

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ

На правах рукописи

асп. СУН ЧЖИ МИН (КНР)

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ И ПОВЫШЕНИЕ
НАДЕЖНОСТИ НАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ОБЖИМНЫХ СТАНОВ**

Специальность 05.16.08 — Машины и агрегаты
металлургического производства

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск, 1996

АВ 34.032

Работа выполнена на кафедре машин и агрегатов металлургического производства Государственной металлургической академии Украины.

ЛНБ України ім. В. Стефаника



00760234 (M)

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Цалко Валерий
Константинович

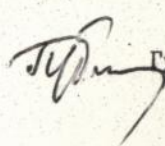
Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Большаков Вадим
Иванович;
кандидат технических наук,
профессор Смирнов Геннадий
Фелорович

Ведущее предприятие - металлургический завод им. Пет-
ровского, г. Днепропетровск

Защита состоится "11" июня 1996 года в 12³⁰ часов
на заседании Специализированного Совета (Д.03.11.02) в Государ-
ственной металлургической академии Украины, по адресу: 320635,
г. Днепропетровск, пр. Гагарина, 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке академии.

Автореферат разослан "26" апреля 1996 года.

И.О. Ученого секретаря'
Специализированного ученого совета,
доктор технических наук, профессор  Губинский В.И.



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Ускорение научно-технического процесса неразрывно связано с внедрением в производство последних достижений науки. Переход предприятий промышленности на рыночные отношения предъявляет повышенные требования к надежности работы оборудования и к снижению затрат на производство. Одним из путей снижения затрат на производство стального листа является совершенствование и разработка нового оборудования, в том числе и нажимных механизмов обжимных станов. Низкая надежность работы устройств для установки прокатных валков приводит к 20% простоев от общего времени ремонтов обжимных станов и сказывается на технико-экономических показателях работы последних.

Актуальность исследований, направленных на совершенствование этих устройств, подтверждается непрерывным ростом затрат на их ремонты. Рост этих затрат в первую очередь связан с повышением стоимости металла, идущего на ремонтные нужды. К настоящему времени созданные на Украине и за рубежом нажимные механизмы не удовлетворяют современным задачам, требуют новых конструктивных решений.

Цель работы. Дальнейшее развитие вопросов совершенствования конструктивных решений винтовых пар и новых методик определения их основных параметров с целью повышения надежности и эффективности их работы.

Общая методика выполнения работы. Результаты работы получены на основе комплексных теоретических и экспериментальных исследований взаимосвязей конструктивных и эксплуатационных параметров элементов нажимных механизмов обжимных станов. Экспериментальные исследования проводились на слябинге "II50" комбината "Запорожсталь" с применением современных измерительных приборов, оборудования и аппаратуры. Результаты экспериментов обработаны с помощью методов математической статистики.

В работе использованы положения математической статистики, дифференциального исчисления, метода итерационных вычислений, теоретической механики, сопротивления материалов, а также положение гидравлики. Правильность основных теоретических положений и построенных математических моделей подтверждалась экспериментально.

На защиту выносятся:

- определение реальных нагрузок нажимных винтов во время их перемещения;

- методика определения рациональных габаритов масляной полости нажимного винта с гидростатическим эффектом;
- методика оценки влияния изменения угла наклона рабочих поверхностей резьбы во время эксплуатации передач "винт - гайка" на затраты в её эксплуатации;
- методика выбора оптимального передаточного отношения электропривода нажимных устройств обжимных станов по критерию максимума производительности стана;
- методика оценки возможных погрешностей результатов анализа стойкости нажимных гаек, вызванных ограниченным количеством экспериментальных данных, с помощью доверительных интервалов.
- методика определения рациональных размеров диафрагмы мешдозы для замеров усилий переуравновешивания прокатного валка.

Научная новизна работы заключается в разработке методик выбора геометрических размеров элементов нажимного винта с гидростатическим эффектом, оптимальных параметров профиля резьбы передачи "винт-гайка" с учетом изменения её угла наклона в ходе их эксплуатации по критерию минимума удельных затрат на эксплуатацию, а также выбора оптимального передаточного числа электропривода нажимного устройства по критерию максимума производительности стана.

Практическая ценность и реализация результатов работы. Предложенные в работе рекомендации по выбору оптимальных параметров профиля резьбы передачи "винт-гайка" с учетом изменения её угла наклона во время их эксплуатации, оптимального передаточного числа электропривода нажимного механизма обжимных станов, определения рациональных конструктивных параметров масляной полости нажимного винта с гидростатическим эффектом в момент окончания каждого прохода заготовки позволяют создать новые устройства с высокими механическими характеристиками.

