

М 17/276

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Инж. Р. А. ЯКОВЛЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИКИ ПРИВОДОВ
ПРОКАТНЫХ СТАНОВ В АСПЕКТЕ СНИЖЕНИЯ
ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

(05.168—Машины прокатного и волочильного производства)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана

Научные руководители:

действительный член АН СССР, д. т. н., проф. Целиков А. И.,
к. т. н., доц. Смирнов В. В.

Официальные оппоненты:

д. т. н., проф. Королев А. А.,
к. т. н. Гришков А. И.

Ведущее предприятие — Электрометаллургический завод
«Электросталь» им. И. Ф. Тевосяна.

Автореферат разослан « . . . » 1972 г.

Защита диссертации состоится « . . . » 1972 г.

на заседании Со- иза-
ция производств оск-
ва, 107005, 2-я

Ваши отзывы ью,
просьба выслать

С диссертацией МВТУ
им. Н. Э. Баумана

Секретарь Учен-
к. т. н., доц нов

М 171276

Интенсификация производственных процессов ведет к возрастанию роли переходных колебательных процессов в приводах машин. Вызываемые этими процессами динамические нагрузки часто в несколько раз превышают статические, необходимые для реализации технологического процесса, следовательно, возникает проблема снижения динамических нагрузок.

Вопросы динамики приводов прокатных станов становятся еще более важными по мере развития автоматизации процессов прокатки, что объясняется не только увеличением требований к прочности звеньев оборудования, но и все нарастающими требованиями к точности воспроизведения перемещений рабочих органов машин. Это, в свою очередь, предопределяет необходимость детального исследования особенностей работы приводов, обусловленных наличием зазоров в сочленениях.

Рассмотрение указанных вопросов и определяет содержание данной работы.

Экспериментальные исследования динамики привода и способов снижения динамических нагрузок проводились на стане дуо 160 лаборатории прокатки МВТУ им. Баумана.

Характеристика стана:

Тип стана - дуо, реверсивный;
Диаметр рабочих валков - 160 мм;
Угловая скорость валков - $5 + 25 \frac{1}{\text{сек}}$;
Электродвигатель главного привода ПН-205,
мощность 20,5 кВт; скорость 970 об/мин.

При исследованиях использовались 9-шлейфовый универсальный осциллограф типа 950-1F2 фирмы "Сименс" и комплект из двух усилителей типа ТА-5.

Особенности технологического нагружения приводов прокатных станов

Исследованиям нагрузок в прокатных станах посвящены работы Целикова А.И., Кожевникова С.Н., Смирнова В.С., Иванченко Ф.К., Чекмарева А.П., Выдрина В.Н., Тарновского И.А., Коцаря С.Л., Большакова В.И., Цехновича Л.И., Ленского А.Н. и других.

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

I

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана

В последнее время все большее внимание уделяется исследованию процесса захвата полосы, позволяющему получить ответ на ряд важных практических вопросов. Однако существующие решения по процессу захвата не учитывают ряда факторов: одновременное наличие зон скольжения (отставания и опережения) на определенных этапах переходного процесса, вытяжка и уширение полосы, зависимость коэффициента трения от скорости скольжения и др.

В работе приводятся решения для процесса захвата полосы как в условно жесткой системе, так и в системе с упругим приводом при детальном учете всех основных факторов.

Переходные процессы движения полосы при захвате в условно жесткой системе описываются уравнением

$$m\ddot{x} = 2(T_x - P_x), \quad (1)$$

где m и $\ddot{x}$ - масса и ускорение полосы,

T_x , P_x - соответственно проекции сил трения и нормального давления на ось прокатки.

Поскольку это уравнение в замкнутой форме не решается, рекомендуется метод поинтервальных решений, основанный на разложении функции $x(t)$ перемещении полосы во времени в ряд Маклорена.

