

ИИ449363
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

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

На правах рукописи
УДК 621.979.134.06

Беляев Сергей Иванович

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ
И ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ДВУХ- И ЧЕТЫРЕХКРИВОШИПНЫХ
ЛИСТОШТАМПОВЫХ ПРЕССОВ

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
кандидат технических наук

Москва - 1986

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор Богданов Э.Ф.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор дивов Л.И.

- кандидат технических наук, доцент Ларионов Н.М.

Ведущее предприятие - НПО "Кузмаш".

Защита диссертации состоится "23" марта 1987 г.
в 14³⁰ час на заседании специализированного совета
053.15.13 в Московском высшем техническом училище им. Н.Э.
Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Ваш отзыв в 1-м экземпляре, заверенный печатью, просим
выслать по указанному адресу.

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

Автор _____

1987 г.

Учен
спе
к.т

Мубин И.Н.

М 449363

Л-6336
подп. к не
Тир. 100 экз.

Актуальность проблемы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года" предусмотрено снизить удельную металлоемкость машин и оборудования на 12-18 процентов и их удельную энергоемкость на 7-12 процентов.

В станкостроительной промышленности решение этих задач особенно важно при создании кузнечно-прессового оборудования в связи с опережающим ростом его изготовления. Значительно увеличивается выпуск тяжелых и уникальных кузнечно-прессовых машин, в том числе кривошипных листоштамповочных прессов.

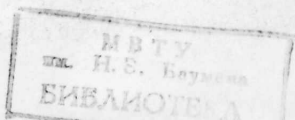
Одной из основных проблем повышения качества тяжелых листоштамповочных прессов является разработка экономичных систем привода, в большинстве случаев определяющих металлоемкость и энергопотребление прессов в целом.

Для привода листоштамповочных прессов характерно большое разнообразие конструктивных вариантов. Наибольшее значение при этом имеют структурные отличия приводов. Разработка оптимальных структур привода наряду с расчетом оптимальных параметров позволяет улучшить основные показатели качества более чем на 15 процентов, в том числе увеличить эффективный к.п.д. пресса, уменьшить массу привода, повысить надежность муфты и тормоза.

Развитие методов оптимального расчета имеет особую актуальность в связи с внедрением систем автоматизированного проектирования (САПР). Модули оптимизации обеспечивают достижение основных целей создания САПР - повышение технико-экономического уровня выпускаемой продукции и повышение эффективности объектов проектирования.

Создание программных модулей расчета оптимальных структур и параметров привода кривошипных прессов требует разработки собственной стратегии оптимизации, в связи с тем, что традиционные методы не позволяют получить решение за конечное число шагов. По этой причине до настоящего времени отсутствуют расчеты структуры и части параметров привода, в том числе передаточного числа зубчатых передач ведомой части привода, оказывающего первостепенное влияние на значения показателей качества.

Цель исследования состоит в разработке программных модулей



и методики расчета оптимальных структур и параметров привода тяжелых двух- и четырехкривошипных листоштамповочных прессов простого действия.

Научная новизна. Разработаны обобщенная динамическая и математическая модели тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов с различными структурами приводов.

Определена взаимосвязь энергозатрат в приводе при изменении его структуры и параметров.

Разработана методика расчета передаточного числа зубчатых передач ведомой части привода, включающая однокритериальную оптимизацию каждого из параметров привода относительно этого числа и выбор наилучшего значения передаточного числа зубчатых передач ведомой части привода на основе анализа критериальных кривых, рассчитанных для оптимальных сочетаний параметров привода во всем диапазоне существования передаточного числа зубчатых передач.

Основные научные положения, подлежащие защите:

1. Методика оптимизации параметров привода, включающая приведение многокритериальной задачи оптимизации параметров к последовательности однокритериальных задач и их решение относительно передаточного числа зубчатых передач ведомой части привода.

2. Методика определения оптимальной структуры на основе сравнения наилучших сочетаний параметров привода, ограниченных в пределах одного типоразмера муфты и тормоза для каждой оптимизируемой структуры.