Результаты работы могут быть использованы при рабочем проектировании механизма для перемещения рабочего валка обжимных станов. Ожидаемый экономический эффект в результате внедрения указанных разработок даст около 5,6-16,9% снижения удельных затрат на эксплуатацию и около 1,8% повышения производительности прокатного стана, в целом.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на заседании научно-технического Совета металлургического

комбината "Запорожсталь" и расширенном заседании кафедры машин и агрегатов металлургического производства Государственной металлургической академии Украины (Днепропетровск, 1995).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 3 печатных работах.

Структура и объём работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав и заключения, библиографического списка и приложений. Работа изложена на 112 страницах машинописного текста, содержит 35 рисунков, 4 таблицы и 3 приложения на 18 страницах. Список литературы включает 110 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

I. АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРИВУДОВ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВАЛКОВ

Общая задача интенсификации работы металлургического оборудования выдвигает требования по повышению эксплуатационной надежности, точности установки валков и быстрдействию нажимного устройства обжимных станков. Исследованием этих вопросов занимаются многие научно-исследовательские институты и конструкторские бюро: ВНИИМЕТМАШ; ВНИИМЕХ ЧЕРМЕТ; Уральский завод тяжелого машиностроения. В других странах интенсивные работы по их совершенствованию ведутся фирмами: "Mannesman - Demag-Sack", "Schloemann - Siemens", "Синиплон сэйтэцу", "Clesim". Весомый вклад в успешное решение этой проблемы внесли Целков А.И., Сафонов В.И., Харламов В.В. и многие другие.

На основе анализа существующих конструкций нажимных устройств мы пришли к выводу о необходимости их дальнейшего совершенствования. Потому что эти конструктивные решения не полностью отвечают современной задаче и преодолеть существующие недостатки. Особенно, совершенствование методов выбора важных конструктивных параметров нажимных устройств с учетом особенностей их реальной работы необходимо и актуально.

Проведенный анализ экспериментальной надежности устройств для перемещения рабочих валков позволил определить, что наименее надежными элементами являются нажимной винт и гайка. На основе обработки дополнительных экспериментальных данных нами получены более точные зависимости, описывающие изменения величины износа гаек во время их эксплуатации (по сравнению с результатами, изложенными в работе Клевцова О.М.). С помощью доверительных интервалов нами разработана

методика оценки возможных погрешностей результатов анализа стойкости гаек вызванных ограниченным количеством экспериментальных данных.

Таким образом, в диссертационной работе сформулирован ряд задач, решение которых создаёт предпосылки для совершенствования механизмов перемещения рабочего вала и выбора их режимов эксплуатации.

2. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МЕСДОЗЫ ДЛЯ ЗАМЕРОВ УСИЛИЙ ПЕРЕУРАВНОВЕШИВАНИЯ ПРОКАТНОГО ВАЛКА И ВЫБОР ЕЁ КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ

Надежность работы и долговечность основных деталей нажимного устройства зависит от многих факторов, в том числе, от величины их нагрузений, которые можно условно разделить на нагрузки, действующие от переуравновешивания соответствующего вала и нагрузки, действующие в периоды прокатки слитков. Для замеров нагрузок при прокатке слитков имеется достаточно большое количество методик. Усилия от переуравновешивания валков, как правило, определялось при статическом положении прокатного вала расчетным путем. Такой подход к определению этих усилий не учитывает динамические процессы, происходящие при работе нажимного и уравнивающих устройств, и может привести к существенным погрешностям.

В связи с необходимостью оценки реального нагружения, действующего на нажимные винты во время его перемещения, нами были проведены экспериментальные исследования на горизонтальной клети слябинга "П150", которые потребовали создания новой конструкции месдозы. Разработанная нами месдоза для замеров усилий переуравновешивания имеет высокую чувствительность, позволяющую регистрировать сигналы при относительно небольших усилиях переуравновешивания; высокую нагрузочную способность, обеспечивающую её прочность при прокатке слитков, необходимую жесткость, обеспечивающую прокатку металла в заданных допусках.

