

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

На правах рукописи



Байгузин Марсель Раисович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ
ГИЛЬОТИННЫХ НОЖНИЦ НА ОСНОВЕ РАЗВИТИЯ МЕТОДИКИ ИХ
РАСЧЕТА**

Специальность 2.5.21. Машины, агрегаты и технологические процессы

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель –
Терентьев Дмитрий Вячеславович,
доктор технических наук, доцент

Магнитогорск – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ СТАНИНЫ, ПРИВОДА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ГИЛЬОТИННЫХ НОЖНИЦ. ВЫБОР НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ	13
1.1 Классификация машин для резки проката.....	13
1.2 Общие сведения о различных приводах гильотинных ножниц.....	16
1.2.1 Анализ различных систем управления металлургических гильотинных ножниц с гидроприводом.....	18
1.2.2 Анализ систем управления двухцилиндровых прессовых установок с гидроприводом.....	26
1.3 Анализ исследований процесса резки проката наклонными ножами (гильотинными ножницами).....	41
1.4 Анализ конструкций станин гильотинных ножниц.....	43
1.5 Выводы.....	44
ГЛАВА 2 ВЫБОР ВИДА И СХЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ГИЛЬОТИННЫХ НОЖНИЦ	46
2.1 Выбор вида гидропривода.....	46
2.2 Выбор схемы управления насосным редукторно–мультипликаторным приводом.....	52
2.2.1 Конструктивные элементы сдвоенных гидравлических мультипликаторов и редукторов.....	52
2.2.2 Схема привода с отдельными редуктором и мультипликатором периодического действия.....	63
2.2.3 Схема привода с блочным редукторно–мультипликатором периодического действия.....	66
2.2.4 Схема привода с отдельными простыми редуктором периодического действия и мультипликатором	

непрерывного действия.....	68
2.2.5 Схема привода с блочным редуктором–мультипликатором непрерывного действия.....	70
2.3 Выводы.....	72
ГЛАВА 3 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ЛИСТОВОГО ПРОКАТА НОЖНИЦАМИ.....	74
3.1 Экспериментальный способ определения коэффициента надреза.....	74
3.2 Разработка уточненного метода расчёта усилий резания.....	81
3.3 Экспериментальное исследование усилий резания.....	89
3.4 Анализ результатов исследования.....	94
3.5 Выводы.....	95
ГЛАВА 4 СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕДУКТОРНО–МУЛЬТИПЛИКАТОРНЫХ ПРИВОДОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ГИЛЬОТИННЫХ НОЖНИЦ.....	96
4.1 Исходные условия для сравнительного анализа.....	96
4.2 Оценка скоростного режима.....	100
4.3 Привод с отдельными редуктором и мультипликатором периодического действия.....	103
4.4 Привод с блочным редуктором–мультипликатором периодического действия.....	113
4.5 Выбор и проверка основных параметров редукторно– мультипликаторных приводов.....	115
4.5.1 Исходные условия при различных режимах работы.....	115
4.5.2 Рабочий ход силового блока.....	117
4.5.3 Холостой ход силового блока.....	119
4.5.4 Зарядка мультипликатора (редуктора).....	121
4.6 Выводы.....	124

ГЛАВА 5 ОЦЕНКА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ	
СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА НОЖНИЦ	126
5.1 Конструктивные элементы и прочность рамы ножниц.....	126
5.1.1 Оценка прочности бесстанинной конструкции рамы.....	126
5.2 Оценка конструктивных параметров гидравлических редуктора и мультипликатора.....	141
5.3 Лабораторные испытания редукторно-мультипликаторного привода ножниц.....	143
5.4 Выводы.....	149
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	150
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	152
ПРИЛОЖЕНИЯ	165

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. В общем объеме металлургического оборудования значительное место занимает оборудование для резания проката. Учитывая преобладающую долю производимого листового проката, значительная часть этого оборудования приходится на металлургические гильотинные ножницы для резания листового проката.

Основным рабочим движением металлургических гильотинных ножниц является поступательное движение ножей. В современных конструкциях ножниц с электромеханическим приводом эта задача решается использованием эксцентрикового или кривошипно-шатунного механизма с громоздкой системой механических передач. В то же время известно, что поступательное движение рабочих элементов машины легко получить установкой гидравлических поршневых или плунжерных цилиндров. Использование при этом гидравлического привода позволит реализовать в конструкции ножниц все общие преимущества гидроприводов перед электромеханическим приводом. Наиболее существенные из них: меньшая масса и меньшая инерционность, легкость автоматизации, защита от перегрузок и др.

В ряду широко используемых гидроприводов находится простой насосный привод, имеющий достаточно высокий КПД (0,6...0,8), малые габариты, простое управление. Существенным недостатком этого привода является значительная установочная мощность насосов, которая не полностью используется на значительном интервале рабочего цикла. Для компенсации этого недостатка по возможности предусматривают кратковременную работу приводных электродвигателей насосов с перегрузкой, используют маховичный привод, снабжают привод мультипликатором и наполнительным баком.

Прогрессивным способом увеличения эксплуатационных и технологических показателей простого насосного привода является его перевод в редукторно-мультипликаторный с введением в его состав гидравлического редуктора и гидравлического мультипликатора. При этом варианте холостой ход

осуществляется с использованием сдвоенного редуктора, а рабочий ход - с использованием сдвоенного мультипликатора. Этим обеспечивается равномерная загрузка насосов при прямом ходе, меньшее рабочее давление насосов и, как результат этого, меньшая установленная мощность приводных двигателей насосов.

При этом дополнительно решается задача синхронизации работы силовых цилиндров двухцилиндрового силового блока, использование которого необходимо по условиям силового нагружения ножниц.

Не менее важной является задача совершенствования методики расчета максимального усилия резания наклонными ножами. Так как применяемые методики в настоящий момент ведут к значительному завышению максимального усилия резания из-за различных допущений при расчетах. Что, в свою очередь, ведет к применению привода большой мощности. Также такое завышение способствует увеличению массы и габаритов станины (рамы) ножниц.

Еще одним аспектом, рассматриваемым в данной работе, является использование бесстаниной рамы. Ее применение позволит существенно сократить массу и габариты ножниц.

Для внедрения металлургических гильотинных ножниц с гидравлическим редукторно-мультипликаторным приводом в производственную практику необходимо разработать рациональную конструкцию и методику расчета двухцилиндрового силового блока, рациональную схему управления и методику расчета ее параметров, обеспечивающую равномерную загрузку насосов и синхронную работу цилиндров силового блока, уточнить зависимости для расчета силовых параметров процесса резания листов наклонными ножами.

Под повышением эффективности работы металлургических гильотинных ножниц в диссертационной работе понимается снижение массы ножниц (например, удельной массы – массы, приходящейся на единицу усилия), габаритов и снижение мощности привода.

Работа, направленная на решение этих задач, является весьма актуальной.

Степень разработанности проблемы. В литературе широко представлены различные типы ножниц. Значительный вклад в вопросы проектирования конструкций ножниц, разработки методов расчета привода и технологических параметров процесса внесли: Целиков А.И., Коралев А.А., Добринский Н.С., Бочаров Ю.А., Потапенков А.П., Пилипенко С.С., Точилкин В.В., Лукашкин Н.Д., Леонов И.С., Оруга Г.П., Крылов Т.М., Потецкий В.Г. и др. Работы этих ученых характеризуют процесс резания металлопроката, но недостаточно полно решают вопрос определения энергосиловых параметров резания металлопроката.

Объект исследования – металлургические гильотинные ножницы, предназначенные для резания листового проката.

Предмет исследования – процессы, протекающие в металлургических гильотинных ножницах при резании листового проката.

Цель работы. Обеспечение эффективности применения металлургических гильотинных ножниц совершенствованием конструкции путем уточнения зависимости для расчета силовых параметров резания листов наклонными ножами с разработкой рациональных конструктивных и схемных решений на базе двухцилиндрового силового блока бесстанинной конструкции и насосного редукторно-мультипликаторного привода.

Для достижения поставленной цели необходимо решение следующих **научно-технических задач:**

1. Проанализировать известные решения по гидроприводам металлургических гильотинных ножниц для резания листового проката и прессовым установкам с двухцилиндровым силовым блоком, который соответствует условиям силового нагружения металлургических гильотинных ножниц;

2. Разработать рациональную схему двухцилиндрового редукторно-мультипликаторного привода, обеспечивающую управление, равномерную загрузку насосов и синхронизацию рабочих цилиндров;

3. Уточнить зависимости для расчета силовых параметров при резании металлических листов наклонными ножами;

4. Разработать методику оценки энергосиловых и скоростных параметров редукторно-мультипликаторного привода на базе разработанной схемы и конструкции силового блока;

5. Разработать рациональную компоновку, концепцию построения и процедуру расчета двухцилиндрового силового блока бесстанинной конструкции;

6. Провести лабораторные испытания по проверке работоспособности принятых конструктивных и схемных решений.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Анализ схемных решений по гидроприводам металлургических гильотинных ножниц и прессовых установок с двухцилиндровым силовым блоком; обоснование введения в состав простого насосного привода сдвоенных гидравлических редуктора и мультипликатора (редукторно-мультипликаторный привод);

2. Аналитический метод расчета удельной работы резания и уточненные на базе этого зависимости расчета усилий резания металлических листов наклонными ножами; связанный с этим экспериментальный метод определения коэффициента надреза; результаты экспериментальных исследований процесса резания;

3. Разработанные схемы насосного редукторно-мультипликаторного привода: теоретическая оценка их скоростных и энергосиловых параметров; конструктивные решения по силовым элементам схемы (редуктор и мультипликатор);

4. Бесстанинная конструкция двухцилиндрового силового блока и процедура ее расчета.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Уточнены зависимости для определения сил резания наклонными ножами на основе развития методики расчета удельной работы сил резания, отличающиеся тем, что они основаны на результатах экспериментальных исследований (пат. РФ на изобретение № 2610576), с учетом критериев подобия напряженно-деформированного состояния в зоне резания, которые использованы

при проектировании новых машин и агрегатов для резания листового проката, а также их модернизации.

2. Предложена методика оценки скоростных и энергосиловых параметров привода металлургических гильотинных ножниц, отличающаяся использованием полученных рациональных соотношений базовых коэффициентов мультипликации ($1,5 < K_M < 2,0$) и редукции ($0,4 < K_P < 0,8$), позволяющая модернизировать простой насосный привод в редукторно-мультипликаторный с возможностью снижения установленной мощности насосов до 30 %, что обеспечивает повышение эффективности работы металлургических гильотинных ножниц.

3. Впервые разработана концепция построения и процедура расчета бесстанинной конструкции двухцилиндрового силового блока металлургических гильотинных ножниц для резания листового проката, отличающаяся новой совместной компоновкой траверс и силовых цилиндров, что позволило снизить металлоёмкость и габаритные размеры ножниц.

Методы исследований и достоверность результатов работы.

Диссертационная работа является исследованием, опирающимся на современные методы проектирования машин, базой которых является математические методы исследований, критерии работоспособности (в частности, прочность) и расчета деталей машин. Достоверность результатов подтверждают лабораторные исследования и испытания, при которых использовались достоверные методы измерения силовых параметров.

Теоретическая и практическая значимость работы.

1. Теоретическим анализом получены уточненные зависимости для расчета усилия резания наклонными ножами. Сравнительными расчетами установлено, что известная методика (проф. Королева А.А.) по сравнению с разработанной дает завышение расчетных усилий до 19%, что подтверждается экспериментальными исследованиями.

2. Впервые разработан экспериментальный способ определения коэффициента надреза, позволяющий повысить точность расчета усилий резания наклонными ножами. Получен патент РФ на изобретение № 2610576.

3. Предложена к использованию в качестве рамы металлургических гильотинных ножниц конструкция двухцилиндрового силового блока, в котором стойки рамы одновременно являются плунжерами рабочих цилиндров, а сами цилиндры совмещаются с подвижной траверсой, что значительно уменьшает металлоемкость и габариты конструкции рамы ножниц. Реализован программный продукт, на который получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2023684091, позволяющий рассчитать прочностные и геометрические характеристики бесстанинной конструкции и подобрать уплотнительные элементы.

4. Теоретическим анализом обоснованы пределы основных параметров гидравлического редукторно-мультипликаторного привода: коэффициент мультипликации и коэффициент редукции. Реализован программный продукт, на который получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2023684518, позволяющий рассчитать скоростные и энергосиловые параметры редукторно-мультипликаторного привода.

5. Разработаны соосные конструкции гидравлического редуктора и мультипликатора, обеспечивающие рациональное силовое нагружение их элементов. Реализован программный продукт, на который получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2024610626, позволяющий рассчитать геометрические параметры гидравлических редуктора и мультипликатора, а также приемлемое сочетание коэффициентов редукции и мультипликации.