Для переходного процесса, обусловленного захватом полосы, в системе с учетом упругости привода обобщенные уравнения движения валков и полосы имеют вид:

$$J\ddot{\varphi} + c\varphi = c\omega_0 t - 2\mu\rho b_{\frac{\alpha}{2}} R^2 (\alpha - 2\gamma_{\alpha}), \quad (2)$$

$$m\ddot{x} - 2Rb_{\frac{\alpha}{2}}\rho\alpha \left\{ M \left[\left(1 - \frac{\gamma_{\alpha}}{\alpha}\right) \cos\left(\alpha_0 - \frac{\alpha - \gamma_{\alpha}}{2}\right) - \frac{\gamma_{\alpha}}{\alpha} \cos\left(\alpha_0 - \alpha + \frac{\gamma_{\alpha}}{2}\right) \right] - \sin\left(\alpha_0 - \frac{\alpha}{2}\right) \right\} = 0. \quad (3)$$

Здесь J - момент инерции рабочих валков; c - приведенная жесткость привода; φ - текущий угол поворота вала; α - угол заполнения; α_0 - угол захвата; R - радиус вала; t - время;

$b_{\frac{\alpha}{2}}$ - ширина полосы в середине угла заполнения; γ_{α} - угол зоны опережения; ω_0 - начальная угловая скорость валков;

μ - коэффициент трения скольжения; ρ - нормальное давление.

Переходные процессы, описываемые данными уравнениями, идут в три этапа. Первый этап характеризуется наличием одной зоны отставания (при $\dot{x}_0 < \omega_0 R \cos \alpha_0$) или опережения (при

$\dot{x}_0 > \omega_0 R \cos \alpha_0$) - протекает до появления нейтрального сечения на текущей дуге захвата. Здесь $\dot{x}_0$ - начальная скорость

полосы. Второй этап, при наличии уже двух зон, продолжается до полного заполнения очага деформации металлом. Наконец, третий этап, протекающий также при наличии двух зон, продолжается до стабилизации незатухающих колебаний, если не учитывать естественное демпфирование в системе.

Уравнения движения валков и полосы на каждом из указанных этапов получаются из приведенных обобщенных уравнений путем подстановки соответствующих выражений μ и γ_α . Так, на первом этапе угол зоны опережения $\gamma_\alpha = 0$ (при $\dot{x}_0 < \omega_0 R \cos \alpha_0$) и $\gamma_\alpha = \alpha$ (при $\dot{x}_0 > \omega_0 R \cos \alpha_0$), а коэффициент μ трения, при значительном отличии скорости полосы и валков, принимается в функции скорости скольжения. На следующих же двух этапах коэффициент трения, вследствие незначительной величины скорости скольжения, принимается постоянным и равным коэффициенту μ_0 трения покоя. При этом угол зоны опережения определяется выражением

$$\gamma_\alpha = \alpha \frac{\frac{\dot{x}}{\varphi R} - \frac{b_\alpha h_\alpha}{b_0 h_0} \cos(\alpha_0 - \alpha)}{\cos \alpha_0 - \frac{b_\alpha h_\alpha}{b_0 h_0} \cos(\alpha_0 - \alpha)} \quad (4)$$

где $\dot{x}$ — текущее значение скорости полосы на входе в очаг деформации; b_0, h_0 — ширина и высота сечения полосы на входе; b_α, h_α — то же в плоскости переднего торца.

Каждый из приведенных этапов может решаться в общем виде с использованием ЭВМ или поинтервальным методом.

Из численных решений приведенных уравнений следует, что наибольшие изменения скорости и ускорения полосы происходят в период до появления нейтрального сечения на дуге захвата и, следовательно, для определения максимальной инерционной силы практически достаточно проводить расчеты лишь до этого момента.

В работе приведена оценка влияния сил инерции полосы на формирование момента нагрузки при захвате. При учете указанного фактора кривые суммарного момента нагрузки существенно отличаются от кривых условного статического момента, что необходимо учитывать при прочностных расчетах.

Одной из особенностей технологического нагружения прокатных станов является рассогласование статических нагрузок в па-

параллельных валопроводах привода рабочих валков. Для случая несимметричной беззатяжной прокатки, который имеет место в первых проходах обжимных станков, приводится оценка влияния зазоров и угла наклона полосы на распределение моментов между валками.

Общие положения о моментах и перемещениях при
выборе зазоров в приводах вращения

До настоящего времени вопрос о поведении зазоров решается по существу в отрыве от свойств самих зазоров — очевидно по причине недостаточной их изученности. Достаточно сказать, что в практике исследований и расчетов свойства зазоров, как правило, вообще не дифференцируются, т.е. немногие все виды зазоров сводятся к чисто тангенциальным. Более того, такие виды зазоров, как например в подшипниках зубчатых передач, в динамических расчетах, вообще не обсуждаются.