Основной деталью месдозы является диафрагма, представляющая собой закрепленную по наружному контуру круглую пластину, работающую на изгиб в упругой зоне. Рациональные конструктивные размеры месдозы нами были определены по известной методике. Согласно этой методике максимальный про-

гиб и напряжения соответственно определяются по следующим формулам:

$$\omega(0) = \frac{F \delta_2^2}{\pi E h_2^3} (K_{\omega\delta} \bar{h}^3 \bar{\delta}^2 - K_{\omega\bar{m}} \bar{m} \bar{h}^3 \bar{\delta}^2 + K_{\omega\delta} \pi + K_{\omega\bar{m}} \bar{m}); \quad (1)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{h_2^2} (K'_{\sigma\delta} + \frac{\bar{m}}{\pi} K'_{\sigma\bar{m}}); \quad (2)$$

где δ и h - соответственно радиус и толщина круглой пластинки; K_{ω} , K_{σ} - безразмерные коэффициенты соответственно максимальных прогибов и напряжений; F - усилие переуравновешивания, $\bar{m} = -0,1546$. По конструктивным соображениям диск месдозы имеет следующие размеры: $\delta_2 = 192$ мм, $\delta_1 = 77$ мм, $\bar{h} = 0,4$.

С помощью нами разработанной месдозы определены усилия переуравновешивания верхнего вала. Экспериментально также определены давления жидкости в цилиндре уравновешивания верхнего шпинделя, и силы тока электродвигателя нажимного устройства. Результаты экспериментов позволили определить, что величина усилия переуравновешивания носит динамический характер и его максимальное значение достигает 360 кН. Именно максимальное значение этого усилия следует учитывать при проектировании новой конструкции нажимного устройства.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ И РЕЖИМОВ СМАЗКИ ВИНТОВЫХ ПАР НАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Известно, что эксплуатация нажимных механизмов обжимных станков характеризуется низкой долговечностью элементов передач "винт-гайка", которая вызвана высокой интенсивностью износа их поверхностей трения. Этот износ объясняется воздействием на резьбу высоких удельных давлений в периоды прокатки заготовок и низкой эффективностью смазывания в эти моменты работы трущихся поверхностей. Рабочие поверхности резьбы в этом случае испытывают упруго-пластическую и пластическую деформацию микронеровность поверхности резьбы винта под значительными нагрузками вдавливаются в бронзовую поверхность резьбы гайки. Поэтому после каждого прохода металла через валки в начальный момент вращения винта происходит процесс микро-резания с интенсивным износом материала поверхности резьбы гайки, сопровождаемый нагревом поверхности винта. Низкая эф-

фективность смазывания приводит к возникновению сухого и полусухого трения. В результате этого рабочие поверхности нажимного винта циклично нагреваются и на этих поверхностях образуются сетки трещин, усиливающие процесс микрорезания материала гайки.

Резко уменьшить этот процесс возможно путем осуществления подачи определенной порции жидкой смазки в зону контактируемых поверхностей нажимных винта и гайки сразу же после окончания прокатки заготовки. Такая задача была впервые поставлена и решена в диссертационной работе Клевцова О.М. Автором предложена конструкция нажимной гайки с гидростатическим эффектом, позволяющая резко сократить интенсивность износа поверхностей трения. Однако стойкость винта на много больше, чем гайки, поэтому устройство для порционной подачи смазки целесообразно разместить в нажимном винте, как в более долговечной детали передачи.

В связи с этим представляет интерес разработанная нами конструкция винта с двумя масляными полостями, соединенными вертикальным каналом с обратным клапаном. Смазка под низким давлением в нижнюю полость попадает через обратный клапан из трубопровода, подсоединенного к подпятнику. На рабочие поверхности резьбы смазка поступает из верхней полости. Для повышения гидростатического и смазывающего эффекта посредине рабочих поверхностей витков гайки выполняются неимеющие выхода к её торцам выточки.

Следует отметить, что необходимым условием работоспособности предлагаемой конструкции винта является не выход за габариты гайки смазочных каналов. В нашем случае это условие обеспечено тем, что высота гайки ($H_g = 850$ мм) больше максимально допустимого хода винта ($H_{\text{х.д.}} = 780 - 110 = 670$ мм). Когда высота гайки меньше максимально допустимого хода винта, работоспособность предлагаемого винта обеспечена установкой в каждом смазочном канале клапанов с подпружиненным шариком. Способ размещения смазочных каналов зависит от конкретного механизма и осуществляется по оси винта или в одной поперечной плоскости.