6. Результаты диссертационной работы внедрены и используются на производстве в ООО ИСК «ИВКО» и ЗФ ПАО «ГМК «Норильский никель». Суммарный экономический эффект составляет 7,1 млн руб. Кроме того, применяются в учебном процессе ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова» и ФГБОУ ВО «ЗГУ им. Н.М. Федоровского».

Личный вклад автора. Автор непосредственно участвовал в постановке цели и задач исследований, проведении экспериментов, обработке и анализе результатов исследований совместно с научным руководителем и соавторами публикаций. Им же сформулированы основные положения и выводы.

Соответствие диссертации паспорту научной специальности. Диссертационная работа по своей цели, задачам, содержанию и научной новизне соответствует паспорту специальности 2.5.21. Машины, агрегаты и технологические процессы по пункту 9 «Разработка научных и методологических основ проектирования и практической реализации технологических процессов и способов получения и обработки материалов, обеспечивающих экологическую безопасность, экономию материальных и энергетических ресурсов».

Апробация результатов работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на следующих конференциях: 7–ой, 8–ой, 9–ой, 10–ой, 11–ой региональной научной конференции «Научный потенциал Норильского промышленного района – XXI век» (Норильск, 2014–2018), 26–ой, 30–ой инновационно–ориентированной конференции молодых ученых и студентов (МИКМУС – 2014, 2018, Москва), 4–ой научно–практической конференции «Авиамашиностроение и транспорт Сибири» (Иркутск, 2014), международном конкурсе–семинаре «Таймырские чтения – 2016» (Норильск, 2016), 3–ей молодежной научно–практической конференции Magnitogorsk Rolling Practice (Магнитогорск, 2018), Всероссийской научно–технической конференции: «От качества инструментов к инструментам качества» (Тула, 2023), 82–ой международной научно–технической конференции «Актуальные проблемы науки, техники и образования» (Магнитогорск, 2024).

Публикации. Материалы диссертации отражены в 15 публикациях, в том числе 4-х статьях из перечня, рекомендованного ВАК РФ, 2-х патентах РФ на изобретения, 3 программах для ЭВМ и 6-ти публикациях в прочих изданиях.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений, изложена на 188 страницах

машинописного текста, включающего 45 рисунков, 4 таблицы 6 приложений, библиографический список из 103 наименований.

ГЛАВА 1 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ СТАНИНЫ, ПРИВОДА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ГИЛЬОТИННЫХ НОЖНИЦ.

ВЫБОР НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Классификация машин для резки проката

Прокат получают в горячем состоянии прокаткой [1–3], в холодном состоянии на профилегибочных станах [4,5] и в процессе вытягивания слитка на сортовых машинах непрерывного литья заготовок (МНЛЗ). Поперечное разделение заготовки является обязательной технологической операцией, распространенной в металлообрабатывающем производстве [6], которое зависит от сортамента [7] и технологической схемы процесса [1,3,5,8–23] и выполняется с целью уменьшения длины раската при перемещении его с одной линии прокатки на другую и (или) для резки на мерные длины. Разделительные операции могут производиться как с остановкой раската, так и на ходу [13,15,20]. Основным критерием в данном случае является производительность установки при удовлетворении требований качества реза [24]. По способу разделения исходного металла на заготовки операции резки можно классифицировать на два типа [6]: безотходные и с отходами. К первому типу относятся: отрубка (в том числе установки для резки взрывом [13,25,26]), обкатка клиновым инструментом, холодная ломка, резка пластическим сдвигом (резка на ножницах и в штампах). Ко второму – операции, связанные с плавлением, испарением, сжиганием металла (машины газовой, лазерной, плазменной резки, установки гидроабразивной резки и пр. [27–31]) и сопряженные с потерями металла в стружку, что негативно влияет на экономические показатели и эффективность технологического процесса.

Существующие способы резки характеризуются совокупностью технико–экономических факторов, качественными показателями, степенью разработанности основ теории процесса и имеют свою рекомендованную область применения.

Классификация оборудования, применяемого для резки на мерные длины металлопроката, представлена на рисунке 1.1.

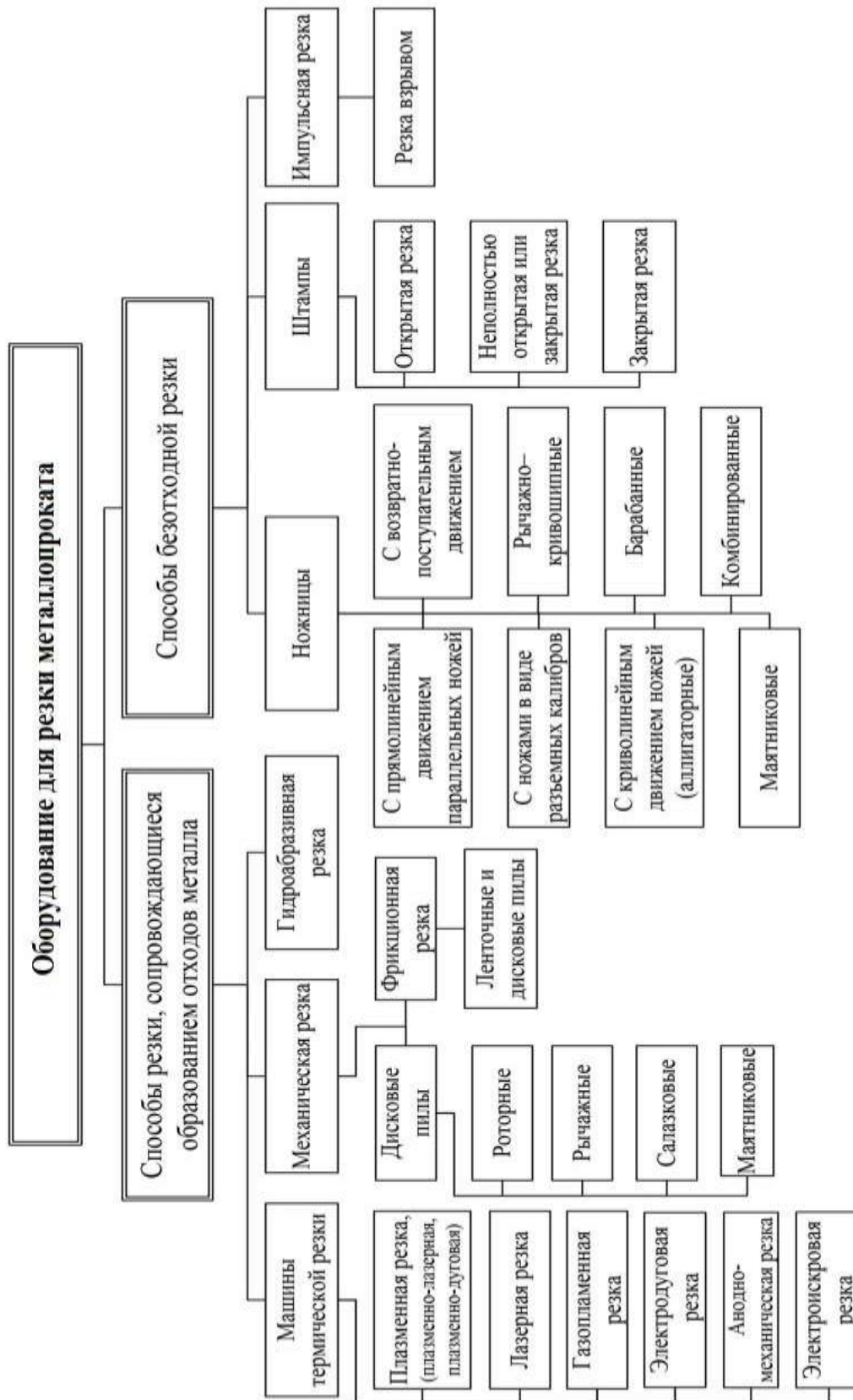


Рисунок 1.1 – Классификация оборудования для резки проката

В металлургическом производстве для резки заготовок и фасонных профилей широкое применение получили:

1) ножницы, резка на которых производится без отходов металла путем смещения (сдвига) отрезаемой части заготовки по поверхности раздела под воздействием сближающихся ножей [13-16,32];

2) пилы дисковые [13,17,19,21,22], резка быстровращающимся диском с зубьями, которая обеспечивает хорошее качество поверхности реза и возможность разрезания заготовок и профилей различного сечения одним инструментом [33,34].

При разделении непрерывно литых заготовок, отливаемых на МНЛЗ, распространение получили: машины газовой резки [10,12,27], качающиеся [13,20] или возвратно–поступательные ножницы [13] и машины импульсной резки [25,26].

При обработке товарного проката применяют оборудование, способное выполнять ровный и качественный срез, а также производить резку с минимальными допусками, для чего используют сортовые ножницы и пилы (рисунок 1.1).

Для ножниц характерно отсутствие потерь металла при резании. Достоинствами ножниц для черновой резки являются:

1) возможность обработки крупных заготовок (слябов сечением 250×1500 мм) с частотой до 10 резов в минуту;

2) простота конструкции (гидравлические ножницы).

При резании готового проката резку можно осуществлять без остановки на ходу при скоростях движения заготовки до 7...20 м/с в зависимости от формы профиля.

Важным достоинством, определяющим применение пил горячей (холодной) резки в технологических схемах деления сложнопрофильного металлопроката, является их способность обрабатывать широкий спектр заготовок (по форме и типоразмеру) одним инструментом – диском или лентой пилы. Наряду с этим,

резка на пилах сопровождается: чистой поверхностью среза, возможностью отделения коротких заготовок и отсутствием упрочнения металла в приторцевых зонах [6]. Однако качество резки и работоспособность пилы в значительной степени зависит от точности изготовления инструмента (диска), балансировки вала диска и качества монтажа (сборки) исполнительного органа механизма резки.

В данной работе рассматриваются ножницы с наклонными ножами, то есть гильотинные.

1.2 Общие сведения о различных приводах гильотинных ножниц

Работа ножниц обеспечивается маховичным электроприводом с работой двигателя в режиме непрерывного вращения с включением механизма резания кулачковой или многодисковой фрикционной муфтой. Основу механизма резания при этом составляют кривошипно–шатунный механизм (в ножницах с верхним резом) или эксцентрикковый механизм (в ножницах с нижним резом).

Рассмотренные конструкции ножниц проектируют на усилия резания от 0,02 МН до 6,3 МН для резки листов толщиной от 0,8 мм до 60 мм и шириной от 1,1 м до 5 м с пределом прочности материала листа до 500 МПа. При этом угол наклона ножей находится в пределах от 1 до 6 градусов (увеличивается с увеличением толщины листа). Угол наклона шевронных ножей в 1,5-2 раза больше угла наклона гильотинных ножей.

В целом ножницы с электромеханическим приводом отличаются сложностью конструкции, большими габаритами и массой, значительными эксплуатационными расходами. Так, например, ножницы с верхним резом усилием 6 МН конструкции УЗТМ, имеющие длину ножа 3 м и обеспечивающие резку листов толщиной до 50 мм, имеют массу 300 т. А ножницы с нижним резом усилием 0,02 МН конструкции «ВНИИМЕТМАШ–СКМЗ», обеспечивающие резку листов толщиной до 6 мм при ширине ножа 2350 мм, имеют общую массу 39,5 т [15,35].

Преимущества гидропривода перед электромеханическим приводом (это – простота получения прямолинейного движения, меньшие габариты и масса, простота автоматизации, легкость защиты от перегрузок и др.) позволяют иметь силовой блок простой конструкции с силовыми поршневыми или плунжерными цилиндрами поступательного движения. С учетом значительных размеров зоны резания листа по ширине силовой блок должен быть двухцилиндровым, что требует решения вопроса о синхронизации движения поршней (плунжеров) этих цилиндров.

Примером использования гидропривода в металлургических гильотинных ножницах являются ножницы, установленные в линиях резки иностранного производства. Например, линия фирмы «Luther Werke» для резки листов катодного никеля на маломерные карточки [36], установленная на АО «Кольская горно-металлургическая компания» город Мончегорск, Россия. В этих ножницах используются простой насосный привод и простая система синхронизации – последовательное соединение силовых цилиндров. Стоит отметить, что подобная линия установлена на дочернем предприятии «Норникеля» Nornickel Harjavalta город Харьявалта, Финляндия, но имеющая электромеханический привод.

Имеются так же варианты конструктивных и схемных решений по гидроприводу листовых ножниц, изложенные в патентных источниках. Известны и технические решения по двухцилиндровым прессовым установкам, силовой блок которых соответствует условиям силового нагружения листовых ножниц.

С учетом этого основной задачей является проведение сопоставительного анализа известных решений по гидроприводу листовых ножниц и двухцилиндровых прессовых установок с целью нахождения рациональной схемы синхронизации движения поршней (плунжеров) двух силовых цилиндров.