Методы исследования. При теоретическом исследовании проводился кинематический и энергетический анализ тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов с различными структурами на основе математического моделирования переходных процессов в течение полного цикла работы пресса.

Решение дифференциальных уравнений, входящих в состав разработанной математической модели, проводилось численным методом Хемминга с использованием ЭВМ ЕС 1055М.

При оптимизации параметров привода применялся метод покоординатного спуска и метод эвристических приемов.

Правомерность допущений, принятых при математическом моделировании, подтверждена экспериментальными исследованиями, которые проводились на действующих серийных кривошипных прессах с

использованием электрических методов измерения механических величин и с применением современных приборов, а также электронно-усилительной и регистрирующей аппаратуры.

Практическая ценность. Разработанные программы использованы для расчета на ЭВМ оптимальных структур и параметров привода прессов, создаваемых ПО "Воронежтяжмехпресс". Реализация расчетов при проектировании восемнадцати прессов позволяет сократить массу приводов на 70 т и потребление электроэнергии при эксплуатации прессов на 1,5 млн. кВт·ч в год.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на научных семинарах кафедры "Машины и автоматизация обработки давлением" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1982-1984 г., на всесоюзном семинаре "Эффективное использование средств автоматизации и вычислительной техники в холодной штамповке" в г. Пензе в 1985 г., на семинаре "Конструирование и расчет кузнечно-прессового оборудования" в г. Воронеже в 1986 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 статьи и сделан отчет по хозяйственной работе.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы и приложений. Она изложена на 110 страницах машинописного текста, содержит 44 рис., 4 таблицы, список литературы из 104 наименований и 20 страниц приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении обоснована актуальность работы, ее цель, научная новизна и основные научные положения, выносимые на защиту.

Первая глава содержит обзор работ, посвященных разработке и анализу схем приводов и методов расчета параметров приводов.

Характерной особенностью тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов является большое число вариантов конструктивных схем, используемых при построении привода. Наибольшее влияние на технико-экономические показатели привода, в том числе на его металло- и энергоемкость, оказывают структурные отличия вариантов.

Вопросы определения структуры привода рассматривались в работах Л.И. Живова, В.Н. Тынникова, Е.Н. Ланского, В.И. Балаганского и Э.Ф. Богданова, который сформулировал задачу определения

оптимальной структуры привода. Из данной формулировки следует, что решение задачи должно производиться по системе требований, оговаривающей работоспособность структур и их качество, оцениваемое при оптимальных значениях параметров привода.

В соответствии с принятым в настоящее время делением привода кривошипных прессов на электропривод и передаточный механизм зубчатый редуктор, работы по расчету параметров привода делятся на две группы. Работы первой группы имеют своей целью расчет параметров электропривода. Существенный вклад в их развитие внесли А.Т.Голован, Л.Б.Гейлер, Г.И.Глаголев, И.Д.Харизоменов, В.П.Механик, А.А.Банкетов, Э.Ф.Богданов, А.А.Боков, Г.М.Каялов, В.А.Кулагин, Н.Н.Пожидаев, И.А.Ремих, О.М.Соснин, В.А.Стоколов, А.И.Фрейнд и др.

Вторая группа объединяет работы по расчету параметров зубчатого редуктора. К ним относятся труды В.Н.Тынянова, И.Н.Филькина, В.В.Магазинера и др.

Из методов расчета параметров электропривода в последнее время получили развитие оптимизационные методы, которые позволяют определять оптимальные параметры на основе численного решения дифференциальных уравнений движения привода и перебора возможных сочетаний параметров. Состав дифференциальных уравнений движения зависит от выбранной расчетной схемы.

Для привода кривошипных прессов разработаны одно-, двух- и многомассовые расчетные схемы с жесткими, упругими или упруго-диссипативными связями, с зазорами или без зазоров. Выбор расчетной схемы, а также построение системы критериев, ограничений и стратегии оптимизации, необходимых для разработки оптимизационных методов, производится на основе изучения свойств привода.