В данной работе зазоры представлены в дифференцированном виде с выявлением роли и взаимосвязи тангенциальной и радиальной составляющих зазоров. При этом свойства зазоров характеризуются преимущественно величиной статического момента, необходимого для их выбора. Этот момент рассматривается как следствие в основном двух факторов:

- 1) наличия радиальной силы P , чаще всего являющейся результатом весовой нагрузки;
- 2) наличия радиального зазора δ , характеризуемого величиной эксцентриситета между осями несомой и несущей деталей.

В целях удобства дальнейшего использования величины указанного момента, при решении различных конкретных задач, он выражен в функции угла ψ поворота несомой детали относительно несущей. Полная величина этого угла, характеризующая максимальный угловой зазор θ сочленения, выражается различно — в зависимости от соотношения величин радиального δ и тангенциального τ зазоров и типа сочленения. В работе рассмотрены различные случаи, позволяющие уяснить суть различий в зависимостях величин θ от δ и τ .

Случай, когда $\delta = 0$, а $\tau \neq 0$, имеющий место при взаимном центрировании сочленяемых деталей с помощью цилиндрической, сферической или цилиндро-сферической пары, приводит к общеизвестному выражению полного углового зазора $\theta = \frac{\tau}{R}$, где R — радиус сочленения. В этом случае радиальная сила P приводит

к появлению незначительного по своей величине момента сил трения (тормозного момента), который в равной мере препятствует как замыканию, так и раскрытию зазора и потому не может быть причиной самораскрытия зазора.

Случай, когда $\delta \neq 0$ и $\tau \neq 0$ наиболее распространен, поскольку упомянутое взаимное центрирование сочленяемых деталей или не предусматривается, или является недостаточно точным. Здесь результирующий зазор θ может быть представлен функцией: или двух величин δ и τ (если эти величины независимы), или одной из этих величин (если они количественно взаимосвязаны). Действием радиальных сил в этом случае могут создаваться уже два момента, предопределяющие величину искомого статического момента выбора зазоров. Первым, по-прежнему, является тормозной момент, количественная роль которого незначительна. Вторым является момент непосредственно от радиальных сил, количественная роль которого весьма существенна. Соответственно этому момент радиальных сил, как правило, имеет свойства момента восстановления зазоров и, следовательно, в отличие от тормозного момента, может быть причиной их самораскрытия. Следует заметить, что в сочленениях универсального шарнира раскрытие зазоров возможно также по причине неравномерного вращения шпинделей (при наличии угла перекося).

Механика изменения зазоров в сочленениях валопроводов

Различаются два вида зазоров в сочленениях валопроводов: угловые и поперечные.

I. Угловые перемещения

При анализе силовых условий изменения угловых зазоров в сочленениях рассматривались два случая приложения радиальной силы к оси несомой детали:

- центральное, т.е. по середине сочленения, при котором сохраняется параллельность осей;

- нецентральное, сопровождающееся перекосом осей несомой и несущей деталей сочленения.

В первом случае нахождение момента радиальной силы

$$M = P X \quad (5)$$

сводится к нахождению плеча X в функции угла ψ поворота

несомой детали по отношению к несущей и угла φ положения сочленения. Во втором случае выражение искомого момента представляется в виде алгебраической суммы

$$M = P_1 X_1 + P_2 X_2 \quad (6)$$

моментов от сил P_1 и P_2 в крайних сечениях I и II сочленения, где пара сил P_1, P_2 по своему действию эквивалентна силе P , приложенной нецентрально.

В результате анализа механики изменения зазоров получены выражения момента изменения зазора для основных типов сочленений, применяемых в валопроводах приводов прокатных станов (одношпоночное, шлицевое, универсальный шарнир, двухшпоночное, двухшлицевое). Для удобства пользования эти выражения в работе представлены в виде объемных диаграмм относительной, т.е. в долях радиуса R сочленения, величины плеча

$$x = \frac{X}{R} \quad (7)$$

в функции параметров: угла φ поворота сочленения и относительной величины

$$\psi = \frac{\Psi}{0,5\theta} \quad (8)$$

угла Ψ относительного поворота деталей сочленения.

По приведенным диаграммам, зная величину передаваемого момента, можно судить о состоянии зазоров при различных угловых положениях сочленения.