Важной задачей является так же совершенствование простого насосного привода, который, обладая значительными достоинствами (высокий КПД 0,6–0,8, малые габариты, простое управление) имеют существенный недостаток – значительная установочная мощность насосов.

1.2.1 Анализ различных систем управления металлургических гильотинных ножниц с гидроприводом

Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц (рисунки 1.2 и 1.3) [37] содержит ведущий цилиндр 1, ведомый цилиндр 2. Штоковая полость 3 ведущего цилиндра 1 соединена трубопроводом 4 с поршневой полостью 5 ведомого цилиндра 2. Поршневая полость 6 ведущего цилиндра 1 и штоковая полость 7 ведомого цилиндра 2 соединены трубопроводами 8 и 9 соответственно с реверсивным распределителем 10.

Для остановки в верхнем крайнем положении траверсы 11 предусмотрен датчик 12, электрический, связанный с распределителем 10. Для переключения на обратный ход траверсы установлен датчик 12 также электрический, связанный с распределителем 10.

В исходном положении подвижная траверса 11 находится в крайнем верхнем положении, золотник распределителя 10 в нейтральном положении, насос 14 работает на слив.

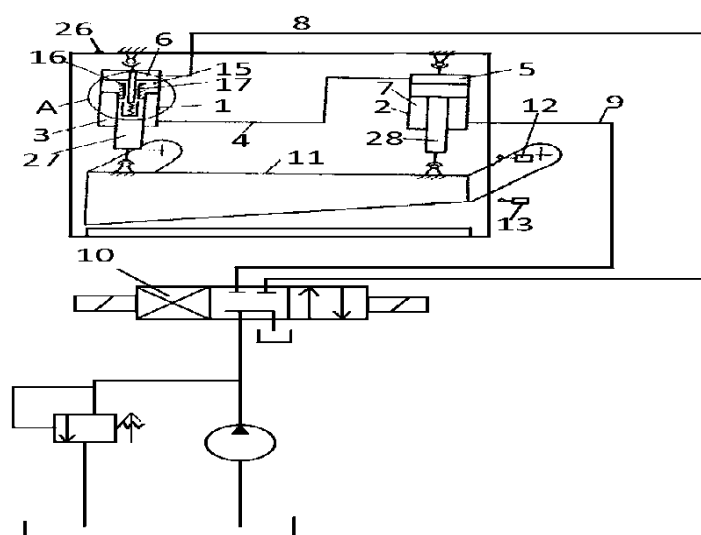


Рисунок 1.2 – Система управления подвижной траверсой

Поршень 15 цилиндра 1 встроен в стакан 16 (рис 1.3), в который смонтирован с возможностью возвратно–поступательного перемещения плунжер

17. Между плунжером 17 и дном 18 стакана 16 установлена пружина 19. Полость 20 предназначена для соединения штоковой полости 3 через отверстия 21, 22, 23 с открытым осевым каналом 24, а через этот канал посредством отверстия 25 с поршневой полостью 6. Цилиндры 1 и 2 соединены шарнирно со станиной 26, а их штоки 27 и 28 связаны шарнирно с траверсой 11.

Плунжер 17 упирается в крышку цилиндра 1. Поршневая полость 6 и штоковая полость 3 ведущего цилиндра через отверстие 25, осевой канал 24, отверстия 23 и 22, полость 20 и отверстие 21 соединены. Датчик 12 нажат траверсой 11.

При пуске ножниц золотник распределителя 10 соединяет насос 14 с трубопроводом 8 и далее с поршневой полостью 6 цилиндра 1. Если в замкнутом объёме, включающем штоковую полость 3 цилиндра 1, трубопровод 4 и поршневую полость 5 цилиндра 2, утечек нет, то при подаче потока в указанную полость 6 траверса 11 начнет сразу перемещаться вниз. Если же имеются утечки, то сначала происходит их компенсация путем заполнения упомянутого замкнутого объёма потоком жидкости. Жидкость из магистрали 8 попадает в поршневую полость, а затем через отверстие 25 в открытый канал 24, далее через отверстия 23 и 22 в полость 20 и через отверстие 21 жидкость направляется в штоковую полость 3.

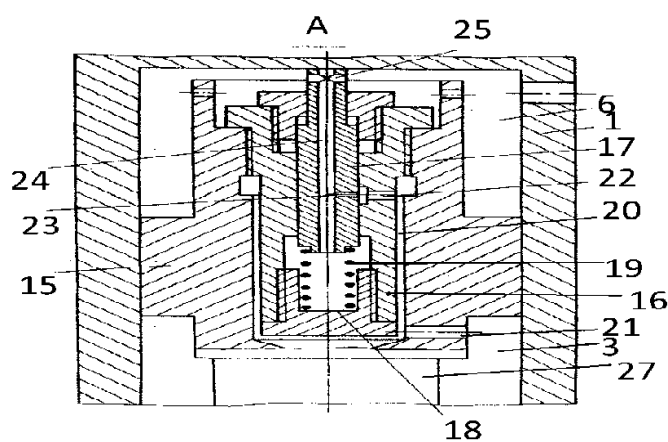


Рисунок 1.3 – Устройство ведущего гидроцилиндра 1

После компенсации утечек жидкости в замкнутом объёме происходит движение траверсы 11 вниз, при этом пружина 19 перемещает плунжер 24 вверх, который своей боковой поверхностью перекрывает отверстие 22, и сообщение поршневой полости 6 со штоковой полостью 3 прекращается.

При движении траверсы 11 вниз жидкость из штоковой полости 3 цилиндра 1 вытесняется в поршневую полость 5 цилиндра 2. Равенство площадей указанных полостей обеспечивает движение траверсы 11 без перекосов. После того как траверса 11 опустится вниз и нажмет на датчик 13, последний падает команду на переключение распределителя 10, при этом поток жидкости направляется в штоковую полость 7 цилиндра 2 по трубопроводу 9. Траверса 11 совершает ход вверх.

Достоинство данной системы – использование простого решения, последовательное соединение силовых цилиндров для обеспечения синхронного движения их поршней.

Недостатки системы:

- использование простого насосного привода, существенным недостатком которого является значительная установочная мощность насосов;
- сложность конструкции и сложность настройки компенсационного блока, встроенного в поршень ведущего цилиндра.

Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц

Система (рисунок 1.4) [38] включает ведущий 1, ведомый 2 и компенсационный 3 цилиндры. Последний снабжен полым поршнем 4, тягой 5 с гайкой 6. Цилиндры установлены на станине 7, а их штоки связаны с подвижной траверсой 8 ножниц. Штоковая полость 9 ведущего цилиндра 1 соединена с поршневой полостью 10 ведомого цилиндра 2, трубопроводом 17, причем площади этих полостей равны между собой. Поршневая полость ведущего цилиндра и штоковая полость ведомого цилиндра связаны с насосным блоком,

включающим распределитель 11 и насосы высокого давления 14 с предохранительным клапаном 12.

Поршневая полость компенсационного цилиндра 3 также соединена через подпорный клапан 16 с насосным блоком, а его штоковая полость – с трубопроводом 17 и с насосом низкого давления 15 с клапаном 13. Причем отношения эффективных площадей поршневой и штоковой полостей компенсационного цилиндра 3 несколько больше, чем соответствующие отношение ведущего цилиндра.

В исходном положении подвижная траверса 8 находится в крайнем верхнем, поршень 4 компенсационного цилиндра 3 – в крайнем нижнем, а распределитель 11 – в нейтральном положении, насосы работают на слив. При соединении распределителем поршневой полости ведущего цилиндра с насосом высокого давления начинается холостой ход траверсы 8. При этом поршень 4 компенсационного цилиндра 3 не перемещается, так как подпорный клапан 16 настроен на давление несколько большее, чем давление при холостом ходе.

Так как полости 9 и 10 соединены между собой, а их площади равны, то перекося траверсы может возникнуть лишь за счет сжатия масла, а также из-за наличия в масле пузырьков воздуха. Поэтому при появлении технологической нагрузки давление в магистрали возрастает. Масло в полостях 9 и 10 и трубопроводе 17 сжимается и траверса стремится развернуться по часовой стрелке. Однако при достижении давления выше настройки подпорного клапана 16 компенсационный цилиндр начнет вытеснять в полости 9, 10 и трубопровод 17 дополнительный объем масла, тем самым предотвращая перекося траверсы 8. Объем масла, вытесняемый из штоковой полости компенсационного цилиндра, берется несколько больше расчетного, полученного из условия отсутствия в масле растворенного воздуха. Более точное дозирование вытесняемого объема масла производится при помощи регулировки хода поршня 4 гайкой 6.

По мере перемещения технологической нагрузки в сторону ведущего цилиндра давление будет падать, и траверса в виду расширения масла будет стремиться развернуться против часовой стрелки. Однако этого не произойдет,

так как поршень 4 начнет перемещаться, забирая избыток расширяющегося масла, в результате чего объем полостей 9 и 10 будет автоматически увеличиваться.

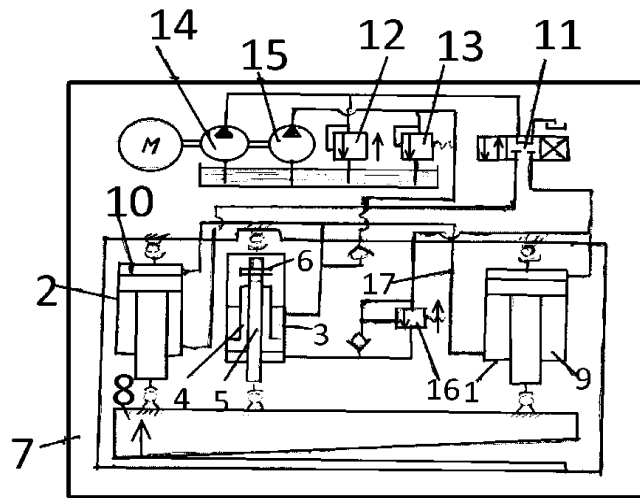


Рисунок 1.4 – Система управления подвижной траверсой

После окончания рабочего хода давление в магистрали и полостях 9 и 10 и трубопроводе 17 резко снижается, и поршень 4 за счет поступления жидкости от насоса низкого давления 25 перемещается в крайнее нижнее положение.

Использование простого решения, последовательное соединение силовых цилиндров для осуществления синхронного движения их поршней является достоинством системы.

Недостатки системы:

- использование простого насосного привода, существенным недостатком которого является значительное установочная мощность насосов;
- постоянная работа насоса низкого давления при повышенном давлении;
- сложность настройки напорных клапанов (13 и 16), обеспечивающих срабатывание компенсационного цилиндра.

Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц

Система (рисунок 1.5) [39] включает ведущий 1 и ведомый 2 силовые цилиндры. Цилиндры установлены на станине 3, а их штоки связаны с подвижной

траверсой 4 ножниц. Штоковая полость 5 ведущего цилиндра сообщается с поршневой полостью 6 ведомого цилиндра, причем площади этих полостей равны между собой и сообщаются с магистралью через дополнительный распределитель 7 и управляемый обратный клапан 8. Поршневая полость 9 ведущего цилиндра и штоковая полость 10 ведомого цилиндра сообщаются с магистралью, включающей основной распределитель 11, предохранительный клапан 12 и насос 13. Верхнее и нижнее положение траверсы контролируется двумя парами установленных на станине концевых выключателей 14, 15 и 16, 17, связанных с дополнительным распределителем 7.

При переключении основного распределителя 11 жидкость от насоса 13 направляется в поршневую полость 9 ведущего цилиндра 1. Начинается опускание подвижной траверсы 4 для выполнения резки. Внизу положение траверсы 4 контролируется концевыми выключателями 16 и 17, при одновременном замыкании которых происходит переключение основного распределителя 11. При этом жидкость от насоса 13 направляется в штоковую полость 10 ведомого цилиндра 2. Начинается подъем траверсы 4.

При замыкании только одного концевого выключателя, например, 16, что говорит о перекосе подвижной траверсы 4, основной распределитель 11 не отключается, а дополнительно включается дополнительный распределитель 7 и в полости 5 и 6 из магистрали через клапан 8 вводится жидкость в объеме, необходимом для выравнивания подвижной траверсы. После выравнивания траверсы происходит выключение дополнительного распределителя 7 (он становится в нейтральное положение) и переключение основного распределителя 11. Начинается подъем траверсы.

При замыкании только одного концевого выключателя 17, что говорит о перекосе подвижной траверсы в другую сторону, основной распределитель 11 не отключается, а кроме того, включается дополнительный распределитель 7 и полости 5 и 6 через открытый управляемый обратный клапан 8 соединяется со сливом до выравнивания траверсы (замыкание концевого выключателя 16). После

выравнивания дополнительный распределитель 7 отключается, а при переключении основного распределителя 11 начинается подъем траверсы 4.