Методы расчета параметров зубчатых редукторов привода кривошипных прессов основываются на аналитических способах определения параметров по условиям наименьшей массы, инерционности или габаритов редукторов.

Описанные методы расчета (как для электропривода, так и для зубчатого редуктора) решают задачу определения параметров отдельных элементов привода по условию их качества. Раздельный расчет элементов не позволяет определять параметры, влияющие на показатели качества нескольких элементов и всего привода в целом.

На основе проведенного анализа работ и в соответствии с поставленной целью определены следующие задачи исследования:

1. Разработать систему требований к построению привода тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов и определить на ее основе исходный набор структур и алгоритм поиска оптимальной структуры привода.

2. Разработать математические модели приводов тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов с различными структурами.

3. Экспериментально проверить соответствие моделируемых переходных процессов в приводе кривошипных прессов реальным.

4. Провести теоретическое исследование энергобаланса и критериев качества привода при различных сочетаниях структуры и параметров привода.

5. Разработать программные модули и научно-обоснованную методику расчета оптимальных структур и параметров привода кривошипных прессов.

Во второй главе разработана система требований к построению привода и сформирован исходный набор структур привода.

Система требований включает в себя исходные данные для проектирования и показатели качества привода. В соответствии с исходными данными привод должен обеспечивать работу пресса в режиме, определенном технической характеристикой и технологическим процессом; иметь возможность функциональной и геометрической связи с другими механизмами пресса; включать в свой состав элементы с нормированными параметрами.

К показателям качества отнесены к.п.д. пресса, металлоемкость и габариты привода, долговечность муфты и тормоза.

На основе структурного анализа привода тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов определены возможные варианты построения его структуры. Проверка вариантов на соответствие системе требований позволили сформировать исходный набор структур привода из восьми структур, построенных с использованием двухступенчатых зубчатых редукторов.

С целью локализации области поиска в пределах минимально возможного числа эффективных вариантов привода проведен анализ показателей массы, момента инерции и объема зубчатых редукторов, входящих в состав исходных структур привода. Выделены три варианта структур, которые обладают наилучшими показателями массы, момента инерции и габаритов зубчатых редукторов.

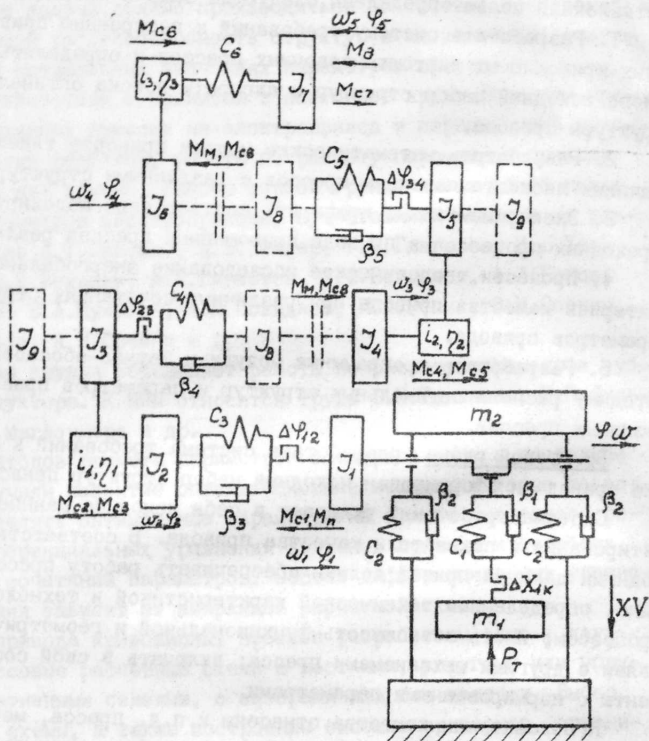


Рис. I. Многомассовая динамическая модель пресса с упруго-диссипативными связями и зазорами.

Третья глава посвящена разработке динамической модели привода, моделированию работы привода и экспериментальной проверке результатов моделирования.

