

6
A-61
МИНИСТЕРСТВО ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ СССР

ИНСТИТУТ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ

На правах рукописи

Инженер В.В. БЕРЕЖНОЙ

НЕКОТОРЫЕ ЗАДАЧИ ДИНАМИКИ ГИДРОПРИВОДА
ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

(№ 05.183 – Технологическое оборудование
металлургических заводов)

Автореферат

диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1971

Работа выполнена в Институте черной металлургии Министерства черной металлургии СССР, экспериментальные исследования проводились на Нижнеднепровском трубопрокатном заводе имени К.Либкнехта.

Научный руководитель член-корреспондент АН УССР доктор технических наук, профессор С.Н.КОЖЕВНИКОВ.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук профессор В.Н.ПОТУРАЕВ,
кандидат технических наук Г.Ф.СМИРНОВ.

Ведущее предприятие – Никопольский Южнотрубный завод.

Автореферат разослан "17" сентяб 1971 года.

Защита диссертации состоится после 20. X. 1971 года на заседании Ученого совета Института черной металлургии.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Института.

Отзыв просим направлять в двух экземплярах по адресу: 320005, г.Днепропетровск, Институт черной металлургии МЧМ СССР.

Ученый секретарь Совета
канд. техн. наук

В.Л.Павлов

В В Е Д Е Н И Е

В настоящее время гидропривод широко применяется в различных отраслях промышленности благодаря ряду присущих ему положительных свойств, главным образом, большого быстродействия и высокой точности останова подвижных частей.

В металлургической промышленности гидропривод наибольшее распространение нашел в прокатном производстве.

Непрерывный рост производства проката и связанное с ним увеличение скоростных и силовых характеристик основных и вспомогательных механизмов прокатных станков, рост их динамической нагруженности – требуют более глубокого изучения динамики этих механизмов, в частности, гидропривода.

Вопросам динамики гидропривода посвящены работы многих советских и зарубежных ученых, в частности, Н.Е.Жуковского, И.А.Чарного, Б.В.Розанова, А.М.Тарко, М.Гийона, Л.Бержерона. Однако основы теории гидропривода разработаны в настоящее время применительно к металлообрабатывающим станкам, отдельным агрегатным системам легкого типа, сравнительно тихоходным гидравлическим прессам и т.п.

Отличительной особенностью гидропривода металлургических машин является большая мощность, значительные подвижные массы и высокие расходы рабочей жидкости. Отсутствие стройной теоретической базы для расчета и конструирования гидравлических механизмов этих машин приводит во многих случаях к ошибкам при проектировании и, как следствие, к частым поломкам гидроприводов, некачественной их работе, заниженному быстродействию. В связи с этим в области гидравлических приводов тяжелых машин вопросы динамики, выбора опти-

мальных параметров по максимальному быстродействию и разработка надежных тормозных устройств приобретают первоочередное значение.

Настоящая работа посвящена решению этих задач применительно к гидроприводу прокатных станов.

При решении поставленных задач применялись, в основном, аналитические методы. Экспериментальное исследование привлекалось для проверки предложенных методов расчета, а также для уточнения коэффициентов гидравлических сопротивлений.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОПРИВОДЕ БЕЗ УЧЕТА УПРУГОСТИ ЖИДКОСТИ И ТРУБОПРОВОДОВ

Основы расчета динамических процессов в гидравлических системах без учета сжимаемости жидкости рассмотрены в работах многих авторов. При этом зависимости для перемещения, скорости и времени срабатывания гидропривода находятся из уравнений движения, записанных в форме Даламбера или Лагранжа второго рода.

Однако правильный анализ или синтез гидропривода с помощью этих уравнений возможен лишь при достаточно точном определении их коэффициентов. Кроме того, для правильного выбора главного параметра привода - площади поршня (плунжера) при синтезе гидравлических механизмов важно, чтобы эти коэффициенты были выражены через этот параметр.