В верхнем положении траверсы 4 при одновременном замыкании концевых выключателей 14 и 15 основной распределитель 11 отключается и становится в нейтральное положение. Насос 13 работает на слив.

Если замыкается только один концевой выключатель, например, 14, что говорит о перекосе подвижной траверсы, основной распределитель 11 не отключается, а кроме того, включается дополнительный распределитель 7, соединяя полости 5 и 6 через открытый клапан 8 со сливом до выравнивания траверсы (до замыкания выключателя 15). После чего отключаются распределители 7 и 11.

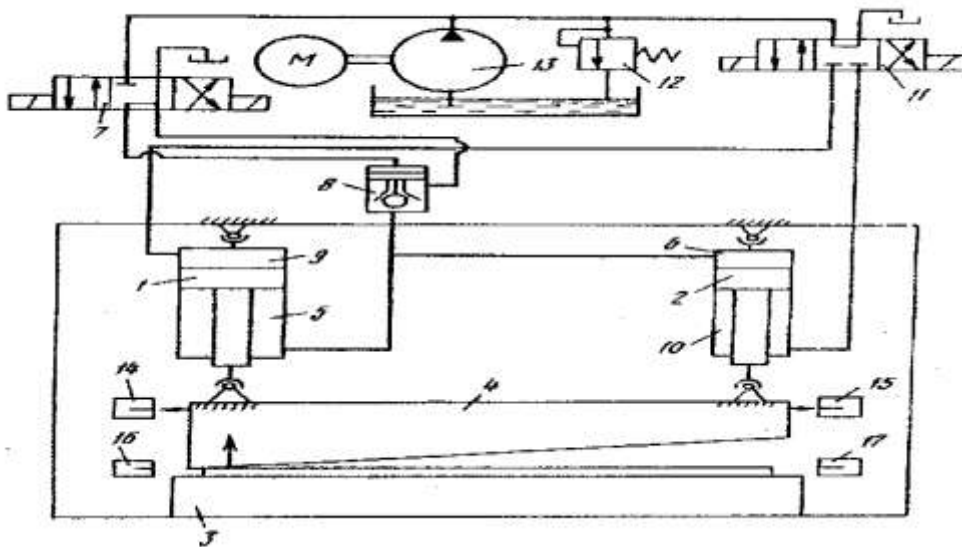


Рисунок 1.5 – Система управления подвижной траверсой [39]

При замыкании только одного выключателя 15, что говорит о перекосе подвижной траверсы в другую сторону, основной распределитель 11 не отключается, а дополнительно включается дополнительный распределитель 7. При этом в полости 5 и 6 из магистрали через клапан 8 вводится жидкость в объеме, необходимом для выравнивания траверсы (до замыкания концевых

выключателя 14). После выравнивания траверсы дополнительный и основной распределители 7 и 11 отключаются.

Достоинства системы – использование простого решения, последовательное соединение цилиндров для обеспечения синхронного движения их поршней.

Недостатки системы:

- использование простого насосного привода, существенным недостатком которого является значительная установочная мощность насоса;
- нераскрыта необходимость использования и функционирование управляемого обратного клапана 8.

Листовые ножницы с наклонным ножом

Ножницы (рисунок 1.6) [40] состоят из верхнего подвижного суппорта 1 и двух гидравлических цилиндров 2 и 3. Для контроля угла и наклона ножа установлены два сельсина 4 и 5, кинематически связанные в двух противоположных точках с суппортом. Степень рассогласования сельсинов пропорциональна углу наклона ножа и измеряется установленным на пульте управления вольтметром, имеющим шкалу в градусах.

В случае утечки жидкости, а также при изменении толщины разрезаемой полосы оператор с пульта может установить требуемый угол наклона ножа.

Полость А цилиндра 3 управляемая. В нее подается жидкость под высоким давлением.

Полость Б цилиндра 3 и В цилиндра 2 имеют равные рабочие площади, соединены между собой трубопроводом и образуют замкнутый объём жидкости. Полость Г постоянно соединена с гидравлической системой. Для осуществления рабочего хода жидкость под давлением подается в полость А. Из полости Б жидкость перетекает в полость В, и штоки обоих цилиндров синхронно перемещаются вниз.

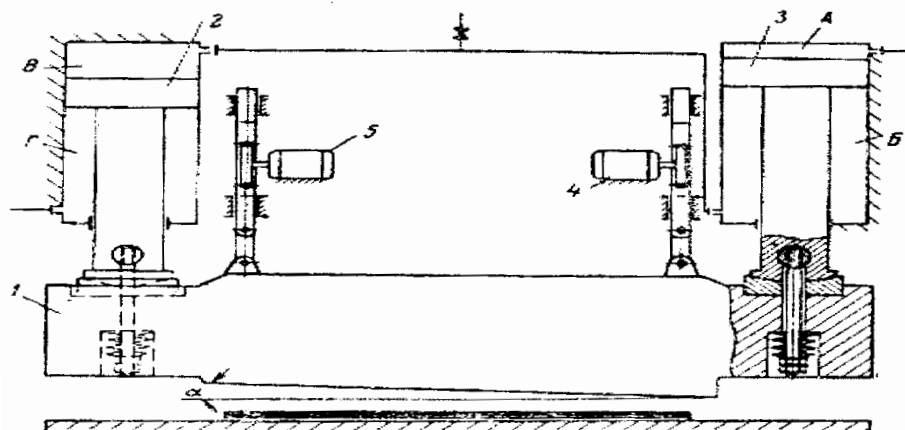


Рисунок 1.6 – Схема листовых ножниц

Для обратного хода суппорта полость А соединяется со сливом, и под действием давления в полости Г суппорт возвращается в исходное положение. В процессе резания точка приложения усилия к ножу перемещается. Соответственно, перераспределяются и усилия между цилиндрами 2 и 3.

Достоинства системы – использование простого решения, последовательное соединение цилиндров для обеспечения синхронного движения их поршней.

Недостатки системы:

- не решена задача компенсации утечек из замкнутого объема;
- нет технического решения по предлагаемому варианту изменения угла наклона ножа.

1.2.2 Анализ систем управления двухцилиндровых прессовых установок с гидроприводом

Гидравлический вырубной пресс

Пресс (рисунок 1.7) [41] содержит стол 1, на котором размещен обрабатываемый материал 2 и резак 3. Подвижная траверса 4 соединена с двумя полыми ступенчатыми плунжерами 5 и 6, смонтированными вместе с неподвижными поршнями 7 и 8 в корпусах 9 и 10 гидравлических цилиндров,

образуя в них рабочие 11 и 12, верхние 13 и 14 и нижние 15 и 16 синхронизирующие цилиндры. В полостях плунжеров 5 и 6 установлены пружины 17 и 18 возвратного хода. Полости 11 и 12 соединены с трубопроводами 19 и 20 с нагнетательными полостями 21 и 22 дозатора–мультипликатора 23. Управляющие полости 24 и 25 дозатора–мультипликатора 23 через распределитель 26 соединены с гидроприводом, включающим насос 27, предохранительный клапан 28, подпорный клапан 29, сливной бак 30 и напорный золотник 31. Напорная магистраль насоса 27 через блок 32 подпитки, включающая напорный золотник и обратный клапаны соединены с полостями 21 и 22 дозатора–мультипликатора 23. Регулятор потока содержит корпус 33, в котором размещен подпружинный поршень 34 с дроссельными клапанами 35 и 36, образующие управляющие 37 и 38, надклапанные 39 и 40 и подклапанные 41 и 42 полости. Синхронизирующие полости 13, 15, 14 и 16 соединены между собой крест на крест с подклапанными полостями 41 и 42. Надклапанные полости 39 и 40 соединены трубопроводом 43 со сливным баком 30 через поршневой клапан 29. Управляющие полости 37 и 38 соединены магистралями 44 и 45 с нагнетательными полостями 22 и 21 дозатора–мультипликатора. Управление работой пресса осуществляется распределителем 26 с электромагнитом 46.

Пресс работает следующим образом. Холостой ход вниз траверсы 4 обеспечивается подачей жидкости от насоса 27 в полость 24 дозатора–мультипликатора 23. Жидкость из полостей 21 и 22 дозатора 23 вытесняется по трубопроводам 19 и 20 в рабочие полости цилиндров 9 и 10. После соприкосновения траверсы 4 резака 3 при возрастании сопротивления вырубаемого материала 2 срабатывает напорный золотник 31, и жидкость от насоса 27 поступает в полости 24 и 25 дозатора–мультипликатора 23, в результате чего совершается рабочий ход.

При движении траверсы 4 вниз жидкость из полости 13 вытесняется в полость 16, а из полости 14 – в полость 15. Излишки жидкости, образующиеся вследствие неравенства площадей указанных полостей, через полости 39 и 40 слива регулятора потока и клапан 29, вытесняются в сливной бак.

При центральном положении резака 3 на столе 2, вследствие того, что рабочая нагрузка между цилиндрами распределяется поровну, давление в замкнутых магистралях дозатора–цилиндра одинаково, и в этом случае равные объемы жидкости этих магистралей обеспечивают движение траверсы без перекосов.

Вследствие равенства давлений в полостях 21 и 22 дозатора мультипликатора 23, а следовательно, и в управляющих полостях 37 и 38 поршень 34 находится в среднем положении, обеспечивая равный слив излишков жидкости из полостей 13 и 14.

При эксцентричном положении резака 3 на столе 1, например, справа от центра давление в полости 12 больше, чем в полости 11. За счет разницы давлений в полостях 11 и 12 перемещается поршень 34 в правое положение и перекрывает слив из полостей 13 и 16. В результате чего давление в этой магистрали увеличивается и, как следствие, возрастает давление в полости 11 до величины, необходимой для преодоления давления в полости 13. Давление в трубопроводах 19 и 20 выравнивается, что исключает возможность перекоса траверсы 4.

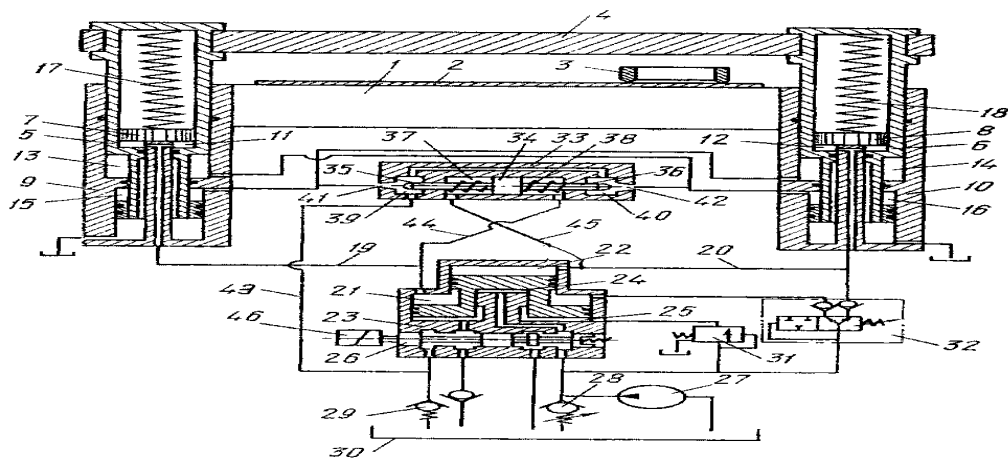


Рисунок 1.7 – Схема гидравлического вырубочного пресса

После окончания процесса вырубki напорная магистраль насоса 27 соединяется со сливом, а траверса 4 перемещается в верхнее положение под действием пружин 17 и 18. Жидкость из полостей цилиндров 11 и 12 вытесняется в полости 21 и 22 дозатора–мультипликатора 23, а жидкость из его полости 25 по трубопро-

воду 43 поступает в полости 13 и 14, восполняя потери, образовавшиеся во время рабочего хода из-за разности площадей синхронизирующих полостей цилиндров 9 и 10. Излишки жидкости сливаются через клапан 29 в бак 30.

Достоинства системы – использование сдвоенного мультипликатора, что, кроме обеспечения синхронного перемещения поршней силовых цилиндров, позволяет устанавливать в приводе недорогие насосы низкого давления.

Недостатки системы:

- сложная конструкция силовых цилиндров;
- пружинный возврат подвижной траверсы;
- увеличение времени рабочего цикла вследствие снижения скорости рабочего хода.