Принцип действия такого нажимного винта основан на использовании упругой деформации тела винта при его нагружении для получения высокого давления смазки и подачи этой смазки на рабочие поверхности резьбы в момент окончания прокатки.

Возможность создания такого давления в разработанном винте при прокатке заготовки и использование его для разъединения трущихся поверхностей подтвердились в работе Клевцова О.М.

Расчетная схема для определения рациональных габаритов масляной полости предлагаемого винта показана на рис. 1. Усилие P равномерно распределено по поперечному сечению винта и численно равно разности между усилием прокатки $P_{пр}$ и усилием переуравновешивания вала F_i , т.е. $P = (P_{пр} - F_i) / F_{сеч}$, где $F_{сеч}$ - площадь поперечного сечения нажимного винта. На внутреннюю поверхность нижней полости действует давление смазки, определяющееся снижением объема этой полости под действием усилия прокатки

$$q = \Delta V / k(V_1 + V_2); \quad (3)$$

где V_1, V_2 - объем смазки соответственно в нижней и верхней полостях;

k - коэффициент объемного сжатия.

Величина снижения объема нижней полости под действием усилия прокатки $P_{пр}$ определяется выражением

$$\Delta V = \pi L [(1 - \epsilon_0) U_g^2 - 2(1 - \epsilon_0) Y_g U_g - \epsilon_0 Y_g^2]; \quad (4)$$

где $\epsilon_0 = \frac{1}{E} \left[\frac{2MY_g^2}{Y_g^3 - Y_n^3} - P \right]$ - относительная деформация в осевом направлении винта,

$U_g = \frac{Y_g}{E} \left[(\mu - 1) \frac{Y_g^2}{Y_g^3 - Y_n^3} - (\mu + 1) \frac{Y_n^2}{Y_g^3 - Y_n^3} - P \right]$ - изменение радиуса нижней полости Y_g под действием $P_{пр}$ и q ; μ - коэффициент Пуассона материала винта; E - модуль упругости материала винта; L - длина нижней масляной полости.

Так как объем вытесняемой на поверхности резьбы смазки определяется снижением объема рассматриваемой полости, т.е.

$\Delta V_{см} = \Delta V \cdot V_2 / (V_1 + V_2)$, то максимальное изменение этого объема определим из условия $d(\Delta V) / dY_g = 0$, выполнив которое выражения, описывающие отношения между Y_g и q

$$A_1 Y_g^8 + A_2 Y_g^6 + A_3 Y_g^4 + A_4 Y_g^2 + A_5 = 0 \quad (5)$$

где $A_1 = FH - 2B_1 W - B_2$; $A_2 = B_2^2 C - FI - GH + B_1 M + 2B_3 W + 3B_1 W Y_n^2 + B_1 R + 3B_2 Y_n^3$; $A_3 = FJ + GI - 2B_5 BC - B_1 N - B_4 - B_1 M Y_n^2 - 3B_3 W Y_n^2 - B_1 W Y_n^4 - 2B_1 R Y_n^2 - 3B_2 Y_n^4$; $A_4 = B^2 C - FK - GJ + B_3 N + B_1 N Y_n^2 + B_4 Y_n^2 +$

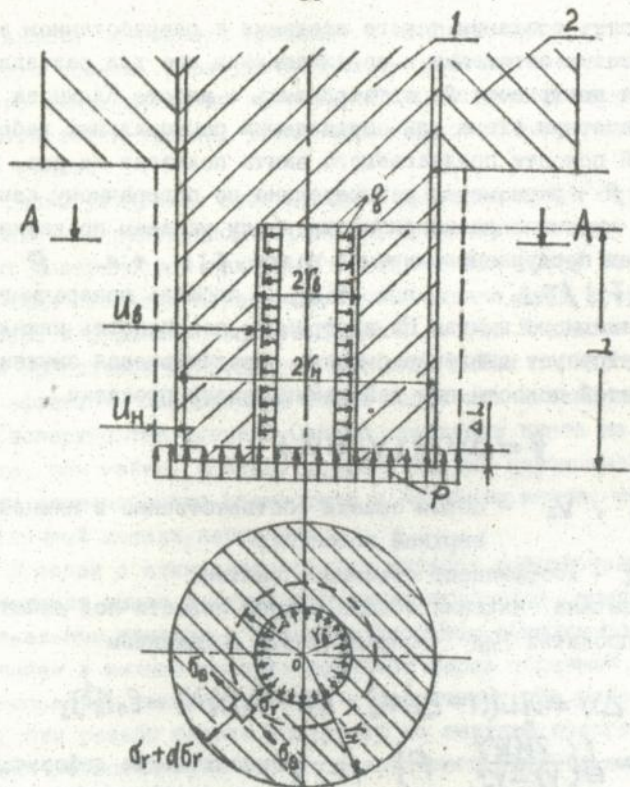


Рис. 1. Расчетная схема для определения изменения объема нижней полости: 1 - нажимной винт; 2 - нажимная гайка.