Следует заметить, что несмотря на все разнообразие полученных картин изменения зазоров, периодичность изменения момента радиальных сил в течение оборота соответствует периоду поворотной симметрии, присущей данному сочленению, причем, чем длительнее период, тем более неравномерен момент на протяжении оборота. Неравномерность момента радиальных сил по углу φ предопределяет различные значения коэффициента динамичности при одинаковых циклах нагружения. Это положение экспериментально подтверждено путем замера моментов упругости в шпинделях с отметкой углового положения сочленения в момент захвата полосы. Установлено, что на стане дуо 160 захват при горизонтальных положениях лопасти шпинделя обуславливает коэффициент динамичности в среднем на 20% выше, чем при вертикальных ее положениях.

Кроме угловых перемещений в сочленениях с параллельными контактными поверхностями (сочленение универсального шарнира, двухлинейное, двухшлицевое) возможны так называемые поперечные перемещения, возникающие под действием радиальной силы.

2. Поперечные перемещения в сочленениях характеризовались уравнением

$$m\ddot{y} = P \sin \varphi \mp \frac{MM}{\ell}, \quad (9)$$

где m — масса детали; M — передаваемый момент, не превосходящий по своей величине максимума граничного момента

$$M_{\text{гр. max}} = \frac{P\ell}{\mu}, \quad (10)$$

при котором поперечные перемещения отсутствуют; μ — коэффициент трения скольжения; ℓ — геометрический параметр сочленения, характеризующий расстояние между контактными участками. Здесь знак минус соответствует положительной скорости $\dot{y} > 0$, а знак плюс — отрицательной, т.е. $\dot{y} < 0$.

В результате анализа поперечных перемещений определены условия максимального удара при этих перемещениях.

При заданной угловой скорости ω такой удар имеет место при критическом зазоре

$$\delta_{\text{кр}} = \frac{1}{m\omega^2} \left\{ P \left[(\varphi_B \cos \varphi_A - \sin \varphi_B) - (\varphi_A \cos \varphi_A - \sin \varphi_A) \right] - \frac{MM}{2\ell} (\varphi_B - \varphi_A)^2 \right\}, \quad (11)$$

момент завершения выбора которого совпадает с естественным максимумом скорости

$$\dot{y}_{\text{max}} = \dot{y}_B = \frac{1}{m\omega} \left[2P \cos \varphi_A - \frac{MM}{\ell} (\pi - 2\varphi_A) \right], \quad (12)$$

характеризуемом значением угла $\varphi_B = \pi - \varphi_A$, где φ_A — угловое положение сочленения, соответствующее началу поперечного перемещения.

Если задана величина поперечного зазора δ_n , то максимальный удар имеет место при критической угловой скорости

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{1}{2m\delta_n} \left\{ P \left[(\varphi_{\text{кр}} \cos \varphi_A - \sin \varphi_{\text{кр}}) - (\varphi_A \cos \varphi_A - \sin \varphi_A) \right] - \frac{MM}{2\ell} (\varphi_{\text{кр}} - \varphi_A)^2 \right\}}. \quad (13)$$

поскольку наибольшее значение относительной скорости к моменту удара $\dot{y}_{y\text{max}}$ уже не совпадает с ее естественным максимумом, а определяется накопленным импульсом силы. Из условия максимума этого импульса силы определены значения критического угла $\varphi_{кр}$, соответствующие $\dot{y}_{y\text{max}}$:

а) без учета сил трения $\varphi_{кр} = 0,63\pi$, (14)

б) при учете сил трения $\varphi_{кр} = 0,63\pi - 0,26\varphi$. (15)

Механика изменения зазоров в зубчатых передачах

Зубчатые передачи имеют зазоры как непосредственно в зацеплениях, так и в подшипниках. Из зазоров в зацеплениях (радиального и тангенциального), выполняемых с целью обеспечения рабочего касания боковых профилей, вредное влияние на динамику привода могут оказывать лишь тангенциальные зазоры. Поскольку для выбора тангенциальных зазоров требуется приложить незначительный момент, равный по своей величине моменту сил трения в подшипниках, то эти указанные зазоры выбираются уже на холостом ходу стана.

Вопрос о поведении зазоров в подшипниковых опорах валов зубчатых колес вообще до сих пор не рассматривался, хотя эти зазоры также могут приводить к повышению динамических нагрузок в приводе.