Гидравлический пресс

Пресс состоит из стола 1 (рисунок 1.8) [42], на котором размещается резак 2, траверсы 3, смонтированной на двух подвижных гидроцилиндрах 4 с неподвижными поршнями 5. Полости гидроцилиндров 4 соединены трубопроводами 6 и 7 с полостями А и Б гидроцилиндров основного мультипликатора 8, имеющих одинаковые площади поперечного сечения. Для привода штока мультипликатора 8 используется электронасос 9, подающий жидкость при помощи распределительной и регулирующей аппаратуры. Пресс также содержит дополнительный мультипликатор 10, создающий поток жидкости повышенного давления для подачи в отстающий гидроцилиндр. В выходном цилиндре мультипликатора 10 находится пружина 11 сжатия для возврата штока мультипликатора в нижнее положение. Вход мультипликатора 10 соединен трубопроводом 12 с нагнетательной магистралью электронасоса 9. Выход же соединяется при помощи двухпозиционного золотникового распределителя 13 с гидравлическим управлением и пружинным возвратом либо с нагнетательной магистралью электронасоса 9 через обратный клапан 14 для подпитки выходной полости мультипликатора 10, либо с входом трехпозиционного золотникового

распределителя 15 непрерывного действия. Два выхода распределителя 15 соединены трубопроводами 16 и 17 соответственно с трубопроводами 6 и 7, питающими гидроцилиндры 4. В среднем положении золотника распределителя 15 его вход и выход разобщены. При отклонении золотника от среднего положения влево или вправо соединяется вход распределителя с одним из выходов. Перемещение золотника распределителя 15 осуществляет связанное с ним устройство, реагирующее на перекося траверсы. В данном случае это известная тросовая система с двумя блоками 18 и 19 на концах траверсы и пружиной 20 натяжения.

Работа схемы происходит следующим образом: при включенном электронасосе 9, но не включенном на вырубку прессе, рабочая жидкость из насоса 9 под небольшим давлением сливается в бак. Штоки мультипликаторов 8 и 10 находятся в нижнем положении под действием пружин. Золотник распределителя 13 соединяет выход мультипликатора 10 через обратный клапан 14 с нагнетательной магистралью электронасоса 9. Траверса 3 находится в верхнем положении. После подачи сигнала на вырубку слив жидкости из насоса 9 прекращается, и он начинает нагнетать жидкость под небольшим давлением, определяемым сопротивлением движению ненагруженной траверсы в приводную полость мультипликатора 8. Шток мультипликатора 8 поднимается, вытесняя равные количества рабочей жидкости из полостей А и Б в гидроцилиндры 4. В процессе вырубki материала возрастает технологическое усилие и, следовательно, возрастает создаваемое электронасосом 9 давление. При возрастании этого давления срабатывает золотниковый распределитель 13 и переключает: выход мультипликатора 10 с подпитки от обратного клапана 14 на вход золотникового распределителя 15. При бесперекосяном движении траверсы 3, процессе вырубki, например, при центральном расположении резака 2 на столе 1 золотник распределителя 15 разъединяет выход мультипликатора 10 и гидроцилиндры 4.

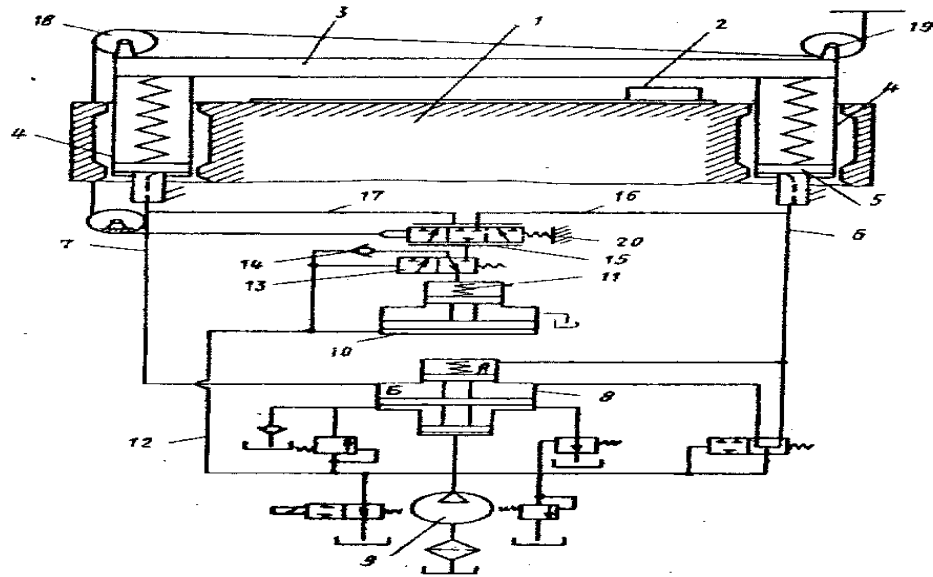


Рисунок 1.8 – Схема гидравлического пресса

При размещении резака 2 эксцентрично, например, справа на столе пресса, нагрузка на правый гидроцилиндр 4 больше нагрузки на левый гидроцилиндр. Так как полости (полость А мультипликатора 8, трубопроводы 6 и 16, правый гидроцилиндр 4 и полость Б мультипликатора 8, трубопроводы 7 и 17, левый гидроцилиндр 4) гидравлически замкнуты, то и давление в правой полости больше, чем в левой. Вследствие этого общая деформация жидкости в полости стенок трубопроводов и цилиндра в правой полости больше, чем в левой, что приводит к отставанию по положению правого гидроцилиндра 4 от левого. Поворот траверсы вокруг резака 2 происходит против часовой стрелки. При повороте траверсы против часовой стрелки освобождается небольшой участок троса, и пружина 20 смещает золотник распределителя 15 вправо, соединяя выход мультипликатора 10 с правой замкнутой полостью. Мультипликатор 10 подает жидкость повышенного давления в правую замкнутую полость до тех пор, пока не устранится перекося траверсы, тогда золотник распределителя 15 занимает среднее положение и отсоединяет мультипликатор 10 от правой замкнутой полости.

При размещении резака 2 с левой стороны стола 1 пресса происходит отставание левого гидроцилиндра 4 и поворот траверсы 3 по часовой стрелке, приводящий к смещению золотника распределителя 15 влево и подаче жидкости

повышенного давления в левую замкнутую полость. После вырубки материала нагнетательная магистраль насоса 9 соединяется со сливом, а вместе с ней правая и левая замкнутые полости и входы мультипликаторов 8 и 10. Золотник распределителя 13 пружиной возвращается в исходное положение и переключает выход мультипликатора 10 с распределителя 15 на подпитку через обратный клапан 14. Штоки мультипликаторов 8 и 10 и траверса 3 пружинами возвращаются в исходное положение.

Достоинства системы – использование мультипликаторов для создания рабочего давления, что позволяет использовать в приводе недорогие насосы низкого давления.

Недостатки системы:

- увеличение времени рабочего цикла вследствие снижения скорости рабочего хода;
- сложность системы ввиду использования двух мультипликаторов;
- пружинный возврат траверсы и подвижных элементов мультипликаторов.

Система синхронизации движения траверсы гидравлического пресса

Система синхронизации (рисунок 1.9) [43] содержит насос 1, соединенный через дозатор 2 гидролиниями 3 и 4 с двумя гидравлическими цилиндрами 5 и 6, поршни которых 7 и 8 поджимаются пружинами 9 и 10. Поршни 7 и 8 смонтированы на станине 11, а цилиндры 5 и 6 соединены с подвижной траверсой 12. На подвижной траверсе 12 закреплены блоки 13 и 14, на которых уложен трос 15, закрепленный одним концом на станине 11 и соединенный другим концом через блок 16 с золотником 17 дроссельного регулятора, входы которого гидролиниями 18 и 19 соединены с гидролиниями 3 и 4, а выход соединен со сливом 20. Золотник 17 размещен во втулке 21, которая, в свою очередь, смонтирована в корпусе 22 с возможностью осевого перемещения и соединена дополнительным тросом 23 через блоки 24–26 с основным тросом 15. В дозаторе 2 размещен поршень 27,

образующий в последнем полости 28 и 29. Позицией 30 показан обрабатываемый материал, позицией 31 – инструмент.

Система синхронизации работает следующим образом.

При включении пресса рабочая жидкость от насоса 1 поступает в полость дозатора 2. Жидкость из полостей 28 и 29 дозатора 2 вытесняется через гидролинии 3 и 4 в полости цилиндров 5 и 6. Происходит движение подвижной траверсы 12 вниз.

При центральном положении инструмента 31 на станине 11 вследствие того, что рабочая нагрузка между гидравлическими цилиндрами распределяется поровну, давление в гидролиниях дозатор – цилиндры одинаково, в связи, с чем равные объемы жидкости в этих магистралях обеспечивают бесперекосные движения траверсы 12. Золотник 17 и втулка 21 дроссельного регулятора остаются неподвижными относительно друг друга, и гидролинии 3 и 4 отсоединены от сливной магистрали.

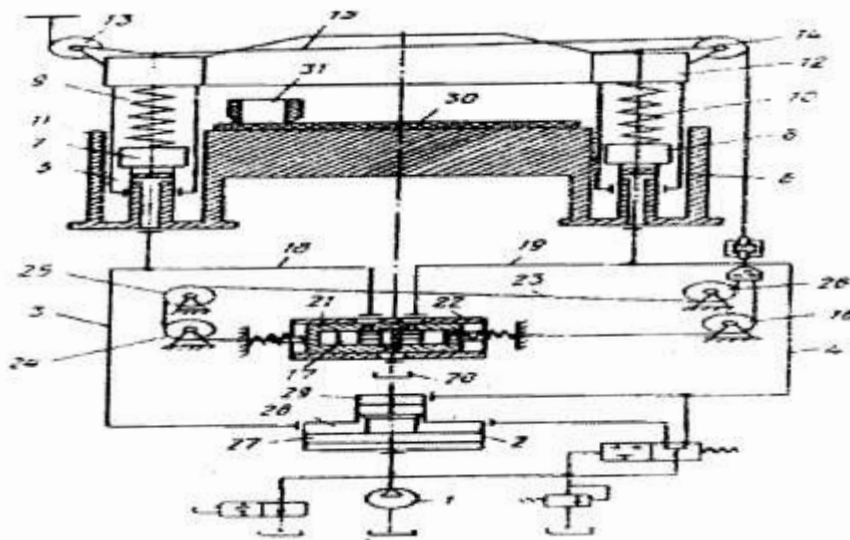


Рисунок 1.9 – Система синхронизации движения траверсы

При внецентренном положении инструмента 31 на станине 11, например, слева нагрузка на гидравлический цилиндр 5 больше нагрузки на гидравлический цилиндр 6, в связи с чем давление жидкости в гидролинии 3 больше, чем в гидролинии 4, и цилиндр 6 в своем движении опережает цилиндр 5. Происходит пово-

рот траверсы 12 относительно инструмента 31 по часовой стрелке. Золотник 17 перемещается влево, а втулка 21 – вправо, соединяя магистраль опережающего цилиндра 6 со сливом до тех пор, пока не устранится перекосяк. После устранения перекосяка золотник 17 и втулка 21 регулятора возвращаются в исходное положение, в результате чего полость цилиндра 5 отсоединяется от слива.

После вырубki материала напорная магистраль насоса 1 соединяется со сливом, а траверса 12 перемещается в крайнее верхнее положение пружинами 9, 10.

Достоинства системы – использование сдвоенного дозатора для обеспечения синхронной работы силовых цилиндров.

Недостатки системы:

- дозатор работает на снижение давления в силовых цилиндрах, что требуют установки насосов высокого давления;
- сложность системы компенсации перекосяков подвижной траверсы;
- пружинный возврат подвижной траверсы.

Устройство для автоматического выравнивания подвижной траверсы гидравлического пресса

Подвижная траверса (рисунок 1.10) [44] 1 гидравлического штамповочного пресса находится под воздействием рабочих цилиндров 2, усилия сопротивления деформации штампуемого изделия 3 и гидравлических цилиндров 4 и 5, расположенных по бокам траверсы.

Разноименные полости 8, 9 и 10, 11 гидравлических цилиндров 4, 5 соединены с трубопроводами 12 и 13, к которым подключены: подпитывающий аккумулятор 14 низкого давления через обратные клапаны 15, 16 и электромагнитный золотниковый распределитель 17. Аккумулятор присоединен к сети 18 сжатого воздуха и к преобразователю давления 19, действующему от реле давления 20 и предназначен для покрытия утечек в гидравлической схеме.

Электромагнитный золотниковый распределитель снабжен электромагнитами 21 и 22 управления. Включение электромагнитов и переключение золотника производится датчиками 23 и 24 положения подвижной траверсы через усилитель 25.

Гидравлический преобразователь давления состоит из подвижного силового цилиндра 26 со штоком 27, являющегося одновременно плунжером дополнительного неподвижного силового цилиндра 28 и возвратного цилиндра 29 с плунжером 30. Полость цилиндра 26 соединена трубопроводом 31 с рабочими цилиндрами 2 пресса. Полость цилиндра 28 присоединена трубопроводом 32 к электромагнитному золотниковому распределителю 17, а также через обратный клапан 33 к подпитывающему аккумулятору 14. Возвратный цилиндр 29 присоединен к трубопроводу 34 от постоянно действующего источника высокого давления.

Устройство работает следующим образом.