$$\begin{aligned}
 & + B_1 R \gamma_H^2 + B_2 W \gamma_H^2 + 2 B_3 R \gamma_H^2 + B_2 \gamma_H^6; A_5 = G K - B_3 N \gamma_H^2 - B_3 R \gamma_H^4; B = E \gamma_H^2 - N / \gamma_H^2; \\
 & B_1 = E F; B_2 = E^2 S; B_3 = E G; B_4 = B_3 M; B_5 = E - W; C = S \gamma_H^2 + P_{\max} / \pi; F = \\
 & 2 E - S; H = W^2; I = (5 \mu^2 - 6 \mu + 1) \delta^2 \gamma_H^2; G = 2 (E \gamma_H^2 + A); W = (\mu - 1) \delta; J = \\
 & (5 \mu^2 - 2 \mu - 3) \delta^2 \gamma_H^4 - 4 W A \gamma_H^2 - A^2; M = (4 \mu - 2) \delta \gamma_H^2 + A; K = H \gamma_H^6 - 2 (\mu + 1) A_1 \cdot \\
 & \delta \gamma_H^4 + A^2 \gamma_H^2; R = (\mu + 1) \delta \gamma_H^2 + A; N = (\mu + 1) \delta \gamma_H^4 - A \gamma_H^6; S = 4 \mu \delta; A = \\
 & P_{\max} / 2 \pi.
 \end{aligned}$$

Решение поставленной задачи нами осуществлялось при следующих условиях:

- суммарный объем масляных полостей ($V_1 + V_2$) задан;
- объем нижней полости V_1 задан при помощи вставленного в эту полость "твердого тела", объем верхней полости V_2

задан и не меняется при изменении давления этой полости - утечки смазки через резьбу отсутствуют.

Таким образом, оптимальный радиус нижней масляной полости, при котором объем смазки, вытесняемый на рабочие поверхности резьбы после окончания прокатки заготовки, будет максимальным, находится при совместном решении уравнений (3), (4) и (5).

Результаты математического моделирования позволили получить оптимальные параметры размеров масляной полости нажимного винта с гидростатическим эффектом. При усилии прокатки $P_{пр} = 14 \cdot 10^6 \text{ Н}$ объем вытесняемой за цикл нагружения смазки на рабочие поверхности резьбы составит $1,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, что является вполне достаточным для получения гидростатического эффекта.

Разработанная нами конструкция винта позволит резко сократить износ резьбы и, тем самым, увеличить долговечность передачи "винт-гайка".

4. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ УГЛА НАКЛОНА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РЕЗЬБЫ В ХОДЕ ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ЗАТРАТЫ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ПЕРЕДАЧ "ВИНТ-ГАЙКА"

Известно, что узлы передачи "винт-гайка" нажимных устройств являются быстроизнашиваемыми деталями. Их низкая стойкость требует частой замены последних. Очевидно, что конструктивные параметры винтовых пар значительно влияют на частоту таких замен, а, следовательно, и на затраты при эксплуатации узлов.

Подходы к определению конструктивных параметров передач "винт-гайка" обычно производятся на основании методов расчета, принятых в общем машиностроении. В нашем случае виртовая передача, установленная в нажимном устройстве, от обычного резьбового соединения существенно отличается. Поэтому при их проектировании необходимо учитывать реальные эксплуатационные особенности. Исходя из этого в диссертационной работе Клевцова О.М. предложена методика оптимизации параметров резьбы передачи "винт-гайка". В ходе расчета не был учтен фактор изменения угла наклона рабочих поверхностей резьбы гайки в процессе эксплуатации винтовых пар, оказывающий влияние на стойкость гаек.

С целью оценки влияния изменения угла наклона рабочих

поверхностей резьбы на удельные затраты при эксплуатации нами разработана методика выбора оптимальных параметров профиля резьбы, учитывающая изменение угла наклона.