Обобщенная динамическая модель привода и пресса (рис. I) представлена в виде маховых J_i и поступательно движущихся масс m_i , соединенных безинерционными кинематическими и упруго-диссипативными связями с зазорами. Свойства упругих связей учтены коэффициентами жесткости C_i и коэффициентами пропорциональности моментов вязкого трения β_i . Модель учитывает угловые зазоры в соединениях зубчатых передач и приведенный зазор большой головки шатуна $\Delta \varphi_{ij}$, а также суммарный линейный зазор в сочленениях исполнительного механизма ΔX_{ik} . Параметрами кинематических связей модели являются передаточные отношения i_i и коэффициенты полезного действия η_i зубчатых и ременных передач.

К силовым факторам модели относятся: момент двигателя M_d , моменты сопротивления холостого хода M_{ci} , момент M_M , передаваемый муфтой, усилие технологической операции P_T .

Моделирование цикла работы привода проводилось при его разделении на пять периодов: I период - включение муфты; II период - разгон привода до начала рабочего хода; III период - рабочий ход; IV период - разгон привода до выключения муфты; V период - разгон ведущей части привода после включения муфты.

Задача структурно-параметрической оптимизации привода, решаемая в настоящем исследовании, связана с перебором порядка тысячи сочетаний параметров для каждого из которых должно производиться моделирование установившегося цикла работы привода. С целью сокращения объема расчетов проведено исследование переходных процессов в приводе на полной динамической модели и на ряде упрощенных моделей, которое показало, что полная динамическая модель может быть заменена на упрощенную многомассовую упругую модель, получаемую путем исключения зазоров ($\Delta \varphi_{ij} = 0$), диссипации ($\beta_i = 0$) и упругой связи C_3 .

Движение сосредоточенных масс многомассовой упругой модели описывается системой поперiodных уравнений:

Первый период:

$$\frac{dw_6}{dt} = \frac{M_M - M_2 - M_{св}}{J_8} ; \quad (I)$$

$$\frac{d\omega_5}{dt} = \frac{M_2 - M_3 - M_{c7}}{J_7} ; \quad (2)$$

$$\frac{d\omega_4}{dt} = \frac{M_3 - M_M - M_{c6}}{J_6} ; \quad (3)$$

$$\frac{d\omega_3}{dt} = \frac{(M_2 - M_{c5} n_{\omega 2}) i_2 \eta_2 K_2 - (M_{c4} + M_1) n_{K1}}{(J_5 n_{\omega 2} + J_9) i_2^2 \eta_2 K_2 + J_4 n_{K2}} ; \quad (4)$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{(M_1 n_{K2} - M_{c3} n_{\omega 1}) i_1 \eta_1 K_1 - M_{c2} n_{K1} - M_{c1} - M_n}{J_3 n_{\omega 1} i_1^2 \eta_1 K_1 + J_2 n_{K1} + J_1} ; \quad (5)$$

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{P_1 + G_1 - F_{vp}}{m_1} ; \quad (6)$$

$$\frac{dV_2}{dt} = \frac{G_2 - P_1 - P_2}{m_2} . \quad (7)$$

Второй и четвертый периоды:

уравнения (2); (5)-(7);

$$\frac{d\omega_4}{dt} = \frac{M_6 i_3 \eta_3 - M_2 - M_{c6} - M_{c8}}{J_6 + J_8} ; \quad (8)$$

$$\frac{d\omega_3}{dt} = \frac{(M_2' - M_{c5} n_{\omega 2}) i_2 \eta_2 K_2 - (M_1 + M_{c4}) n_{K1}}{(J_5 n_{\omega 2} + J_9) i_2^2 \eta_2 K_2 + J_4 n_{K2}} . \quad (9)$$

Третий период:

уравнения (2); (8); (9); (5); (7);

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{P_1 + G_1 - F_{vp} - P_T}{m_1} . \quad (10)$$

Пятый период:

уравнение (2);

$$\frac{d\omega_4}{dt} = \frac{M_3 i_3 \eta_3 - M_{c6}}{J_6} , \quad (11)$$

где $K_i = \begin{cases} 1 & \text{— при прямом потоке энергии;} \\ \frac{1}{\eta^2} & \text{— при обратном потоке энергии;} \\ M_i, P_i & \text{— моменты и усилия в упругих связях;} \end{cases}$

M_n - крутящий момент на тихоходных колесах передаваемый от кривошипно-ползунного механизма;

$P_{ур}$ - усилие от уравнивателя ползуна;

G_i - сила веса поступательно движущихся масс;

Π_{ki}, Π_{mi} - количество колес и шестерен i -той ступени зубчатого редуктора.