Одним из факторов, который обычно не совсем точно учитывается при синтезе гидравлических механизмов, является зависимость силы трения в уплотнениях от площади поршня (плунжеров). Как показывает совместный анализ коэффициентов трения и параметров различных типов уплотнений металлургических гидромеханизмов, сила трения T_p , пропорциональная давлению жидкости p , может быть

выражена через движущую силу pF

$$T_p = (0,1 \div 0,4)pF.$$

Здесь F - площадь поршня (плунжера или штока).

При расчетах целесообразно принять некоторое определенное значение этой силы, например, $T_p = 0,3pF$, что позволяет получить достаточно точные зависимости для различных параметров, характеризующих работу гидропривода. Определенный интерес, особенно для синтеза гидравлических механизмов, представляет полученная зависимость времени срабатывания гидропривода от хода x поршня (плунжера):

$$t = \frac{m}{\sqrt{-\alpha d}} \ln \left(e^{\frac{\alpha x}{m}} + \sqrt{e^{\frac{2\alpha x}{m}} - 1} \right), \quad (I)$$

где $m = m_m + \kappa F^2$ - приведенная масса гидропривода,
 m_m - масса подвижных механических частей,
 F - площадь поршня (плунжера) со стороны напорной магистрали,

$$\kappa = \rho \left(\sum_{i=1}^n \frac{l_{ni}}{f_{ni}} + \varphi^2 \sum \frac{l_{ci}}{f_{ci}} \right),$$

$$\alpha = \frac{F^3}{\beta^2}, \quad \frac{1}{\beta^2} = 0,7 \xi_n + (1 \pm 0,3) \varphi^3 \xi_c,$$

$$d = -F \left[0,7 p_0 - (1 \pm 0,3) \varphi p_{cl} - \frac{R}{F} \right],$$

$$\xi_n = 0,5 \rho \left(\sum_{i=1}^n \frac{\xi_{ni}}{f_{ni}^2} + \sum_{j=1}^m \frac{\lambda_{ni}}{f_{ni}^2} \frac{l_{ni} + l_{nj}}{d_{ni}} \right),$$

$$\xi_c = 0,5 \rho \left(\sum_{i=1}^n \frac{\xi_{ci}}{f_{ci}^2} + \sum_{j=1}^m \frac{\lambda_{ci}}{f_{ci}^2} \frac{l_{ci} + l_{cj}}{d_{ci}} \right), \quad l_3 = \frac{d}{\lambda} \sum_{j=1}^m \xi_j,$$

f_i, ξ_i, l_i - площадь проходного сечения, коэффициент местного сопротивления и длина i -го участка трубопровода;

d, λ - диаметр и коэффициент, зависящий от шероховатости трубопровода;

ρ - плотность жидкости;

p_0, p_{cl} - давление в источнике питания и на сливе;

R - внешняя нагрузка;

φ - отношения площадей поршня (плунжеров) со стороны сливной и напорной магистралей.

Здесь в выражениях для ξ_n и ξ_c первое слагаемое относится к участкам трубопровода с ламинарным, а второе - с турбулентным режимами течения жидкости; в выражениях для β и d в круглых скобках принимается плюс для плунжерных, минус - для поршневых гидроприводов; индексы "н" и "с" относятся соответственно к трубопроводам напорной и сливной магистралей.

Из выражений для коэффициентов α и d , полученных для фазы разгона, следует, что учет усредненной силы трения, представленной в зависимости от движущих сил, значительно изменил величины этих коэффициентов.

Для фазы торможения гидропривода эти коэффициенты получены в несколько другом виде. Решение уравнений движения этой фазы в работе приведено для наиболее распространенных в прокатном производстве типов гидротормозов.

Путем исследования зависимости (1) получено уравнение для определения оптимальной площади поршня:

$$yG = B\sqrt{1 - e^{-2y}}, \quad (2)$$

где $y = \frac{Fs^3}{m\beta^2}$, $G = \frac{(3m_m + \kappa F^2)(1,4p_0F - 2R)}{m_m(2,8p_0F - 3R) + \kappa F^2R}$, $B = \ln(e^y + \sqrt{e^{2y} - 1})$,

S - заданный ход поршня (плунжера).