Здесь, как и при рассмотрении силовых условий изменения зазоров в сочленениях, решение задачи по определению момента в виде (5) сводится к нахождению выражений плеча X радиальной силы P . В работе приведены выражения статического момента, необходимого для выбора зазоров в подшипниках, для одно- и двухступенчатой горизонтальных зубчатых передач и шестеренной клетки дуо. Полученные картины изменения зазоров в опорах этих передач, аналогичные по своему характеру с картинами изменения зазоров в одношпоночном сочленении (при определенных его угловых ориентациях), распространяются и на соответствующие многоступенчатые передачи.

В отношении перемещений валов, обладающих подъемной способностью, можно отметить, что в статических условиях подъем вала происходит при сохранении контакта с подшипниковой опорой, а при динамических условиях (например, при резком изменении момента нагрузки как показано в работе) на начальных интервалах движения вал может отрываться от опоры с последующим ударным соприкосно-

вением. Эти удары в опорах могут отражаться на динамической напряженности не только рассматриваемой зубчатой передачи, но и всего привода. Следовательно, при динамических расчетах зубчатых передач необходимо учитывать не только зазоры в зацеплениях, но и зазоры в подшипниковых опорах валов.

Меры предупреждения ударного замыкания зазоров в приводе

В качестве одной из радикальных мер предупреждения ударного замыкания зазоров в сочленениях предлагается метод предварительного их выбора с помощью противомомента, величина которого выбирается в соответствии с приведенными выражениями моментов радиальных сил. Создание противомомента возможно различными способами, основанными на использовании: сил трения; тормозящего действия вихревых токов, возникающих в металлических дисках, вращающихся в магнитном поле; работающих в генераторном режиме электродвигателей, устанавливаемых со стороны свободных концов рабочих валков. Последний способ предпочтительнее с точки зрения экономии энергии.

Для экспериментальной проверки эффективности метода противомомента в снижении динамических нагрузок было изготовлено устройство для предварительного выбора зазоров в сочленениях за счет сил трения, которое устанавливалось на свободные концы рабочих валков стана дуо 160. Исследования показали большую эффективность этого метода: в условиях обычной прокатки имел место снижение коэффициента динамичности на $20 + 35\%$, а при периодическом нагружении — до $30 + 40\%$.

К частичным мерам уменьшения динамичности следует отнести использование такой взаимоориентации последовательно расположенных сочленений, при которой исключалось бы совпадение по фазам максимумов моментов радиальных сил в этих сочленениях.

Кроме того, поскольку радиальные силы являются нежелательными, нужно ставить соответствующие уравновешивающие устройства. Причем уравновешивание должно быть точным, т.е. недопустимо как недоуравновешивание, так и переуравновешивание. В этой связи следует заметить, что рекомендации на существенное переуравновешивание шпинделей (до $20 + 40\%$) являются, по-видимому, недостаточно обоснованными.

Для предупреждения ударного замыкания зазоров в подшипниках метод противомомента не пригоден, в связи с тем, что требуется большая

его величиной. Поэтому рекомендуется безмоментный способ выбора этих зазоров, заключающийся в непосредственном силовом воздействии на соответствующий вал с целью предварительного его смещения в положение предельного статического равновесия.

Ряд мероприятий по снижению динамических нагрузок, обусловленных ударным замыканием зазоров, разработан и рекомендован применительно к приводу стана трио Лаута Электростальского металлургического завода им. Тевосяна.

Соображения о применении дополнительных упругих элементов в приводе прокатного стана

Одним из эффективных способов снижения динамических нагрузок в приводе является применение дополнительных упругих элементов с соответствующими характеристиками. Для обоснованного выбора упругой характеристики и параметров амортизатора необходимо предварительно изучить динамические процессы, происходящие в приводе с амортизатором. В работе с помощью точного метода приспособывания решений по этапам переходных процессов, в отличие от приближенного метода линеаризации упругих характеристик, дается сравнительный анализ упругих билинейных характеристик с различным коэффициентом η излома. В результате анализа получено выражение коэффициента динамичности

$$\eta = 1 + \sqrt{n + (1 - \eta) \left(1 - \frac{M_0}{M_n}\right)} \quad (16)$$

в упругой связи, последовательно с которой включается:

- в первом случае - пружинное соединение с предварительным натягом пружин,
- во втором случае - пружинное соединение с жесткой билинейной характеристикой.