В случае, когда муфта расположена на промежуточном валу, уравнения движения записываются аналогично, с учетом изменений в уравнениях, включающих силовые и инерционные характеристики муфты и тормоза.

Сравнительный анализ результатов моделирования многомассовой упругой и двухмассовой жесткой моделей показал, что при расчете полного цикла работы привода наиболее рациональным с точки зрения объема и точности вычислений является моделирование I и III периодов работы привода с помощью многомассовой динамической модели с упругими связями, а II, IV и V периодов - с помощью жесткой двухмассовой модели.

Расчет первого периода по жесткой двухмассовой модели дает погрешность, величина которой возрастает с увеличением отношения максимального крутящего момента муфты к работе на разгон ведомой части муфты.

Экспериментальные исследования приводов проведены с целью проверки соответствия моделируемых процессов реальным. Представлены методика проведения экспериментов, используемая аппаратура и схема ее подключения, результаты тарировок.

Значения кинематических и энергетических характеристик работы привода прессов К460 (усилием 0,63 МН) и К4039А (усилием 8 МН), полученные экспериментальным путем, отличаются не более, чем на 9 % от значений, полученных в результате моделирования.

Сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследований позволили сделать вывод, что разработанная динамическая модель достаточно точно описывает кинематику и энергетику привода листоштамповочных прессов и может быть использована для дальнейшего теоретического исследования.

В четвертой главе для определения взаимосвязи энергетических процессов в приводе проведен анализ баланса энергозатрат, который представлен в виде суммы следующих основных составляющих:

$$A_{ц} = A_{деф} + A_{т} + A_{у} + A_{зр} + A_{х} + A_{м} + A_{р} + A_{дв}, \quad (12)$$

где $A_{ц}$ - энергия, потребляемая из сети за один цикл работы пресса;

$A_{деф}$ - работа пластической деформации;

$A_{у}$ - потери энергии на упругую деформацию деталей пресса и трение в исполнительном механизме, связанные с совершением технологической операции;

$A_{зр}$ - потери энергии, связанные с передачей крутящего момента зубчатой и ременной передачами;

$A_{х}$ - потери энергии на преодоление моментов сопротивления холостого хода;

$A_{м}, A_{р}$ - потери энергии на трение фрикционных элементов и разгон ведомых частей привода при включении муфты;

$A_{дв}$ - потери энергии в электродвигателе.

При исследовании энергобаланса приводов с различными сочетаниями структуры и параметров возникает необходимость пересчета параметров динамической модели. В связи с этим определены зависимости, по которым на каждом шаге варьирования параметров осуществляется синтез параметров динамической модели привода.

Исследование энергобаланса показало:

1. Величина энергозатрат при варьировании момента инерции маховика зависит от изменения потерь на преодоление сил сопротивления холостого хода и потерь энергии в двигателе, суммарная величина которых имеет один минимум.

Момент инерции маховика, соответствующий минимальным энергозатратам в приводе, не превышает значения, получаемого из условия, что работа технологической операции совершается за счет снижения угловой скорости маховика до номинальной величины.

2. При увеличении критического скольжения двигателя потери энергии на преодоление сил сопротивления холостого хода, включение муфты и нагрев двигателя снижаются, а суммарные потери в двигателе возрастают.

3. При расположении муфты на быстроходном валу рациональные с точки зрения энергоемкости привода передаточные числа тихоходной ступени зубчатого редуктора расположены между числом, при котором момент инерции редуктора минимален и средним арифметическим от этого числа и от числа, соответствующего минимуму массы редуктора.