Решение уравнения (2) рассмотрено как для частных, так и для общего случаев нагрузки гидропривода.

При инерционной нагрузке ($R=0$, $m_m=0$) параметр y изменяется в интервале $0 < y < 1,16$, что позволяет правую часть уравнения (2) заменить с высокой точностью параболой $1,9372y - 0,40556y^2$ и уравнение (2) преобразовать к более простому виду:

$$\Phi^4 + \sqrt{5,238182 \cdot \lambda} \Phi^3 + \Phi^2 - 55,428 = 0, \quad (3)$$

где

$$\Phi = \frac{F}{0,3544} \sqrt{\frac{\kappa}{m_m}}, \quad \lambda = \frac{m_m S^2}{\kappa^3 \beta^4},$$

тогда

$$F = 0,3544 \Phi \sqrt{\frac{m_m}{\kappa}}.$$

Для определения величины Φ в интервале $0 < \lambda \leq 10^5$ построена специальная номограмма. При $\lambda \geq 10^5$ оптимальная площадь F поршня определяется выражением

$$F = 1,05 \sqrt{\frac{m_m \beta^2}{S}}.$$

Для чисто технологической постоянной нагрузки ($m_m=0$, $R=const$) величина y изменяется в диапазоне $0 < y < \infty$. Целесообразно в этом случае диапазон разбить на два участка ($0 < y \leq 1,16$ и $1,16 < y < \infty$) и для первого из них правую часть уравнения (2) заменить той же параболой, что и выше, а для второго - пренебречь в уравнении (2) величиной e^{-2y} , малой по сравнению с единицей.

В результате такого упрощения получено:

1) для первого участка ($\theta = \frac{0,7p_0 \kappa \beta^2}{SR} \geq 1,5$)

$$F = \frac{5,6246 \cdot \theta}{2\theta + 0,40556} \cdot \frac{R}{\rho};$$

2) для второго участка ($\theta < 1,5$)

$$F = \frac{R}{\rho} (1,07 + 0,84 \sqrt{1,63 + \theta}).$$

Более точные результаты для второго участка можно получить из выражения

$$F = \frac{\omega}{0,7} \frac{R}{\rho},$$

где величина ω находится по номограмме в зависимости от θ .

Для общего случая нагрузки ($m_m \neq 0$, $R \neq 0$) величина y изменяется в том же диапазоне, что и для чисто технологической постоянной нагрузки.

В данном случае диапазон изменения величины y также разбит на два указанные выше участка и для каждого из них аналогичным образом произведены упрощения, в результате чего для первого участка получено алгебраическое уравнение пятой, а для второго участка — четвертой степени относительно площади F . Решение этих уравнений производится известными методами.

II. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ С УЧЕТОМ СЖИМАЕМОСТИ ЖИДКОСТИ

Вопросы расчета гидравлических систем с учетом сжимаемости жидкости в настоящее время приобретают все большую актуальность.

Известно, что в реальных гидравлических системах масса жидкости распределена по длине трубопроводов. Обычно при определении динамических нагрузок в линиях гидропередач таких систем массу жидкости разбивают на ряд дискретных масс, связанных между собой

податливыми элементами и рассматривают трубопровод как многомассовую систему.

Недостатком такого метода является то, что для получения высокой точности результатов необходимо массу жидкости разбивать на большое количество масс, а это в значительной степени усложняет решение даже на электронных вычислительных машинах.

В связи с этим применяют прямые методы расчета систем с распределенными массами. Одним из них является метод Фурье, который в настоящей работе положен в основу анализа сложных гидравлических систем.

Известно, что процесс изменения давления p в трубопроводе описывается волновым уравнением

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + 2h \frac{\partial p}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = Y, \quad (4)$$

где $Y = -\frac{a^2}{F} \frac{\partial f(x,t)}{\partial x}$; $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$; E — модуль упругости;

ρ — плотность жидкости; t — время; x — координата трубопровода; $f(x,t)$ — внешняя нагрузка, отнесенная к единице длины трубопровода; F — площадь сечения, к которому приложена внешняя нагрузка; h — коэффициент гидравлического сопротивления.