Из этого выражения (где: M_0 - момент упругости, соответствующий излому характеристики; M_n - момент прокатки) видно, что при одинаковом начальном наклоне мягкая билинейная характеристика ($\eta < 1$) имеет преимущества перед линейной ($\eta = 1$), а последняя - перед жесткой билинейной ($\eta > 1$). Отсюда также следует, что применение для снижения динамических нагрузок упругой муфты Бибби, имеющей жесткую нелинейную характеристику, является необоснованным. Это показала также и практика их эксплуатации,

вследствие чего эти муфты в настоящее время почти повсеместно демонтированы.

Выполненный на ЭВМ численный анализ динамики трехмассовой системы с амортизатором, характеризуемой уравнениями углов ψ_{12} , ψ_{23} относительного поворота масс с моментами инерции J_1 , J_2 , J_3 :

$$\text{на I-ом этапе} \quad \left(\frac{M_0}{C_{12}} > \psi_{12} > 0 \right) \quad \begin{cases} \ddot{\psi}_{12} + \frac{C_{12}}{J_2} \psi_{12} - \frac{C_{23}}{J_2} \psi_{23} = 0, \\ \ddot{\psi}_{23} + \ddot{\psi}_{12} + \frac{C_{23}}{J_3} \psi_{23} = \frac{M_n}{J_3}; \end{cases} \quad (17)$$

$$\text{на 2-ом этапе} \quad \left(\psi_{12} > \frac{M_0}{C_{12}} \right) \quad \begin{cases} \ddot{\psi}_{12} + \frac{1}{J_2} \frac{C_{12} C_n}{C_{12} + C_n} \psi_{12} - \frac{C_{23}}{J_2} \psi_{23} = - \frac{M_0}{J_2}, \\ \ddot{\psi}_{23} + \ddot{\psi}_{12} + \frac{C_{23}}{J_3} \psi_{23} = \frac{M_n}{J_3}, \end{cases} \quad (18)$$

где C_{12} , C_{23} - жесткости соответствующих упругих связей, дал в принципе те же результаты относительно параметров C_n и M_0 амортизатора, которые непосредственно следуют из выражения (16).

В частности момент M_0 предварительного натяга пружин должен быть равен моменту M_n прокатки, наибольшее снижение коэффициента η динамичности, при данном значении M_0 , возможно при n , близком к нулю, т.е. жесткость C_n пружинного соединения должна быть минимальной.

Однако с уменьшением жесткости C_n растет требуемая величина Δ рабочего хода, поэтому оптимум указанного параметра фактически определяется максимально возможной, по конструктивным соображениям, величиной рабочего хода амортизатора.

Экспериментальные исследования амортизатора, выполненного на базе зубчатого колеса редуктора стана дуо 160, показали хорошую работоспособность и большую его эффективность в снижении динамических нагрузок - примерно на 30% по сравнению с системой без амортизатора.

При создании надежных конструкций амортизаторов, способных передавать большие технологические нагрузки, какие имеют место при прокатке, встречаются весьма серьезные трудности. Однако для ряда прокатных станов возможны приемлемые конструктивные решения соединений валопроводов с упругими элементами. Один из вариантов такого решения - упругая муфта реечного типа с предварительным натягом пружин - представлен в работе.

Вопросы демпфирования колебаний в приводе прокатного стана

Из сравнительного анализа динамики систем с демпферами параллельного и последовательного типа следует, что по эффективности в снижении динамических нагрузок последний не уступает первому, а с точки зрения условий реализации безусловно преимущество за демпфером последовательного типа.

Переходные процессы в системе с последовательным гидродемпфером без упругой связи рассматривались на двух этапах:

$$\begin{aligned} &\text{I-ый этап} \\ &(\Delta > \psi_{12} > 0) \quad \begin{cases} \ddot{\psi}_{12} + \frac{M}{J_2} \dot{\psi}_{12} - \frac{C_{23}}{J_2} \psi_{23} = 0, \\ \ddot{\psi}_{23} + \ddot{\psi}_{12} + \frac{C_{23}}{J_3} \psi_{23} = \frac{M_n}{J_3}; \end{cases} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} &\text{2-ой этап} \\ &(\psi_{12} \geq \Delta) \quad \ddot{\psi}_{23} + \frac{C_{23}}{J_3} \psi_{23} = \frac{M_n}{J_3}, \end{aligned} \quad (20)$$

где M — коэффициент демпфирования, а остальные обозначения те же, что и выше.

