опорах колеса более 1,5 мм динамические нагрузки в системе корпуса и анкерных болтов редуктора таковы, что даже при максимально возможной предварительной затяжке анкерных болтов с усилием в 100 тонн происходит отрыв корпуса редуктора от фундамента и существенный рост динамических нагрузок в анкерных болтах.

В результате выполненных исследований установлено, что наиболее эффективным мероприятием, позволяющим снизить динамические нагрузки, действующие на корпус и крепежные узлы, является уменьшение жесткости системы анкерных болтов. При этом амплитуды динамических нагрузок, действующих в анкерных болтах, снижаются практически пропорционально уменьшению жесткости.

В четвертой главе приведена методика поиска рационального сочетания конструктивных параметров трансмиссии главного привода, обеспечивающего минимальный уровень динамических нагрузок в ее элементах с применением метода планируемого Н-поиска (ПЛП-поиска).

Этот метод позволил одновременно разумно ограничить число рассчитываемых вариантов конструкции привода и использовать ранее разработанную математическую модель формирования переходных процессов в элементах привода и ее блок-схему.

Сущность метода ПЛП-поиска заключается в дискретном исследовании r - мерного пространства варьируемых параметров сериями по M_j экспериментов в каждой, где $j=1,2...r$. При этом сам процесс исследования рандомизировался, а значения каждого параметра в каждом эксперименте были вычислены следующим образом:

$$\alpha_{i,j} = \alpha_j^* + q_{i,je}(\alpha_j^{**} - \alpha_j^*), \qquad (3)$$

где $q_{i,je}$ - числа, образующие точку Соболя $\bar{Q}_{i,j}$; $0<q_{i,je}<1$;

je - составляющая вектора j номеров строк в таблице чисел Соболя, по которым в соответствии с формулой (3) в каждой серии рассчитываются значения $\alpha_{i,j}(e=1,2...r)$;

$[\alpha_j^*, \alpha_j^{**}]$ - интервал изменения значений α_j - го параметра.

В результате рандомизации процесса исследования были составлены r таблиц для каждого параметра, у которых на пересечении строки и столбца находились значения анализируемого критерия оценки динамических свойств системы привода (коэффициента динамичности) для таких вариантов, у которых во всех сериях машинных экспериментов значение величины рассматриваемого уровня j - го параметра оставалось неизменным. Аналогично были составлены таблицы и для разных комбинаций других параметров. Построение этих таблиц позволило провести дисперсионный анализ по каждому параметру α_j и каждой комбинации параметров. В результате была выделена область параметров, обеспечивающая наименьшие значения динамических нагрузок в корпусных деталях, анкерных болтах и упругих связях крутильной системы привода.

Для клети № 5 стана 2000 НЛМЗ эта область параметров лежит в следующих интервалах параметров: $0,36 \leq C_p \cdot 10^{-6}$, кг/см $\leq 0,9$;

$0,4 \leq C_{12} \cdot 10^{-9}, \frac{кгсм}{рад} \leq 1,6;\quad 0,025 \leq C_{45} \cdot 10^{-10}, \frac{кгсм}{рад} \leq 0,225;$

$0 \leq \Delta_{12}, рад. \leq 0,006;\quad 0 \leq \Delta_{рк}, мм \leq 0,6.$

<u>В пятой главе</u> приведены результаты экспериментального исследования приводов клетей № 4 и 5 стана "2000" НЛМЗ, сопоставление расчетной и экспериментальной информации о переходных процессах в них, рассмотрены вопросы создания новой конструкции крепления корпуса редуктора на фундамент, обеспечивающие снижение динамических нагрузок, действующих на корпус и анкерные болты.

В процессе проведения экспериментальных исследований были проведены замеры статических и динамических нагрузок в анкерных болтах, корпусах редукторов и на валу между электродвигателем и редуктором, а также замеры зазоров в опорах и универсальных шпинделях между рабочими и шестеренными валками.

Проведено сопоставление расчетных и экспериментальных данных по величинам действующих динамических нагрузок в различных элементах трансмиссии. Установлено, что наибольшее отклонение расчетных и экспериментальных данных не превышает 18%.

Проведен анализ причин обрывов анкерных болтов крепления редукторов в этих клетях. Показано, что основными причинами их разрушений являются накопление усталостных повреждений, обусловленных высокими уровнями действующих динамических нагрузок и перегрузки болтов вследствие ослабления усилий затяжки одних болтов и неравномерного распределения нагрузок между остальными.