Решение уравнения (4) при $Y=0$ имеет вид:

$$p = e^{-ht} \sum_{i=1}^{\infty} (A_i \cos q_i t + B_i \sin q_i t) \sin \left(\frac{\beta_i x}{a} + \omega_i \right), \quad (5)$$

где $\omega_i = \arctg \frac{C_i}{D_i}$; $e^{-ht} (A_i \cos q_i t + B_i \sin q_i t) = T_i$; $\sin \left(\frac{\beta_i x}{a} + \omega_i \right) = X_i$;

$q_i = \sqrt{\beta_i^2 - h^2}$; A_i, B_i и C_i, D_i — коэффициенты, определяющиеся из начальных и граничных условий; β_i — собственная частота i -ой

формы колебаний.

При определении коэффициентов A_i , B_i , C_i и D_i приняты следующие допущения:

1) ввиду того, что демпфирующие силы на стыках произвольных двух (или нескольких) участков линейных систем невелики, то ими можно пренебречь ($h=0$), тогда

$$\frac{\partial v}{\partial t} \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{и} \quad \ddot{T}_i \approx -\beta_i^2 T_i,$$

где U - скорость жидкости на участке;

2) жидкость в трубопроводе работает в пределах ее упругости и не претерпевает разрыва при кратковременном падении давления ниже атмосферного.

С учетом этих допущений из граничных условий для общего случая, каким является расположение поршня на стыке двух участков трубопровода, в работе получено общее частотное уравнение:

$$\frac{1}{\alpha_{1i} \frac{m_{v1}}{m_1} - \text{ctg}(\alpha_{1i} + \omega_{1i})} + \frac{\varphi^2 \frac{F_1}{F_2}}{\alpha_{2i} \frac{m_{v2}}{m_2} + \text{ctg} \omega_{2i}} = \alpha_{1i} \frac{m_{o1}}{m_1} = \alpha_{2i} \frac{m_{o2} F_1}{F_2} \quad (6)$$

Здесь

$$\text{ctg}(\alpha_{1i} + \omega_{1i}) = \frac{\alpha}{\beta_i} \frac{\dot{X}_{1i}^H}{X_{1i}^H}; \quad \text{ctg} \omega_{2i} = \frac{\alpha}{\beta_i} \frac{\dot{X}_{2i}^H}{X_{2i}^H}; \quad \alpha_{1i} = \frac{\beta_i t_1}{\alpha};$$

$$\alpha_{2i} = \frac{\beta_i t_2}{\alpha}; \quad m_{o1} = m_o \left(\frac{F_1}{F_o} \right)^2; \quad m_{o2} = m_o \left(\frac{F_2}{F_o} \right)^2;$$

m_o, F_o - масса поршня и его левая активная площадь; m_1 и m_2 , F_1 и F_2 - массы жидкости в трубопроводах слева и справа от поршня и соответствующие им проходные сечения трубопроводов; m_{v1}, m_{v2} - массы жидкости в левой и правой полостях цилиндра; φ - отношение активных площадей поршня справа и слева; X^H, X^K - значений функ-

ций X для начала и конца участков.

Для более простых граничных условий, например, если поршень расположен в начале или конце трубопроводов, с учетом и без учета дискретных емкостей, частотные уравнения получены непосредственно из уравнения (6). Получены также частотные уравнения для разветвлений трубопроводов.

Решение трансцендентных частотных уравнений целесообразно производить методом проб с помощью номограммы, которая позволяет при заданных значениях α и $\text{ctg}(\alpha + \omega)$ находить величины ω .

Заключительным этапом решения волновых уравнений является определение коэффициентов A_i и B_i выражения (5) для заданных начальных условий. При этом определенную сложность представляет нахождение условия ортогональности функций X для сложных систем.