При условии того, что износ резьбы винта и гайки из последовательно устанавливаемых гаек одновременно достигает минимально допустимых размеров, удельные затраты на эксплуатацию передачи "винт-гайка" Δ можно выразить следующим образом:

$$\Delta = \frac{I(K_r + K_g) + K_\delta}{\sum_{i=1}^k t_{ri}}; \quad (6)$$

где K_r , K_g , K_δ - соответственно затраты на изготовление гайки, винта, и установку узла в станину рабочей клетки;

t_{ri} - стойкость i -ой гайки; i - порядковый номер замены гайки; I - количество замен гаек приходящихся на один винт.

Изменение угла наклона рабочих поверхностей резьбы выражается следующим образом:

$$\beta_i = \beta_0 + \xi \left(T_\delta - \sum_{i=1}^k t_{ri} \right); \quad (7)$$

где β_0 - угол наклона рабочей поверхности профиля резьбы нового винта; ξ - коэффициент, характеризующий интенсивность изменения угла наклона.

Срок службы каждой из устанавливаемых на новый винт гайки определяется выражением:

$$t_{ri} = (B + CT_\delta) E^i; \quad (8)$$

где $B = [S - H_{ry} - H_{gy}/2 - \Delta_3 + L(\operatorname{tg} \alpha + \beta_0)/2 - a_0]/a_1$; $C = L\xi/2a_1$;

$E = a_1/(b + a_1 + L\xi/2)$; $T_\delta = B \sum_{i=1}^k E^i / (1 - C \sum_{i=1}^k E^i)$ - время службы винта.

Поэтому в нашем случае выражение (6) для определения удельных затрат на эксплуатацию угла принимает вид:

$$\Delta = (K_r + K_g) \frac{I + M}{B} \left(1 / \sum_{i=1}^k E^i - C \right); \quad (9)$$

высота первоначального профиля зуба резьбы нового винта должна быть

$$H_{\delta, \text{нов.}} = \frac{H_{ry}}{2} + \frac{Bb \sum_{i=1}^k E^i}{1 - C \sum_{i=1}^k E^i}; \quad (10)$$

а новых гаек

$$H_{г.нов.} = H_{г.у} - \frac{h}{2}(\operatorname{tg}\alpha + \beta_i) + a_0 + \frac{a_1 B E^i}{1 - C \frac{E^2}{E^1}}; \quad (II)$$

Таким образом, использование метода выбора оптимальных параметров резьбы с учетом изменения угла наклона её рабочих поверхностей позволит сократить удельные затраты при эксплуатации нажимного устройства на 5,6% - 16,9% по сравнению с методом без учета изменения этого угла наклона.

5. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА НАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА ОБЖИМНЫХ СТАНОВ

Одним из механизмов, оказывающих влияние на экономические показатели обжимного стана является устройство для перемещения рабочего вала. Существующие конструкции в полной мере не удовлетворяют поставленным требованиям и требуют дальнейшего совершенствования.

Практика показала, что на экономические показатели прокатного стана оказывают существенное влияние ряд факторов, в том числе, режим работы нажимного механизма, тесно связанный с передаточным отношением его редуктора. Для эффективного использования широких возможностей привода с электродвигателями постоянного тока в нашей работе рассмотрена задача выбора параметров электропривода механизма для перемещения рабочего вала по критерию максимальной производительности обжимного стана.

При суммарном времени перемещения нажимных винтов больше суммарного времени для возврата раскатов, производительность стана можно выразить следующим образом (наш случай).

$$g = 3600 \frac{n_0}{\sum_{j=1}^{\alpha} \frac{n_j}{Q}} \left[D_0 \left(A_j \sum_{\beta=2}^{\alpha} W_{\beta j} + B_j W_{n_j} \right) + \sum_{\beta=1}^{\alpha} t_{\beta j} + t_{y_{nj}} \right]; \quad (12)$$

при ограничениях, связанных с условиями возвратно-поступательного движения нажимного винта:

$$A_j D_0 \sum_{\beta=2}^{\alpha} W_{\beta j}^2 - B_j D_0 W_{n_j}^2 - 2 t_{y_{nj}} W_{n_j} = 0; \quad (13)$$