4. Энергозатраты в приводе с муфтой, расположенной на промежуточном валу остаются практически постоянными при всех значениях передаточного числа быстроходной ступени зубчатого редуктора при условии, что каждому значению передаточного числа поставлены в соответствие оптимальные по энергоемкости момент инерции маховика и критическое скольжение двигателя.

5. Увеличение передаточного числа зубчатых передач ведомой части привода в пределах одного типоразмера муфты и тормоза при рациональных значениях остальных параметров приводит к росту всех энергозатрат в приводе тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов.

На основе результатов проведенного исследования разработаны приемы поиска параметров, наилучших с точки зрения энергоемкости привода.

В пятой главе проведено исследование зависимости критериев качества привода от его параметров и разработана методика расчета оптимальной структуры и параметров привода.

Формирование критериев для задачи оптимизации произведено на основе разработанной системы требований к построению привода. В соответствии с ней критериями оптимальности выбраны:

1. Максимальный эффективный к.п.д. пресса $(\eta)_{\max}$.
2. Минимальная масса привода $(M)_{\min}$.
3. Минимальный габарит привода по высоте $(H)_{\min}$.
4. Максимальный срок службы муфты и тормоза $(D_M)_{\max}$
 $(D_T)_{\max}$.

Рассмотрение привода как совокупности структурных элементов позволило составить набор параметров, определение которых необходимо и достаточно для полного решения задачи параметрической оптимизации привода, включающий:

1. Передаточное число тихоходной ступени зубчатого редуктора U_1 .
2. Передаточное число быстроходной ступени зубчатого редуктора U_2 .
3. Момент инерции маховика $J_{\max}$.
4. Критическое скольжение двигателя S_k .

Исследование зависимости критериев качества от параметров привода показало, что многокритериальная задача оптимизации параметров привода может быть приведена к последовательности однокритериальных задач, решаемых относительно передаточного числа

ведомой части привода. Под передаточным числом ведомой части привода подразумевается передаточное число зубчатых передач, расположенных между муфтой и ведущими звеньями исполнительного механизма.

При этом оптимальное критическое скольжение двигателя определяется по наибольшему к.п.д. пресса, а момент инерции маховика — по фиксированной уступке от наибольшего к.п.д. в сторону меньших значений момента инерции маховика.

Оптимальным значением передаточного числа тихоходной ступени зубчатого редуктора при расположении муфты на быстроходном валу является среднее арифметическое между числом, соответствующим минимальному моменту инерции зубчатого редуктора, и числом, при котором масса редуктора имеет минимум. Оптимальным значением передаточного числа быстроходной ступени зубчатого редуктора при расположении муфты на промежуточном валу является среднее арифметическое между числом, соответствующим минимуму массы зубчатого редуктора, и числом, при котором масса всего привода имеет минимум.

Для расчета приближенного значения передаточного числа быстроходной ступени зубчатого редуктора U_{2K} , соответствующего минимуму массы привода, выведена зависимость:

$$(U_1, U_{2M})^{6/5} \left(\frac{1}{[U_1(U_{2K} - \Delta U_2)]^{6/5}} - \frac{1}{(U_1, U_{2K})^{6/5}} \right) - \delta_M = 0, \quad (13)$$

где U_{2M} — передаточное число быстроходной ступени зубчатого редуктора, соответствующее минимуму массы этой ступени:

$$U_{2M} = \sqrt[3]{B(1 + \sqrt{1 - \frac{B}{27}})} + \sqrt[3]{B(1 - \sqrt{1 - \frac{B}{27}})} ;$$

$$B = \frac{n_{ш2} C_{ш2}}{n_{к2} C_{к2}} ;$$

$n_{к2}, n_{ш2}$ — число колес и шестерен в быстроходной ступени зубчатого редуктора;

$C_{к2}, C_{ш2}$ — конструктивные коэффициенты, представляющие отношение действительной массы быстроходных колес и шестерен к массе сплошных дисков, диаметр которых равен диаметру быстроходных колес и шестерен;