Для рассмотренной в работе достаточно общей гидравлической системы, состоящей из r последовательно расположенных участков, в конце которых имеется ответвление трубопроводов A, B и C , условие ортогональности получено в виде:

$$W_{o1} + \sum_{n=2}^r \frac{F_n}{F_1} \frac{X_{1i}^H \dots X_{n-1,j}^H}{X_{2i}^H \dots X_{nj}^H} W_n + \frac{X_{1i}^H \dots X_{r-1,j}^H}{X_{2i}^H \dots X_{rj}^H} \left(\frac{F_A}{F_1} \frac{X_{ri}^H}{X_{Ai}^H} \frac{X_{rj}^H}{X_{Aj}^H} W_{oA} + \right. \\ \left. + \frac{F_B}{F_1} \frac{X_{ri}^H}{X_{Bi}^H} \frac{X_{rj}^H}{X_{Bj}^H} W_{oB} + \frac{F_C}{F_1} \frac{X_{ri}^H}{X_{Ci}^H} \frac{X_{rj}^H}{X_{Cj}^H} W_{oC} \right) = 0, \quad (7)$$

где $W_{o1} = N_1 X_{1i}^H X_{1j}^H + W_1$; $W_1 = \int_0^{t_1} \dot{X}_{1i} \dot{X}_{1j} dx$; $W_{oA} = N_A X_{Ai}^H X_{Aj}^H + W_A$ и т.д.; N_1, N_A, N_B, N_C - величины, определяющиеся граничными условиями на концах трубопроводов. Так, если гидроцилиндры имеются в начале первого из последовательно расположенных участков трубопровода и в конце трубопроводов B и C , а трубопровод A закрыт, эти величины соответственно равны:

$$N_1 = \frac{m_1}{l_1 m_{01}}, \quad N_A = 0, \quad N_B = \frac{m_B}{l_B m_{0B}}, \quad N_C = \frac{m_C}{l_C m_{0C}}.$$

Здесь m_1, m_B, m_C - массы жидкости в соответствующих трубопроводах; m_{01}, m_{0B}, m_{0C} - приведенные к сечениям трубопроводов массы поршней (например, $m_{01} = m_0 \frac{F_1^2}{F_0^2}$).

Совместное рассмотрение выражений (7) и начальных условий

$$p = \varphi(x) \quad \text{и} \quad \frac{\partial p}{\partial t} = -E \frac{\partial v}{\partial x} = \psi(x) \quad \text{при} \quad t=0,$$

предварительно разложенных в ряды по формам собственных колебаний X для каждого участка, позволяет исключить все функции X при $i \neq j$ и определить, таким образом, коэффициенты A_i и B_i .

Для первого участка трубопровода выражение коэффициента A_i получено в виде:

$$A_{ii} = \frac{1}{\sum W} \left\{ N_1 X_{ii}'' \varphi_1'' + \sum_{n=1}^r \frac{F_n}{F_1} \frac{X_{ii}'' \dots X_{n-1,i}''}{X_{2i}'' \dots X_{ni}''} \int_0^{l_n} \dot{\varphi}(x_n) \dot{X}_{ni} dx + \right. \\ \left. + \frac{X_{ii}'' \dots X_{r-1,i}''}{X_{2i}'' \dots X_{ri}''} \sum_{\epsilon=A}^C \frac{F_\epsilon}{F_1} \left[\int_0^{l_\epsilon} \dot{\varphi}(x_\epsilon) \frac{\dot{X}_{\epsilon i}}{X_{\epsilon i}''} dx + \frac{X_{\epsilon i}'' N_\epsilon \varphi_\epsilon''}{X_{\epsilon i}''} \right] \right\}, \quad (8)$$