нагрева электродвигателя:

$$A_j D_0 [M_{ном}^2 K_1 \sum_{\beta=2}^{\alpha} \omega_{\beta} \delta_j - M_{ггj}^2 \sum_{\beta=2}^{\alpha} \omega_{\beta} \delta_j] + B_j D_0 [M_{нам}^2 K_1 \omega_{нj} - M_{гнj}^2 \omega_{нj}] + \\ + [M_{нам}^2 K_2 \sum_{\beta=1}^{\alpha} t_{п\beta j} + M_{нам}^2 t_{унj} - (\frac{M_{мех.н}}{i \cdot \eta})^2 t_{унj}] = 0; \quad (14)$$

точности установки вала:

$$|\frac{1}{2} B_j D_0 \omega_{нj}^2 S + t_{унj} \omega_{нj} S - \sum_{\beta=2}^{\alpha} \Delta \rho_{\beta j}| \leq (\alpha - 1) \delta; \quad (15)$$

электромеханического преобразования энергии и кинематическими условиями работы электродвигателя:

$$0 \leq M_{ггj} \leq M_{мак.}; \quad i \omega_{ггj} \leq \omega_{мак.}; \quad (16)$$

где

$$A_j = \frac{M_{ггj} i}{M_{ггj}^2 i^2 \eta^2 + M_{ггj} M_{мех.г} i (\eta^2 - 1) - M_{мех.г}^2 \eta};$$

$$B_j = \frac{M_{гнj} i}{M_{гнj}^2 i^2 \eta^2 + M_{гнj} M_{мех.н} i (\eta^2 - 1) - M_{мех.н}^2 \eta};$$

$$D_0 = (K_0 I_g i^2 + I_{мех.}) (1 + \eta^2);$$

Q - объём производства слабов в тоннах; Π_j - объём выпуска слэба данного сортамента; $t_{п\beta j}$, $t_{унj}$ - соответственно время паузы и движения винта с установившейся скоростью;

I_g , $I_{мех.}$ - соответственно моменты инерции якоря электродвигателя и движущихся деталей на валу нажимного винта; K_0 - коэффициент, учитывающий влияние остальных масс на валу электродвигателя; $M_{ггj}$, $M_{гнj}$ - моменты на валу электродвигателя соответственно при движении винта вниз и вверх; $M_{мех.}$ - момент сил сопротивления на валу винта; η - К.П.Д. передаточного механизма; $\omega_{\beta j}$, $\omega_{нj}$ - максимальная скорость вращения винта при β -ом проходе при прокатке слитка j -го сортамента соответственно при движении винта вниз и наверх; S - шаг резьбы; $M_{мак.}$, $M_{ном.}$, $\omega_{мак.}$ - соответственно максимально допустимый и номинальный момент на валу двигателя и максимальная скорость вращения двигателя;

$\Delta \rho_{\beta j}$ - теоретические обжатия при β -ом проходе для прокатки слитка j -го сортамента; δ - максимально допусти-

мое отклонение обжатия при каждом проходе; i - передаточное отношение электропривода.

Анализ объемов производства слябов дал основание утверждать, что отношения P_i/Q можно принять постоянными.

Поиск максимального значения функции f велся на ЭВМ по разработанному автором алгоритму. Расчет параметров электропривода механизма для перемещения рабочего валька, установленного в слябинге "И150", показал, что максимальная производительность стана достигается при передаточном числе редуктора $i_{opt} = 4.02$.

Когда суммарное время перемещения винтов меньше суммарного времени для возврата раската, в формуле (12) вместо времени $A_j D_0 \sum_{p=2}^n \omega p s_j$ необходимо подставить время для возврата слитков $\sum t_{с.с.}$. Решение такого уравнения для конкретного оборудования потребует дальнейшего экспериментального исследования.

Вышеизложенный подход к определению передаточного числа редуктора нажимного механизма обжимного стана с учетом всего сортамента прокатываемых слябов позволяет полностью использовать возможности электропривода по быстрдействию при постоянном передаточном числе механизма. Результаты моделирования позволяют сделать вывод о возможности повысить производительность обжимных станов на 2%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе обработки дополнительных экспериментальных данных о износе резьбы передач "винт-гайка" нажимных устройств получены ряды выражений, более точно описывающие величину установившегося износа нажимных гаек. Оценены возможные погрешности при определении стойкости нажимных гаек, вызванные ограниченным количеством экспериментальных данных, с помощью доверительных интервалов.