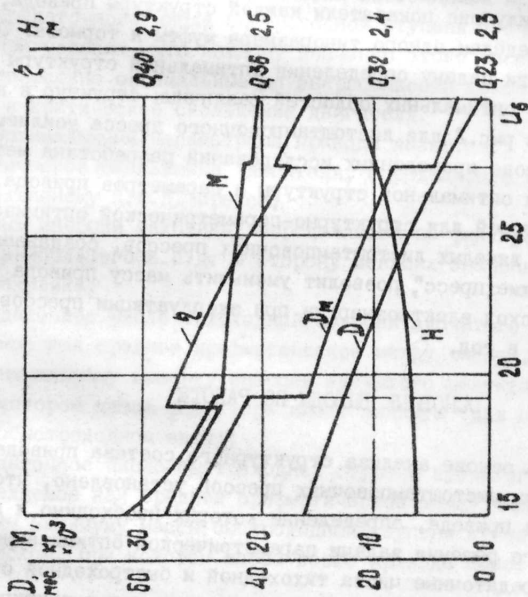


Рис. 2. Зависимость критериев качества привода от передаточного числа ведомой части привода.

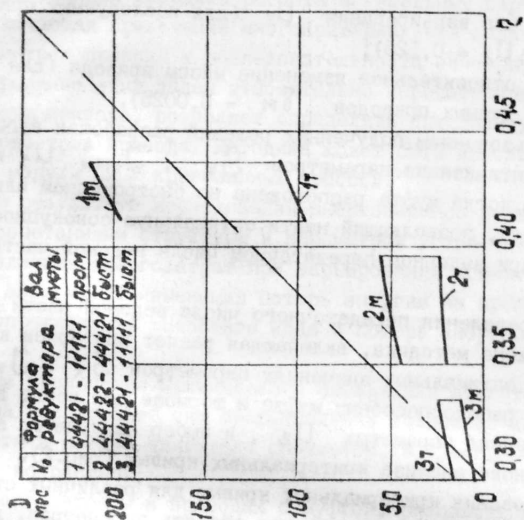


Рис. 3. Оптимальные области параметров основных оптимизируемых структур привода.

ΔU_2 - шаг варьирования U_2 (для исследуемых приводов $\Delta U_2 = 0,125$);

$\delta_{мх}$ - относительное изменение массы привода (для исследуемых приводов $\delta_{м} = 0,0025$).

С использованием полученных решений разработан алгоритм совместной оптимизации параметров S_k , $J_{мх}$, U_1 или U_2 (для случаев, когда муфта расположена на быстроходном или промежуточном валу), позволяющий найти оптимальную совокупность этих параметров при заданном передаточном числе ведомой части привода.

Для определения передаточного числа ведомой части привода U_B предложена методика, включающая расчет критериев качества привода при оптимальных значениях параметров S_k , $J_{мх}$, U_1 или U_2 и работоспособных муфте и тормозе для всего диапазона существования параметра U_B , и выбор наилучшего значения U_B на основе анализа критериальных кривых (рис.2).

Исследования критериальных кривых для различных структур привода показало, что оптимальная область параметров, характеризующая наилучшие показатели каждой структуры привода, ограничена в пределах одного типоразмера муфты и тормоза. Это позволяет свести задачу определения оптимальной структуры привода к сравнению оптимальных областей различных структур в виде, показанном на рис.3 для листоштамповочного пресса усилием 8 МН.

На основе проведенных исследований разработана методика определения оптимальной структуры и параметров привода, использование которой для структурно-параметрической оптимизации восемнадцати тяжелых листоштамповочных прессов, создаваемых ПО "Воронежтяжмехпресс", позволит уменьшить массу привода на 70 т и снизить расход электроэнергии при эксплуатации прессов на 1,5 млн. кВт·ч в год.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

I. На основе анализа структурного состава привода тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов установлено, что в число параметров привода, определение которых необходимо и достаточно для полного решения задачи параметрической оптимизации привода, входят передаточные числа тихоходной и быстроходной ступеней зубчатого редуктора, момент инерции маховика и критическое

скольжение двигателя.