$$\text{где} \quad \sum W = N_1 (X_{ii}'')^2 + \sum_{n=1}^r \frac{F_n}{F_1} \left(\frac{X_{ii}'' \dots X_{n-1,i}''}{X_{2i}'' \dots X_{ni}''} \right)^2 \int_0^{l_n} \dot{X}_{ni}^2 dx + \\ + \left(\frac{X_{ii}'' \dots X_{r-1,i}''}{X_{2i}'' \dots X_{ri}''} \right)^2 \sum_{\epsilon=A}^C \frac{F_\epsilon}{F_1} \left[\int_0^{l_\epsilon} \left(\frac{\dot{X}_{\epsilon i}}{X_{\epsilon i}''} \right)^2 dx + \left(\frac{X_{\epsilon i}''}{X_{\epsilon i}''} \right)^2 N_\epsilon \right],$$

$$\frac{X_{ii}'' \dots X_{n-1,i}''}{X_{2i}'' \dots X_{ni}''} = 1 \quad \text{при} \quad n=1.$$

Аналогичное выражение получено для коэффициента B_{ii} .

В связи с принятыми допущениями коэффициенты сопротивлений h_n для различных участков трубопровода не вошли в частотные уравнения и, следовательно, не отразились в выражениях для A_i и B_i . Но так как коэффициенты A_i и B_i в решении (5) согласно выражению (8) и выражению для B_{ii} являются приведенными в данном случае к первому участку, то величины h_n также должны быть приведены к тому же участку.

В первом приближении для открытых концов трубопровода приведенную величину h можно определить из суммарных потерь давления как для несжимаемой жидкости, а для закрытого одного конца - как при линейном изменении расходов жидкости в трубопроводе.

При наличии внешней нагрузки переходные процессы в системе описываются неоднородным дифференциальным уравнением в частных производных вида (4), решение которого производится известным методом.

III. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ КОНКРЕТНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Предложенные выше методы динамического расчета гидроприводов нашли практическое применение при исследовании ряда гидравлических механизмов, в частности, при модернизации гидроприводов подъемного рольганга и упорно-регулирующего механизма выходной стороны прошивного стана трубопрокатной установки 200, а также при модернизации гидропривода верхнего наклонного вала колесопркатного стана.

Необходимость исследования выходной стороны прошивного стана возникла в пусковой период трубопрокатной установки 200, когда

указанные механизмы являлись узким местом в линии горячей прокатки труб. Экспериментально установлено, что время работы этих гидравлических механизмов составляло 43% времени цикла прокатки, при этом на подъем и опускание рольганга приходилось 5,4 сек, или 21% общего времени.

Сложность теоретического исследования гидропривода подъемного рольганга заключалась в том, что приведенные подвижные массы являлись переменными и поэтому расчеты необходимо было проводить численным методом. Результаты экспериментального исследования, проведенного после модернизации рольганга, достаточно хорошо совпали с теоретическими результатами, полученными с учетом сил трения в уплотнениях, что послужило основанием для широкого применения предложенного метода расчета при исследовании других гидромеханизмов.

Исследование упорно-регулирующего механизма с целью увеличения его быстродействия и надежности в работе показало, что необходимо создание нового гидроцилиндра с уменьшенной приведенной массой подвижных частей. Конструкция такого гидроцилиндра была разработана и внедрена на заводе.

Реконструкция выходной стороны прошивного стана позволила повысить его производительность более, чем на 10%.

Исследования гидравлических механизмов колесопркатного стана показали, что наиболее тихоходным является гидропривод верхнего наклонного вала. Предложенные рекомендации по модернизации этого гидропривода направлены на повышение производительности стана. При этом только за счет колес большого диаметра, сдерживающих темп прокатки, производительность можно повысить более, чем на 1%.

Для экспериментальной проверки предложенного в работе метода

расчета сложных гидравлических систем с учетом распределенных масс жидкости была изготовлена физическая модель. Результаты исследований, проведенных на этой установке, с высокой точностью совпали с аналитическими расчетами.

Определенный интерес представляет исследование варианта физической модели, состоящего из двух гидроцилиндров, которые соединены сложным трубопроводом.

Если исследовать эту гидросистему обычными методами (с оценкой погрешности по частоте основного тона), то расчетную схему можно представить двухмассовой, пренебрегая при этом второй и более высокими формами колебаний.