При установке упругой связи в демпфере уравнения движения системы на первом этапе будут:

$$\begin{cases} \ddot{\psi}_{12} + \frac{M}{J_2} \dot{\psi}_{12} + \frac{C_n}{J_2} \psi_{12} - \frac{C_{23}}{J_2} \psi_{23} = 0, \\ \ddot{\psi}_{23} + \ddot{\psi}_{12} + \frac{C_{23}}{J_3} \psi_{23} = \frac{M_n}{J_3}, \end{cases} \quad (21)$$

а второй этап, если он имеет место, по-прежнему описывается уравнением (20).

Расчеты динамики систем по приведенным уравнениям, выполненные на ЭВМ М-220, БЭСМ-4 и других, подтвердили предположения относительно большой эффективности демпфера в снижении динамических нагрузок. Так, в случае внезапного приложения момента нагрузки последовательный демпфер вязкого трения с постоянным по ходу поршня коэффициентом демпфирования позволяет снизить коэффициент динамичности на 20 — 25% по сравнению с аналогичной системой без демпфера. Это имеет место при оптимальном демпфировании, определяемом из условия равноценной динамичности

(η_1, η_2) системы на обоих этапах переходного процесса: до завершения рабочего хода и после. При уменьшении демпфирования, по сравнению с оптимальным, уменьшается коэффициент η_1 динамичности на первом этапе, но растет величина коэффициента η_2 динамичности на втором этапе, а при увеличении демпфирования от оптимального наблюдается обратная картина.

Еще более эффективным в снижении динамических нагрузок является вариант пружинно-гидравлического демпфера: согласно расчетам здесь можно снизить коэффициент динамичности до 30 + 40%. Причем для пружинно-гидравлического демпфера оптимальный коэффициент демпфирования определяется в зависимости от условий его работы:

а) при изменении структуры системы - из условия равноценной динамичности системы на этапах;

б) при неизменной структуре системы - из условия минимума зависимостей $\eta(\mu)$.

Экспериментальные исследования проводились на двух типах демпфера, размещенных соответственно в универсальных шпинделях и зубчатом колесе редуктора стана дуо 160.

Шпиндельный вариант демпфера не дал положительных результатов, в связи с малой величиной рабочего хода ($\Delta = 5^0$), трудностями компенсации утечек рабочей жидкости, слабой упругой связью и т.д.

Хорошие результаты показал пружинно-гидравлический демпфер,строенный в зубчатое колесо редуктора. С помощью этого демпфера получено снижение коэффициента динамичности на 30 + 35% в исследованном диапазоне скоростей рабочих валков $\omega = 10+25$ 1/сек.

Несмотря на полученные положительные теоретические и экспериментальные результаты, этот способ снижения динамических нагрузок в приводах прокатных станов представляется менее перспективным, чем ранее рассмотренные.

Это объясняется главным образом трудностями физической реализации демпфера с требуемыми параметрами.

Заключение

Теоретические и экспериментальные исследования, изложенные в данной работе, позволяют сделать следующие основные выводы:

I. Приведен метод уточненных расчетов динамики захвата

полосы как в условно жесткой системе, так и в системе с упругими звеньями привода. Получено выражение угла γ зоны опережения при захвате, являющегося функцией скоростей полосы и валков и геометрических параметров текущего очага деформации.

2. Установлено, что сила инерции полосы при захвате достигают максимального значения в момент появления нейтрального сечения на текущей дуге захвата. Приведена оценка влияния сил инерции полосы на формировании момента нагрузки при захвате, а также влияние углы наклона полосы и зазоров на рассогласование статических моментов нагрузки.

3. Изложены новые вопросы механики сочленений с зазорами, расширяющие существующие представления о свойствах зазоров, о взаимосвязи и роли их отдельных составляющих.

Установлено, что при наличии радиального зазора момент, создаваемый радиальной силой, имеет, как правило, свойства момента восстановления зазоров и, следовательно, может быть причиной их раскрытия.

Раскрытие зазоров в сочлененных валопроводах и передачах имеет место при превышении моментом радиальных сил величины момента холостого (или рабочего) хода, а в сочленениях универсальных шарниров — также по причине неравномерного вращения шпинделей (при наличии угла перекоса).