2. Разработанная методика расчета оптимальных параметров привода, включающая приведение многокритериальной задачи оптимизации параметров привода к последовательности однокритериальных задач и решение этих задач относительно передаточного числа ведомой части привода, позволяет определять оптимальную совокупность параметров привода. Методика может быть использована в качестве модуля САПР кривошипных прессов.

3. В результате исследования энергобаланса приводов с различными сочетаниями структуры и параметров установлено, что:

- величина энергозатрат при варьировании момента инерции маховика зависит от изменения потерь энергии на преодоление моментов сопротивления холостого хода и потерь энергии в двигателе;

- при увеличении критического скольжения двигателя потери энергии на преодоление сил сопротивления холостого хода, включение муфты и нагрев двигателя снижаются, а суммарные потери в двигателе возрастают;

- энергозатраты в приводах с муфтой, расположенной на промежуточном валу, остаются практически постоянными при всех значениях передаточного числа быстроходной ступени зубчатого редуктора при условии, что каждому значению этого числа поставлены в соответствие оптимальные по энергоемкости момент инерции маховика и критическое скольжение двигателя.

4. Оптимальными параметрами привода являются:

- критическое скольжение двигателя, определяемое по наибольшему эффективному к.п.д. пресса;

- момент инерции маховика, определяемый по фиксированной уступке от наибольшего к.п.д. в сторону меньших значений момента инерции маховика;

- передаточное число тихоходной ступени зубчатого редуктора, определяемое как среднее арифметическое между числом, соответствующим минимальному моменту инерции зубчатого редуктора, и числом, при котором масса редуктора имеет минимум (для структур с муфтой на быстроходном валу);

- передаточное число быстроходной ступени зубчатого редуктора, определяемое как среднее арифметическое между числом, соответствующим минимуму массы быстроходной ступени зубчатого редуктора, и числом, при котором масса всего привода имеет минимум

(для структур с муфтой на промежуточном валу).

5. Разработанный алгоритм и программа расчета зависимости критериев качества привода от передаточного числа ведомой части привода позволяет определять его оптимальное значение путем анализа критериальных кривых.

6. Оптимальная область параметров, характеризующая наилучшие показатели качества каждой структуры привода, ограничена в пределах одного типоразмера муфты и тормоза.

7. Исходный набор оптимизируемых структур двух- и четырехкривошипных листоштамповочных прессов состоит из трех основных структур, обладающих наилучшими показателями массы, момента инерции и объема двухступенчатых зубчатых редукторов, и пяти конкурирующих структур.

8. Разработанная методика расчета оптимальной структуры привода позволяет определять структуру и параметры привода, при которых показатели металло- и энергоемкости привода и долговечности муфты и тормоза имеют наилучшее значение.

9. Ожидаемый экономический эффект от структурно-параметрической оптимизации восемнадцати двух- и четырехкривошипных листоштамповочных прессов, создаваемых ПО "Воронежтяжмехпресс", составляет 60 тыс. рублей.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. Беляев С.И., Богданов Э.Ф., Тынянов В.Н. К расчету общего передаточного числа зубчатого редуктора тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов / МВТУ им. Н.Э. Баумана. - М., 1983. - 8 с. Деп. в НИИмаш 02.02.84, № 51мп-Д84.

2. Беляев С.И., Богданов Э.Ф., Тынянов В.Н. Сравнительный анализ приводов тяжелых кривошипных листоштамповочных прессов по показателям массы, момента инерции и габаритов зубчатых редукторов / МВТУ им. Н.Э. Баумана. - М., 1984. - 12 с. Деп. в ВНИИТЭМР 29.08.84, № 261мп-84Деп.

3. Тынянов В.Н., Богданов Э.Ф., Беляев С.И. Зубчатые приводы с наименьшими габаритами для кривошипных прессов / Ред. журн. "Кузн.-штам. пр-во". - М., 1984. - II с. Деп. в ВНИИТЭМР 21.12.84, № 349мп-84Деп.

Велиз