Исследование с помощью волновых уравнений показывает, что по амплитуде вторая форма колебаний соизмерима с первой и, следовательно, пренебрежение второй формой приведет к двукратной ошибке. Это также подтверждается экспериментально. Приведенный пример подтверждает необходимость исследования сложных гидравлических систем с учетом распределенных масс, а также ценность предложенного графо-аналитического метода расчета.

ВЫВОДЫ

1. Анализ коэффициентов трения и параметров уплотняющих элементов показывает, что выражение для силы трения можно привести к виду, наиболее удобному для решения задач синтеза гидропривода. При этом полученное обобщенное выражение для этой силы может быть применено и для упрощенного анализа различных гидроприводов.

2. При расчете тормозных устройств обычно исходят из условий постоянного ускорения или постоянного давления жидкости при торможении. Однако такой метод создания тормозных устройств приводит

к тому, что в начальный период торможения больших масс металлургических гидроприводов возникают значительные пиковые давления, которые отрицательно влияют как на закон торможения, так и на долговечность тормозных устройств. В связи с этим необходимо обеспечивать плавное нарастание давления в тормозных устройствах за счет создания специальных входных конусов.

3. Для создания наиболее быстроходного гидропривода при заданном давлении жидкости в источнике питания и известных параметрах подводящего и отводящего трубопроводов необходимо находить оптимальное значение площади поршня (плунжеров) по предложенной методике.

4. При расчетах сложных линейных систем с учетом распределенных масс жидкости волновые уравнения наиболее просто решать методом Фурье. При этом решение уравнений сложных систем может быть сведено к решению для однородного трубопровода.

5. Для определения частот собственных колебаний целесообразно использовать частотные уравнения, приведенные в работе для типовых граничных условий. Решение этих уравнений удобно производить методом проб с помощью предложенной номограммы.

6. Предложенные методы расчета, проверенные экспериментально и практикой проектирования гидравлических механизмов выходной стороны прошивного стана и на физической модели, могут быть рекомендованы научно-исследовательским и проектно-конструкторским организациям при проведении работ, связанных с анализом и синтезом гидроприводов в различных отраслях промышленности.

Основное содержание работы опубликовано в статьях:

1. В.Ф.Пешат, А.М.Иоффе, В.В.Бережной, Е.С.Мухопад, В.А.Сергиеня. Исследование и определение параметров гидропривода упорно-регулирующего механизма прошивного стана, об. "Модернизация и автоматизация оборудования трубопрокатных станов", труды ИЧМ, т. XX, "Металлургия", 1965.
2. А.В.Праздников, В.Ф.Пешат, А.М.Иоффе, В.В.Бережной, В.А.Сергиеня, Г.А.Бибик, И.З.Шифрин, А.И.Козловский, Н.И.Попов. Исследование и модернизация механизмов трубопрокатного стана 200, об. "Модернизация и автоматизация прокатных станов", труды ИЧМ, т. XXII, "Металлургия", 1967.
3. В.Ф.Пешат, А.М.Иоффе, В.В.Бережной, Е.С.Мухопад. Динамический расчет гидравлических механизмов с переменной приведенной массой, об. "Механика машин", вып. 5-6, М., "Наука", 1967.
4. В.Ф.Пешат, В.В.Бережной, Е.С.Мухопад. Экспериментальное исследование гидромеханизмов колесопроекатного стана, об. "Гидропривод и гидропневмоавтоматика", № 3, К., "Техника", 1968.
5. С.Н.Кожеников, А.В.Праздников, В.В.Бережной. Определение собственных частот линейных систем с распределенными массами, об. "Динамика металлургических машин", труды ИЧМ, т. XXXI, "Металлургия", 1969.

Материалы диссертации докладывались на:

1. IU Всесоюзном Собрании по основным проблемам теории машин и механизмов, г. Киев, 1964 г.
2. Научном семинаре отдела металлургического машиноведения Института черной металлургии ИЧМ СССР, г. Днепропетровск, 1971 г.