4. Получены выражения моментов радиальных сил для основных типов сочленений (при центральном и нецентральной нагрузке), применяемых в валопроводах приводов прокатных станов.

5. Теоретически установлено и экспериментально подтверждено, что при одинаковом характере нагружения коэффициент динамичности зависит от углового положения сочленения (с зазором) в момент захвата.

6. Дан анализ поперечных перемещений несомой детали, возникающих под действием радиальной силы в сочленениях с параллельными контактными поверхностями. Определены условия максимального удара при этих перемещениях для случаев, когда задана или угловая скорость сочленения, или величина зазора в направлении поперечного перемещения.

7. В результате детального анализа угловых и поперечных перемещений выявлены основные закономерности изменения зазоров, имеющие не только познавательное, но и большое прикладное зна-

чение. На этой основе, в частности, рекомендуется ряд мер по снижению динамических нагрузок, обусловленных ударным замыканием зазоров в сочленениях: метод противомомента, определенная взаимориентация сочленений, устройства для нейтрализации радиальных сил. Экспериментальные исследования на стане дуо I60 показали, что предварительный выбор зазоров в сочленениях позволяет снизить коэффициент динамичности в шпинделях на 20+35% (при обычном нагружении) и до 30+40% (при периодическом нагружении).

8. Рассмотрены силовые условия изменения зазоров и зацеплений и подшипниковых опорах валов зубчатых передач. Приведены выражения моментов, необходимых для выбора указанных зазоров в горизонтальных и вертикальных зубчатых передачах.

9. Установлены условия разрыва контакта в подшипниковых опорах валов зубчатых передач.

Показано, что зазоры в подшипниках нельзя выбрать с помощью противомомента, в связи с требующейся большой его величиной, поэтому для предупреждения ударного замыкания указанных зазоров рекомендуется способ безмоментного их выбора.

10. Разработаны и находятся в стадии внедрения мероприятия по снижению динамических нагрузок, обусловленных ударным замыканием зазоров, применительно к приводу стана трио Лаута Электро-стальского металлургического завода им. Тевосяна.

11. Рассмотрены вопросы применения в приводе дополнительных упругих элементов с требуемыми характеристиками. Дан анализ упругих характеристик амортизаторов. С помощью ЭММ определены оптимальные параметры амортизатора с мягкой билинейной характеристикой.

12. Приведены соображения по конструктивному решению амортизатора на примере упругой муфты реечного типа с предварительным натягом пружин.

При экспериментальных исследованиях амортизатора, выполненного на базе зубчатого колеса редуктора стана дуо I60, получено снижение коэффициента динамичности в шпинделях примерно на 30%.

13. Приведена оценка способа установки демпфера относительно упругой связи и эффективности демпфера (с линейной характеристикой) в снижении динамических нагрузок при переходных процессах в приводах прокатных станов. Получены выражения коэффициентов критического демпфирования. С помощью ЭММ определены условия оптимального демпфирования в гидродемпферах с упругой связью

и без упругой связи.

14. При экспериментальных исследованиях демпфера с упругой связью, встроенного в зубчатое колесо редуктора стана дуо 160, получено снижение коэффициента динамичности на 30+35% в исследованном диапазоне скоростей рабочих валков $\omega = 10+25$ 1/сек.

15. Основные положения механики приводов прокатных станов и результаты исследований способов снижения динамических нагрузок, изложенные в данной работе, используются конструкторами ВНИИМЕТМАШ при проектировании новых машин прокатных станов и автоматизированных поточных технологических линий.

X X

Материалы диссертации изложены в следующих опубликованных работах:

1. Смирнов В.В., Яковлев Р.А. Динамика переходного процесса захвата полосы при прокатке. Труды ВНИИМЕТМАШ, Сб. №25, М., 1969г.

2. Смирнов В.В., Яковлев Р.А. Переходные процессы движения прокатываемой полосы при захвате. Труды ВНИИМЕТМАШ, Сб. № 26, М., 1970г.

3. Смирнов В.В., Яковлев Р.А. Обобщенное уравнение движения полосы при захвате с учетом упругости трансмиссии. Изв. вузов, Машиностроение, № 6, 1970г.

4. Смирнов В.В., Яковлев Р.А. Динамика переходных процессов движения полосы при захвате. Тезисы доклада на II-ой Всесоюзной конференции по прочности металлургических машин, г. Жданов 1969г.