2. Предложена конструкция месдозы для замеров нагруженных нажимных винтов во время их перемещения. Определены конструктивные параметры месдозы на основе расчетов прочности и деформации, которые проверялись при тарировке на прессе. При этом в месдозе деформация контролируемой диафрагмы ограничивалась усилиями переуравновешивания.

3. Для слябинга "И150" установлены реальные нагружения

нажимных винтов во время их перемещения, давление жидкости в цилиндре уравнивания верхнего шпинделя, силы тока электродвигателя нажимного устройства. Результаты этих исследований показали, что усилия переуравнивания носят динамический характер, максимальное значение достигает 360 кН. Именно максимальное значение этого усилия следует учитывать при проектировании новой конструкции нажимного устройства.

4. Предложена конструкция нажимного винта с гидростатическим разъединением трущихся поверхностей винтовых пар. Для создания высокого давления жидкости в гидростатической нажимной паре предложено использовать упругую деформацию тела винта при его нагружении.

5. Разработана математическая модель, описывающая работу предложенного нажимного винта. Результаты моделирования позволили определить рациональные параметры конструкции и подтвердить её работоспособность.

6. С целью оценки влияния изменения угла наклона рабочих поверхностей резьбы на эксплуатационные затраты передач "винт-гайка" разработана методика выбора оптимальных размеров профиля резьбы по критерию минимума удельных затрат на эксплуатацию с учетом изменения этого угла наклона. Внедрение нажимного механизма с предложенными параметрами профиля резьбы позволит снизить затраты на их эксплуатацию на 5,6-16,8%.

7. Предложена методика выбора оптимального передаточного отношения электропривода нажимных устройств обжимных станков. В этом случае производительность стана может быть повышена на 2%.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Оптимизация параметров резьбы передач "винт-гайка" нажимных механизмов (Сун Чжи Мин, Цапко В.К., Махницкий И.Г., Клевцов О.М. и др. // *Металлург. и горнорудн. промышленность.* - 1995. - № 3. - С. 52-55.
2. Оценка достоверности результатов анализа интенсивности износа нажимных гаек слябинга "И150" к-та "Запорож-

сталь" / Сун Чжи Мин, Махницкий И.Г., Цапко В.К. Государственная металлургическая академия Украины. 1995. - 7 с. - Библиогр. 4 назв. - Рус. - Деп. в ГИТБ Украины. 15.02.96. № 545 - Ук - 1996.

3. Гидростатическое размыкание поверхностей трения передач "винт-гайка" нажимных механизмов /Сун Чжи Мин, В.К.Цапко, И.Г.Махницкий, В.И.Гриневиц // Металлургич. и горнорудн. пром-сть. - 1996. - № 1. - С. 58-60.

Сун Чжи Мин "Совершенствование и повышение надежности нажимных устройств обжимных станков"

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.16.08 - машины и агрегаты металлургического производства, Государственная металлургическая академия Украины. Днепропетровск. 1996.

Диссертационная работа является рукописью.

В диссертационной работе на основе обработки экспериментальных данных разработана методика оценки с помощью доверительных интервалов возможных погрешностей результатов анализа стойкости гаек, проанализировано влияние изменения угла наклона рабочих поверхностей резьбы на затраты при эксплуатации пар "винт-гайка", а также разработана новая конструкция винта, позволяющая повысить долговечность винтовых пар.

Модернизация нажимных устройств по выбору оптимального передаточного числа его редуктора позволит повысить производительность стана на 2%.

Song Zhi Ming: Improve ment and increase the reliability of pressuring mechanisms of the mill.

The thesis of the candidate of technical science in the field of machines and units of metallurgic production (speciality № 05.16.08). State metallurgical academy of Ukraine, Dnepropetrovsk, 1996.

In the course of thesis, on the basis of extra experimental research, have defined the wear of the pair "screw nut" and valuation of their possible error, the influence of change in the angle of inclination on operational cost of pair "screw nut".

Similarly, the new construction of screw nut has been developed with hydro static effects.

Modernization of pressuring mechanisms with the choice of optimum no of pedykter has allowed to increase the production by 2%.

宋志明



АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск В. І. Губинський

Підписано до друку 23.04.96. Формат 60x84/16. Папір друкарський. Офсетний друк. Умовн. друк. арк. 0,93. Умовн. фарб.-відб. 0,93. Тираж 100. Замовлення N 340. Замовлено. ВПОП "Дніпро", 320070, м. Дніпропетровськ, вул. Серова, 7.

446568

AB 34.732

AB 34.732