Как показано на рис 1.9, на подвижную траверсу в процессе штамповки действует суммарное усилие P_1 рабочих цилиндров, усилие P_2 сопротивления деформации штампуемого изделия, равное P_1 по абсолютной величине и приложенное с эксцентриситетом e , а также возникающий вследствие этого момент P_2e перекоса траверсы.

При перекосе подвижной траверсы в полостях 10 и 11 гидравлических цилиндров 4 и 5 происходит повышение давления. Однако величина этого давления недостаточна для создания необходимого выравнивающего момента.

Для выравнивания траверсы в полости 10 и 11 подается дополнительное количество жидкости из цилиндра 28 гидравлического преобразователя давления через электромагнитный золотниковый распределитель, который одновременно подключает к сливу в подпитывающий аккумулятор полости 8 и 9.

Электромагнитный золотниковый распределитель включается электромагнитом 22 от датчика 23 положения подвижной траверсы через усилитель 25. После выравнивания подвижной траверсы датчик 23 выключает электромагнит 22 и

электромагнитный золотниковый распределитель отключает цилиндры 4 и 5 от гидравлического преобразователя и от аккумулятора 14.

По окончании штамповки высокое давление в рабочих цилиндрах снимается, усилие прессы падает. Избыточное давление в полостях 10 и 11 гидроцилиндров, которое создавалось для выравнивания траверсы в процессе штамповки, вызывает перекося подвижной траверсы в противоположную сторону. Датчик 24 включает через усилитель 25 электромагнит 21, и электромагнитный золотниковый распределитель соединяет полости 10 и 11 с аккумулятором 14. Давление во всех полостях цилиндров 4 и 5 уравнивается, и подвижная траверса занимает горизонтальное положение.

Датчик 24 выключает магнит 21 и золотник распределителя 17 занимает нейтральное положение.

Гидравлический преобразователь давления работает следующим образом.

Когда в рабочих цилиндрах сбрасывается давление, цилиндр 26 автоматически движется под воздействием плунжера 30 возвратного цилиндра 29. При этом жидкость из подпитывающего аккумулятора низкого давления поступает в полость цилиндра 28 через обратный клапан 33.

При рабочем ходе подвижной траверсы в рабочих цилиндрах прессы и одновременно в цилиндрах 26 и 28 гидравлического преобразователя повышается давление жидкости. Из цилиндра 28 давление жидкости передается по трубопроводу 32 к золотниковому распределителю 17, золотник которого при отсутствии сигналов от датчиков 23 и 24 находится в нейтральном положении, перекрывая трубопровод 32. При появлении перекося траверсы золотник переключается, и жидкость поступает в соответствующие полости цилиндров 4 и 5.

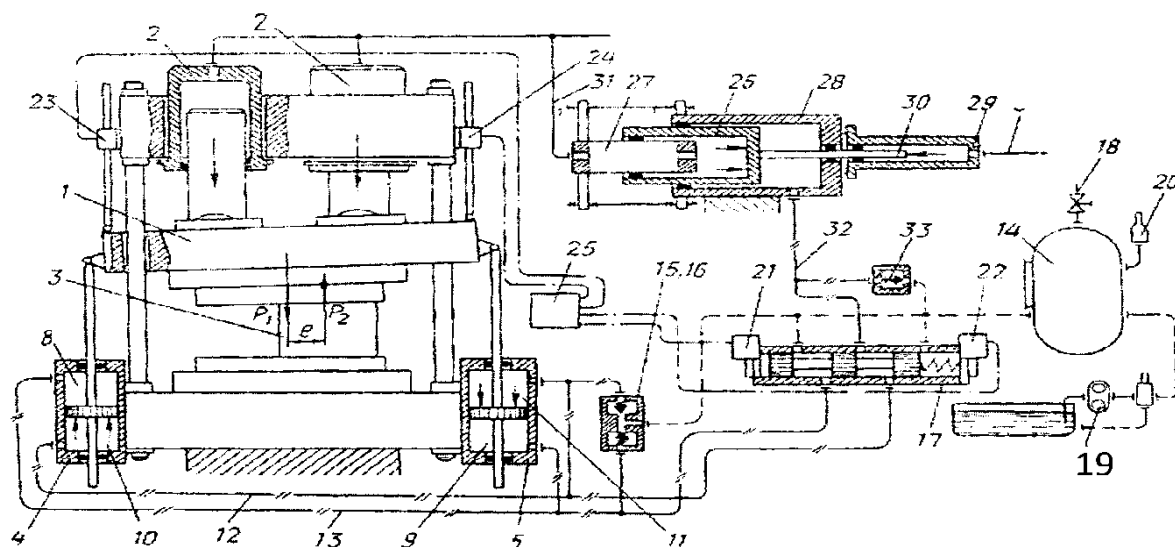


Рисунок 1.10 – Гидравлический пресс

Недостатки системы:

- преобразователь снижает давление основного гидропривода, что требует установки насосов высокого давления;
- сложность системы ввиду наличия дополнительных цилиндров, преобразователей давления и дополнительного аккумулятора жидкости.

Гидравлический пресс

Пресс состоит (рисунок 1.11 и 1.12) [45] из двух секций 1 и 2, стянутых между собой шпильками 3. В каждой секции имеются верхние 4 и нижние 5 рабочие цилиндры, плунжеры которых связаны с подвижной траверсой 6 через рамы 7. На станине пресса установлен датчик перекоса 8 с сельсинами 9 и 10. Привод одной из секций состоит из насоса 11, приводимого от электродвигателя 12. С насосом 11 связано программное устройство 13. Насос 11 через распределителя 14, предохранительный клапан 15 и трубопроводы связан с цилиндрами соответствующей секции. Привод второй секции состоит из насоса 16, приводимого от электродвигателя 17. С насосом 16 связано следящее устройство 18. Насос 16 через распределитель 19, предохранительный клапан 20 и трубопроводы связан с цилиндром соответствующей секции.

Пресс работает следующим образом.

С помощью программного устройства 13 устанавливается закон движения подвижной траверсы 6 пресса.

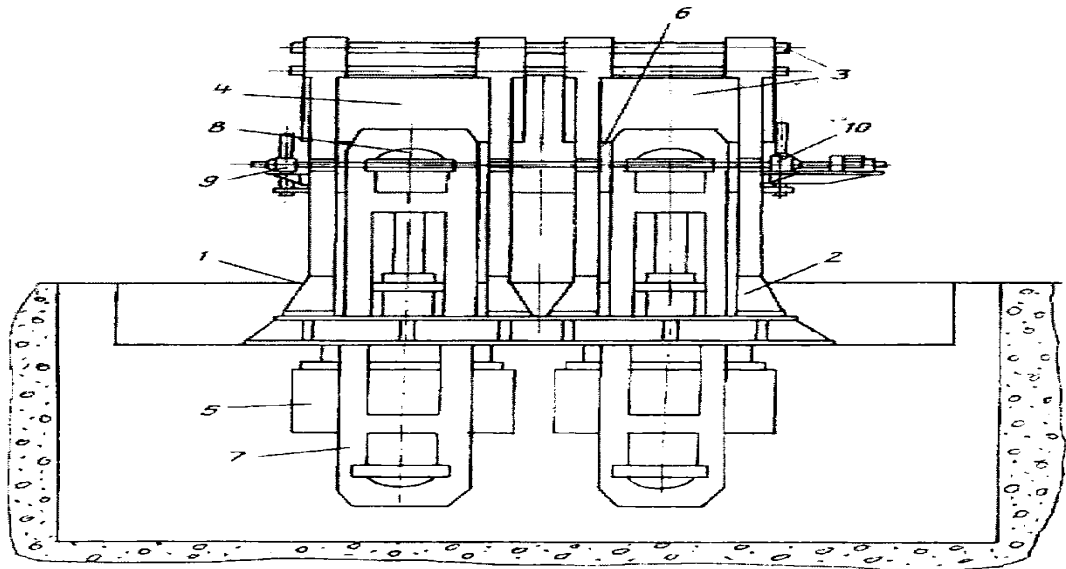


Рисунок 1.11 – Вид общий гидравлического пресса

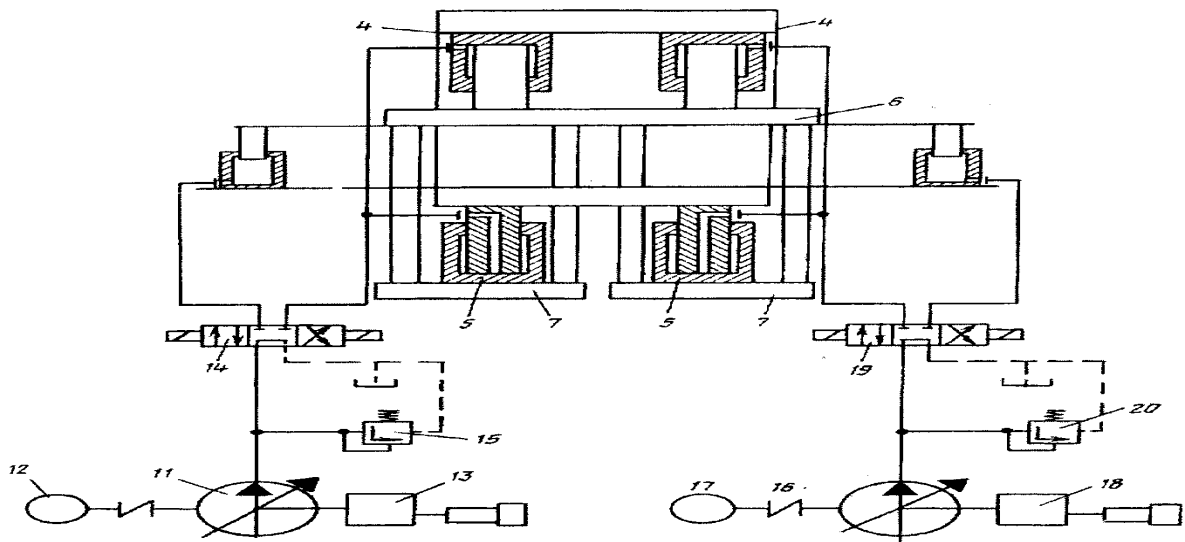


Рисунок 1.12 – Гидравлическая схема пресса

Одновременно с этим устанавливается требуемая производительность насоса 16. При синхронном движении плунжеров рабочих цилиндров роторы сельсинов 9 и 10 вращаются также синхронно, и при этом не вырабатывается электрического сигнала. При перекосе подвижной траверсы 6 с помощью сельсинов 9 и 10

вырабатывается сигнал рассогласования, и с помощью следящего устройства 18 осуществляется регулировка производительности насоса 16. При этом насос 11 продолжает работать по заранее установленной программе.

Недостаток прессы – сложность системы управления, ввиду использования регулируемых насосов программного и следящего устройств.

Система управления гидравлическим прессом

Система управления (рисунок 1.13) [46] гидравлическим прессом содержит силовые цилиндры 1 и 2, корпуса 3 и 4 которых связаны с подвижной поперечной 5, а поршни 6 и 7 – со станиной 8. Полости цилиндров 1 и 2 соединены с синхронизирующими цилиндрами 9 и 10 дозатора–мультипликатора 11, вход 12 которого соединен с насосом 13. На станине 8 закреплен корпус 14 гидравлического цилиндра устройства для контроля подвижной поперечины 5, плунжер 15 которого опирается на станину 8. Через пружину 16 на плунжере 15 закреплен электрический датчик 17, контактирующий с экраном 18 регулируемой штанги 19, установленной на подвижной поперечине 5. Полость корпуса 14 гидравлического цилиндра соединена с полостью силового цилиндра 1 магистралью 20. На станине 8 установлены мягкая вырубочная плита 21, листового материал 22 и резак 23.

Система управления работает следующим образом.

При включении прессы на вырубку насос 13 подает рабочую жидкость на вход дозатора–мультипликатора 11, поршень которого движется вверх и вытесняет равные объемы жидкости в силовые цилиндры 1 и 2. Поперечина 5 движется вниз и своей рабочей поверхностью вдавливают резак 23 в материал 22. Давление в цилиндрах 1 и 2 при этом возрастает прямо пропорционально усилию вырубке и расстоянию от соответствующего цилиндра до резака.

При рабочем ходе поперечины 5 датчик 17 опускается вниз плунжером 15, при подаче рабочей жидкости в полость корпуса 14.