На основании результатов теоретического исследования разработана новая конструкция крепления редуктора, состоящая из пружинного амортизатора и устройства для предотвращения самоотвинчивания гаек, устанавливаемая между корпусом редуктора и гайками анкерных болтов. В результате соответствующего расчета параметров такой конструкции можно добиться снижения жесткости анкерных болтов до оптимальной. Разработанные конструкции амортизаторов были изготовлены, испытаны и внедрены в приводе клети № 4 стана "2000" НЛМЗ. Экспериментальное исследование нагрузок в анкерных болтах после внедрения амортизаторов подтвердило их эффективность.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

I. Элементы главных приводов рабочих клетей прокатных станов (зубчатые передачи редукторов и шестеренных клетей, шпиндели, муфты, корпуса редукторов, шестеренных клетей и их крепежные узлы) испытывают действие высоких динамических нагрузок, формирующихся при захвате металла валками. Величины этих нагрузок в крепежных и корпусных деталях до 8 и более раз превышают нагрузки при установившемся процессе прокатки и являются причиной накопления усталостных повреждений в этих элементах и их аварийных разрушений.

В настоящее время отсутствуют научно обоснованные методы расчета динамических нагрузок в крепежных и корпусных деталях редукторов и шестеренных клетей прокатных станов и выбора их рациональных параметров.

2. На основании анализа конструкций главных линий рабочих клетей современных широкополосных станов горячей прокатки и действующих в них нагрузок разработана обобщенная модель формирования динамических нагрузок, в которой двигатель, клеть с рабочими и опорными валками, прокатываемый металл, вращающиеся элементы трансмиссии, а также корпусные, крепежные детали и фундамент рассмотрены как единая система и проведена оценка процессов силового взаимодействия между всеми ее элементами.

На базе этой модели проведен анализ влияния конструктивных параметров элементов трансмиссии на величины динамических нагрузок в корпусах и анкерных болтах редуктора. Установлено, что наиболее эффективным средством снижения действующих на них динамических нагрузок является снижение жесткости анкерных болтов и уменьшение зазоров в опорах зубчатого колеса редуктора.

3. Разработана методика расчета и выбора оптимальных соотношений упругих и инерционных параметров элементов главных линий, при которых обеспечиваются минимальные значения коэффициентов динамичности в стационарных элементах трансмиссии. На основании этой методики проведён синтез трансмиссий главных приводов ряда рабочих клетей НШС и установлена область оптимальных, конструктивно реализуемых параметров жесткости системы анкерных болтов крепления их редукторов.

4. Проведено экспериментальное исследование нагрузок в транс-

миссиях приводов и анкерных болтах редукторов клетей № 4 и 5 стана 2000 НЛМЗ, величин зазоров между опорами зубчатого колеса редуктора и корпусом, угловых зазоров в шпинделях и времени захвата металла валками. Анализ его результатов показал, что различие между экспериментальными и расчетными данными не превосходит 18%.

5. На основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований разработана типовая конструкция крепления редуктора на фундамент, включающая амортизаторы между корпусом и гайками анкерных болтов и устройство для фиксации гайки, обеспечивающее стабильную затяжку анкерных болтов. Она использована в проекте реконструкции привода клети № 4 НШС 2000 НЛМЗ, осуществленном в 1978 г. Проведенные после реконструкции исследования показали, что эквивалентные по усталости напряжения, возникающие в анкерных болтах при захвате металла валками, снизились почти в три раза.

Годовой экономический эффект от внедрения результатов работы на стане 2000 НЛМЗ составил 90370 руб.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Целиков А.И., Бондаренко А.М., Житомирский Б.Е. Исследование и изыскание путей снижения динамических нагрузок, действующих на корпусные и крепежные детали элементов трансмиссий главных приводов прокатных станов. "Машиноведение", 1977, № 5.

2. Бондаренко А.М., Житомирский Б.Е., Сергеев В.И., Статников И.Н. Задача параметрического синтеза трансмиссии главного привода рабочей клети прокатных станов. "Машиноведение", 1979, № 2.

3. Бондаренко А.М., Рубанович Ю.А., Филатов А.А. Повышение долговечности корпусных и крепежных деталей редукторов главных приводов широкополосных станов горячей прокатки. Труды ВНИИМЕТМАШ, 1979, № 56.

Бонд