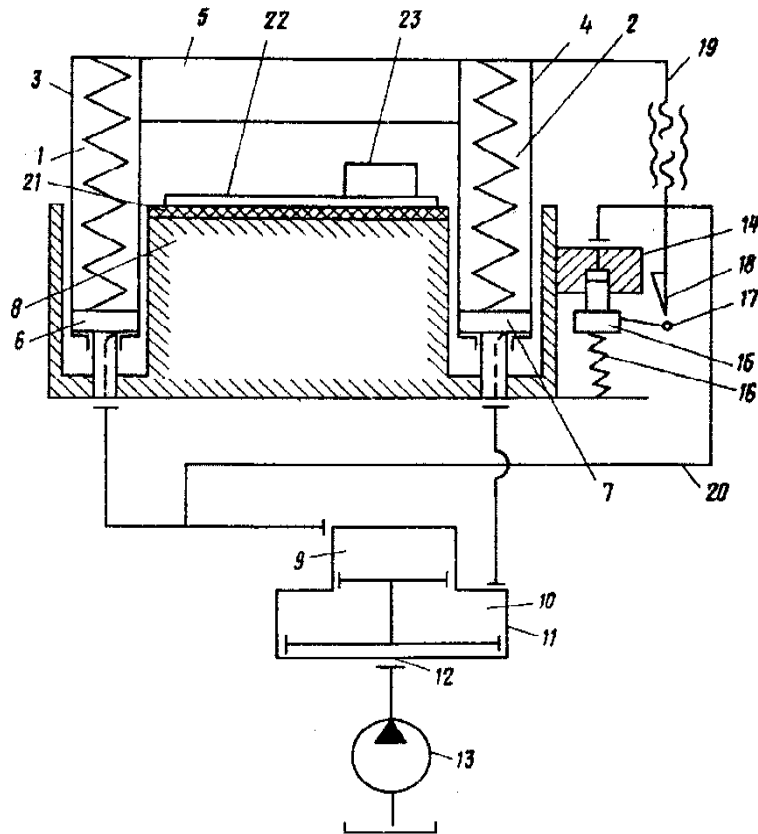


Рисунок 1.13 – Система управления гидравлическим прессом

Штанга 19 вместе с поперечиной 5 движется вниз и при соответствующей настройке своим экраном 18 переключает датчик 17. При этом специальная система (не показана) переключает насос 13 на слив, и поперечина 5 пружинами возвращается в исходное верхнее положение.

При размещении резака ближе к правому краю поперечины расстояние от корпуса цилиндра 2 до станины вследствие перекаса поперечины 5 больше, чем расстояние от корпуса цилиндра 1, а давление в цилиндре 1 будет меньше номинального, вследствие чего пружина 16 перемещает датчик 17 вверх навстречу штанге 19. Дополнительный подъем датчика 17, компенсируя перекас поперечины 5, позволяет остановить ее в требуемом положении.

Достоинство системы – использование сдвоенного дозатора–мультипликатора для обеспечения синхронной работы силовых цилиндров, что позволяет использовать в приводе недорогие насосы низкого давления.

Недостатки системы:

- пружинный возврат траверсы;
- трудность настройки системы компенсации перекосов траверсы;
- использование дозатора–мультипликатора при холостом ходе, что в большей степени увеличивает негативность;
- недостаток простого насосного привода (избыточность установочной мощности насосов).

Также был рассмотрен ряд работ по гидроприводу металлургических гильотинных ножниц и двухцилиндровых прессовых установок [51–58,75]. Также основной недостаток – это использование простого насосного привода, существенным недостатком которого является значительная установочная мощность насоса и в целом недостатки, перечисленные выше.

1.3 Анализ исследований процесса резки проката наклонными ножами (гильотинными ножницами)

Ножницы для резки проката обеспечивают процесс резания относительным сдвигом частей полосы, и этот процесс имеет периоды вмятия, резания и отрыва (рисунок 1.14). [11,13,14-16,47,77].

В период вмятия не происходит относительного сдвига частей полосы, а усилие резания P и касательные сопротивления резанию τ увеличиваются с ростом величины внедрения ножей $Z(\xi)$ в полосу соответственно, до P_{max} и τ_{max} . Длительность этого периода определяется коэффициентом вмятия $\xi_B = Z_B/h$, где Z_B – абсолютное внедрение ножей в полосу в конце периода вмятия; h – высота сечения полосы.

В период резания происходит сдвиг частей полосы по плоскости резания и величины P и τ уменьшаются до нуля. Момент начала отрыва характеризуется коэффициентом надреза $\xi_H = Z_H/h$, где Z_H – абсолютное внедрение ножей в полосу в конце периода резания.

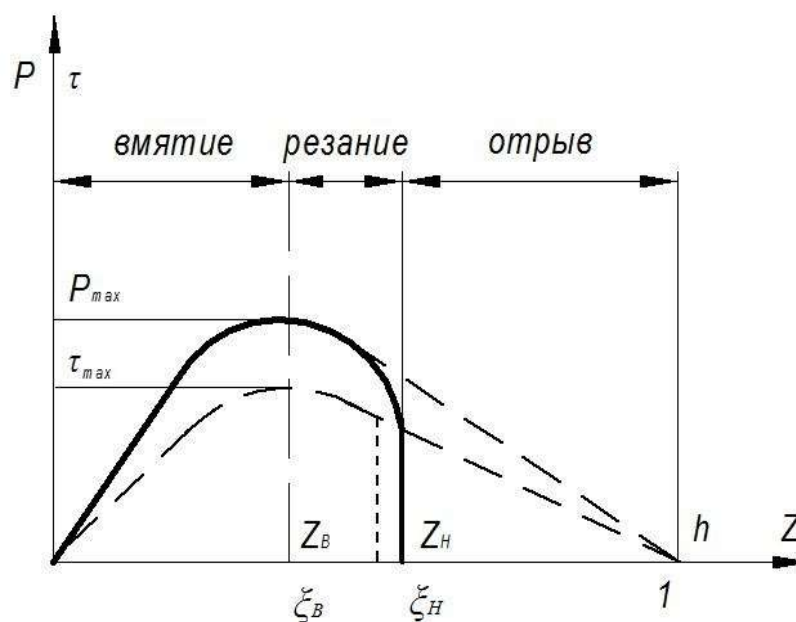


Рисунок 1.14 – Характерный вид зависимостей $P = f(\xi)$ и $\tau = f(\xi)$ при резании полосы параллельными ножами

В расчетные формулы усилия резания наклонными ножами как раз и входит коэффициент надреза. Например, широко используемая формула А.А. Королёва [24; 40], имеет вид:

$$P_{max} = \frac{(2-\varepsilon_H)\varepsilon_H}{2tg\alpha} h^2 k \sigma_B, \quad (1.1)$$

где P_{max} – максимальное усилие при резании наклонными ножами (рисунок 3.2,а);

k – коэффициент, учитывающий боковой зазор, затупление ножей, изгиб листа, соотношение пределов прочности по нормальным и касательным напряжениям;

σ_B – предел прочности материала листа; $\angle\alpha = (1 \div 6)^\circ$ – угол наклона ножа.

Чем выше угол наклона ножа, тем ниже максимальное усилие [73,76,95].

Подобную структуру имеют и другие известные зависимости [48,49,74,96].

Очевидно, что достоверность расчетов по формуле (1.1) будет во многом определяться достоверностью значений коэффициента надреза ε_H .

В работе [15,16,50] приведены значения коэффициентов ε_H некоторых металлов, полученных при резании образцов небольшого сечения (25×25 мм) параллельными ножами. Указывается, что для пластичных материалов ε_H доходит до 0,6–0,9, а для хрупких уменьшается до 0,12–0,15. Там же указывается на их невысокую достоверность. Поэтому задача повышения достоверности при опытном определении коэффициентов надреза является актуальной.

Разработка достоверного способа определения коэффициента надреза – одна из задач наших исследований.

Представленная выше зависимость (1.1) для определения усилия резания наклонными ножами базируется на допущении [15,47], что касательные напряжения при резании постоянны по всей длине зоны резания и имеют максимальное значение.

Указанное допущение приводит к значительному завышению расчетных усилий резания. Оценка степени этих завышений – вторая задача наших исследований. Третья задача исследований – вывод расчетных зависимостей для определения усилий резания, более полно характеризующих процесс резания наклонными ножами. Решение данных задач изложено в 3 главе.

1.4 Анализ конструкций станин гильотинных ножниц

В настоящее время для резки металлических листов используют в основном ножницы с прямолинейным движением наклонных ножей (гильотинные ножницы) или шевронных ножей [13,97] открытого или закрытого типа с подвижным верхним или нижним ножом.

Ножницы с нижним резом обычно изготавливают закрытого типа. Нижний подвижный нож при этом выполняют горизонтальным, реже – наклонным. Во втором случае конструкция ножниц усложняется, но обеспечивается лучшее качество реза.

Ножницы с верхним резом выполняют с наклонным или шевронным верхним подвижным ножом закрытого и открытого типа. Ножницы закрытого

типа используют для резки широких листов, открытого типа – для резки узких полос.

Существенным недостатком таких ножниц является большая масса и габариты.

В данной работе предложена бесстанинная конструкция. В качестве рамы ножниц бесстанинного двухцилиндрового силового блока, в котором стойки рамы являются плунжерами силовых цилиндров, а цилиндры соединены с подвижной траверсой. Данной работе посвящена 5 глава диссертации.

1.5 Выводы

1. Используемые в настоящее время гильотинные ножницы с электромеханическим приводом отличаются сложностью конструкции, большими габаритами и массой. Удельная масса этих ножниц (масса, приходящаяся на единицу усилия) достигает 50 т/МН.

2. Используя преимущества гидропривода перед электромеханическим приводом (простота получения прямолинейного движения, меньшие габариты и масса, защита от перегрузок) можно создать простой по конструкции силовой блок с цилиндрами поступательного движения.

3. Известные решения по гильотинным ножницам с гидроприводом базируются на двухцилиндровом силовом блоке с использованием простой схемы синхронизации (последовательное соединение цилиндров) и простого насосного привода. Последнее является существенным недостатком, поскольку простой насосный привод имеет избыточную установочную мощность насосов. Многие известные решения по двухцилиндровым прессовым установкам имеют систему синхронизации на основе сдвоенных дозаторов, работающих в мультипликаторном режиме, что позволяет использовать в приводе недорогие насосы среднего давления (шестеренные и пластинчатые). Существенным недостатком этой системы является использование мультипликаторов при холостом ходе, что увеличивает время прямого хода и рабочего хода в целом,

усиливает негативность недостатка простого насосного привода (избыточность установочной мощности насосов).

4. Существующие на сегодняшний день методики по определению усилий резания базируются на допущении, что касательные напряжения при резании постоянны по всей длине зоны резания и имеют максимальное значение. Указанное допущение приводит к значительному завышению расчетных усилий резания.

В данной работе предлагается рассмотреть использование сдвоенных дозаторов, работающих в редукторном режиме при холостом ходе и в мультипликаторном режиме при рабочем ходе (редукторно-мультипликаторный привод), обеспечивающих повышение скорости холостого хода, уменьшение времени прямого хода в целом, повышение давления насосов при холостом ходе и, как следствие, снижение установочной мощности насоса. Все это позволяет применить варианты редукторно-мультипликаторного привода со сдвоенными дозаторами как базовый для разработки экономичного гидравлического привода металлургических гильотинных ножниц.

Подробно редукторно-мультипликаторный привод будет рассмотрен во 2 и 4 главах диссертации.

ГЛАВА 2 ВЫБОР ВИДА И СХЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ГИЛЬОТИННЫХ НОЖНИЦ

2.1 Выбор вида гидропривода

Общие вопросы использования, проектирования и расчета гидравлических приводов применительно к различным видам машин, в том числе и металлургических, исследованы достаточно глубоко [59].

Основными видами объемных приводов металлургических гильотинных ножниц является безаккумуляторный насосный привод (насосный привод) и насосно-аккумуляторный привод [60].

Сравнительно высокий КПД ($\eta=0,65-0,85$) – одно из важнейших преимуществ насосного привода. Другие преимущества: легкость управления и контроля давления, отсутствие постоянного высокого давления в системе.

Недостатком насосного привода является неполное использование мощности приводных двигателей насосов в периоды снижения рабочего усилия и рабочей скорости. Однако известны методы, позволяющие значительно уменьшить влияние этого недостатка. Для этого предусматривают кратковременную работу двигателей с перегрузкой, устанавливают насосы с регулируемой подачей, используют маховичный привод насосов и др. [60].

Возможны и другие технические решения этого вопроса.

Выбор вида привода производится на основе анализа силовых и скоростных параметров технологического процесса (в нашем случае процесс резки листов) с учетом конструкции силового блока.

При этом учитываются максимальное усилие и необходимость его регулирования; степень заполнения графика усилий (φ); величины ходов: рабочего, холостого; величины скоростей (рабочего, холостого и обратного хода) и необходимость их регулирования; соотношение ($\alpha=t_p/t_u$) между временем рабочего хода (t_p) и временем полного цикла (t_u); вид рабочей жидкости (минеральное масло или эмульсия); эксцентриситет приложения нагрузки (ζ) и др.

Сама по себе величина максимального усилия не ставит особых условий при выборе вида привода, а увязывается с коэффициентом жесткости силового блока.

Насосный привод не рекомендуется использовать при малой жесткости силового блока, который определяется геометрическими размерами и конструкцией элементов блока, что в большей степени зависит от величины рабочего хода [59].

В нашем случае при использовании шевронного ножа с небольшим углом наклона режущих кромок будем иметь сравнительно небольшую величину рабочего хода, а значит, и сравнительно большой коэффициент жесткости, что в итоге позволяет использовать насосный привод.

Применение насосного привода предпочтительно также в случае использования минерального масла в качестве рабочей жидкости. при сравнительно небольших величинах ходов, невысоких величинах скоростей, при высокой степени заполнения графика усилий, при сравнительно высоком соотношении времени рабочего хода и времени полного цикла [60,61,62, 00,101].

В нашем случае нет условий, препятствующих использованию минерального масла в качестве рабочей жидкости (особенно при холодном резании).

Проанализируем процесс резания шевронными ножами на предмет оценки величины соотношения (α) и степени заполнения графика усилий (φ). При этом будем рассматривать только прямой ход ножей, поскольку обратный ход непосредственно не связан с процессом резания. Он осуществляется возвратными цилиндрами, силу их нагружения определяет сила веса подвижных элементов и сила трения. Выбирая параметры возвратных цилиндров, можно обеспечить достаточно высокую степень загрузки насосов при этом движении.

На схеме (рисунок 2.1) показаны четыре (I,II,III,IV) характерные положения кромок подвижного шевронного ножа 1 относительно кромки неподвижного ножа 2 и листа 3 при прямом ходе.

Положения I и IV определяют полную величину прямого хода (H):

$$H = h + \frac{b}{2} \operatorname{tg} \varphi + \Delta + y, \quad (2.1)$$

где h – толщина листа;

b – ширина листа;

φ – угол наклона ножей;

$\Delta = 5 \div 10$ мм – перекрытие ножей;

$y = 15 \div 30$ мм – расстояние от ножа до листа максимальной толщины.

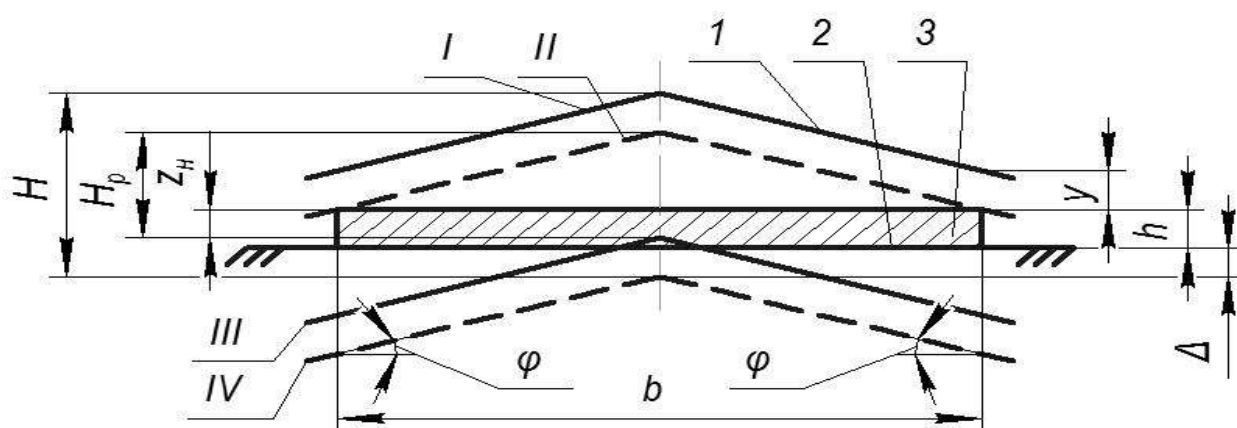


Рисунок 2.1 – Схема относительного перемещения ножей при резании

Положения II и III определяют величину хода при резании листа (H_p):

$$H_p = \frac{b}{2} \operatorname{tg} \varphi + z_H = \frac{b}{2} \operatorname{tg} \varphi + \xi_H h, \quad (2.2)$$

где z_H ; ξ_H – соответственно величина надреза и коэффициент надреза.

Разность между H и H_p определяет величина холостого хода (H_x):

$$H_x = H - H_p = y + \Delta + h(1 - \xi_H). \quad (2.3)$$

При использовании простого насосного привода с подачей жидкости в силовые цилиндры от насосов напрямую скорости холостого и рабочего хода будут равны ($V_x=V_p$).

В этом случае соотношение α определяется соотношением величин H и H_p , т.е.:

$$\alpha = H_p/H. \quad (2.4)$$

Этим же соотношением будет определяться и степень заполнения графика усилий, что видно на рисунке 2.2.

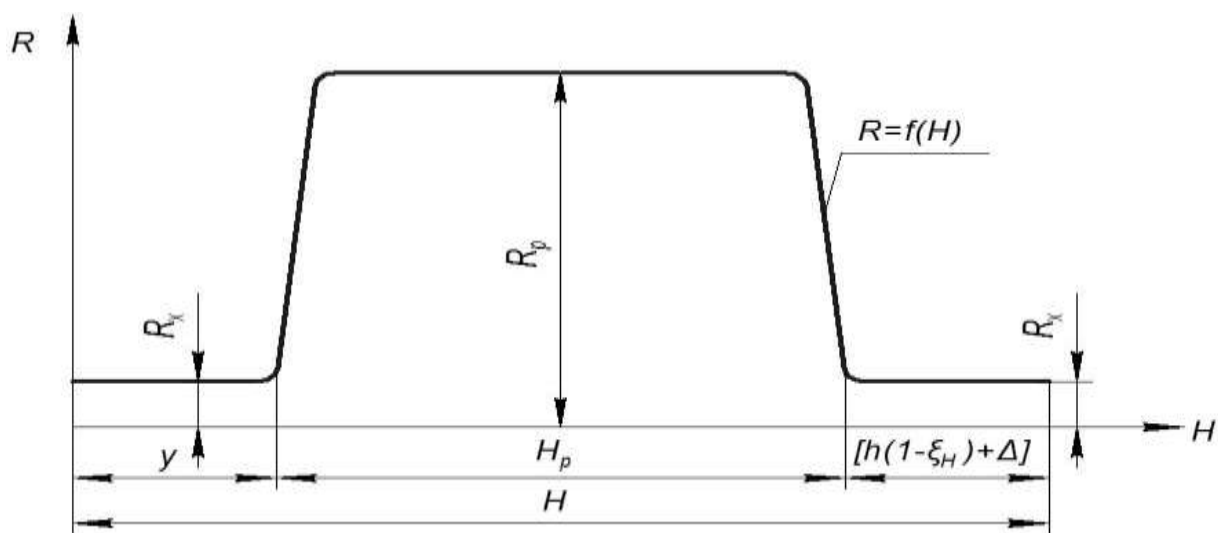


Рисунок 2.2 – График усилий при прямом ходе:

R_x – усилие холостого хода; R_p – усилие рабочего хода (сила резания)

Рассмотрим пример резания тонких и толстых листов, поскольку величина y и Δ принимаются в зависимости от толщины листа [15].

Резание тонкого листа

Исходные данные:

$$b=2000 \text{ мм};$$

$$h=3 \text{ мм};$$

$$\varphi=3^\circ (\text{tg}\varphi=0,0524);$$

$$\xi_H=0,4;$$

$$y=15 \text{ мм};$$

$$A=5 \text{ мм}.$$

$$\text{Расчеты: } H_p = \frac{2000}{2} \cdot 0,0524 + 0,4 \cdot 3 = 53,6, \text{ мм};$$

$$H = 3 + \frac{2000}{2} \cdot 0,0524 + 5 + 15 = 75,4, \text{ мм};$$

$$\alpha = \varphi = \frac{53,6}{75,4} = 0,71.$$

Резание толстого листа

Исходные данные:

$$b=3000 \text{ мм};$$

$$h=50 \text{ мм};$$

$$\varphi=8^\circ (\text{tg}\varphi=0,1405);$$

$$\xi_H=0,4;$$

$$y=30 \text{ мм};$$

$$A=10 \text{ мм}.$$

$$\text{Расчеты: } H_p = \frac{3000}{2} \cdot 0,1405 + 0,4 \cdot 50 = 230,75, \text{ мм};$$

$$H = 50 + \frac{3000}{2} \cdot 0,1405 + 10 + 30 = 300,75, \text{ мм};$$

$$\alpha = \varphi = \frac{230,75}{300,75} = 0,76.$$

Приведенные примеры показывают достаточно высокое соотношение α и высокую степень заполнения графика усилий при резании листа, что позволяет окончательно принять к использованию в приводе металлургических гильотинных ножиц маслонасосный привод.

Эксцентриситет приложения нагрузки (ε) в случае использования шевронного ножа может возникнуть в результате колебания сил трения в уплотнениях и направляющих. Величина этого эксцентриситета в принципе не должна быть высокой, но принятая двухцилиндровая конструкция силового блока требует введения в систему элементов синхронизации движения силовых цилиндров.

Известно большое число синхронизирующих схем и устройств [63]. К ним относятся: система питания каждого цилиндра от независимого насоса, уравнение расхода жидкости дросселями, последовательное соединение цилиндров, использование делителей потока или дроссельных порционеров, использование спаренных обратимых насосов, системы с устройствами обратной связи и, в частности, системы со следящими золотниками, системы с двойными мультипликаторами и др.

Высокую степень синхронизации движения рабочих цилиндров обеспечивают системы со следящими золотниками. Однако они отличаются сложностью, требуют высокой культуры обслуживания. Их использование оправдано при больших эксцентриситетах силовой нагрузки. Достаточно сложны и системы с дополнительными насосами. Системы, базирующиеся на дросселировании жидкости, отличаются простотой, но не дают необходимой точности синхронизации и значительно снижают КПД привода.

При малых эксцентриситетах силовой нагрузки для синхронизации движения цилиндров оправдано применение двойного мультипликатора с одновременным использованием его по прямому назначению для повышения давления при рабочем ходе, что, как отмечено выше, целесообразно при насосном приводе.

Однако нужно учитывать, что использование двойного мультипликатора снижает скорость движения, что оправдано при рабочем ходе, но делает нецелесообразным его использование для синхронизации при холостом ходе, поскольку это еще больше усугубляет недостаток насосного привода, связанный с неполным использованием мощности приводных двигателей насосов.

Это можно устранить введением в систему управления двойного гидравлического редуктора с использованием его для синхронизации движения цилиндров при холостом ходе. При этом уменьшается расход жидкости от насосов, обеспечивается повышение скорости движения, что и позволяет повысить качества насосного привода с использованием мощности приводных двигателей насосов.

В итоге для обеспечения работы двухцилиндрового силового блока принимаем к разработке маслonaсосный редукторно–мультипликаторный привод. При этом необходимо выбрать рациональную схему управления приводом, выбрать конструкцию основных элементов и оценить их параметры.

2.2 Выбор схемы управления насосным редукторно–мультипликаторным приводом

2.2.1 Конструктивные элементы сдвоенных гидравлических мультипликаторов и редукторов

Использование в приводе металлургических гильотинных ножниц сдвоенных гидравлических редукторов и мультипликаторов позволяет, помимо основного результата синхронизация перемещения плунжеров (поршней) силовых цилиндров двухцилиндрового силового блока получить в работе привода две ступени скорости и давления.

С учетом основного требования синхронизации движения силовых цилиндров, сдвоенные и редуктор, и мультипликатор имеют по два выходных цилиндра. В зависимости от количества входных цилиндров будем их разделять на простые сдвоенные (с одним входным цилиндром) и блочные сдвоенные (с двумя входными цилиндрами) [68]. Режим подачи жидкости может быть периодическим или непрерывным [65].

Таким образом, могут быть использованы сдвоенные редукторы и мультипликаторы (дозаторы):

- простые сдвоенные периодического действия;
- блочные сдвоенные периодического действия;
- простые сдвоенные непрерывного действия;
- блочные сдвоенные непрерывного действия.

Компоновка цилиндров в конструкции может быть параллельной или соосной [64]. Предпочтительна соосная установка с учетом благоприятного симметричного силового нагружения.

При разработке схем управления приводом с использованием дозаторов периодического действия должна решаться задача возврата их подвижных элементов в исходное положение после каждого срабатывания.

Принципиально эти операции можно выполнить несколькими способами.

1. Установить возвратные цилиндры на редукторе и мультипликаторе.

Недостатком этого способа является то, что для компенсации рассогласования движения элементов редуктора (мультипликатора) при их зарядке и рабочих цилиндров силового блока при их обратном ходе (чего практически невозможно избежать) необходимо вводить в схему дополнительные устройства, которые должны обеспечить или сброс жидкости, или подачу жидкости в дозирующие полости редуктора (мультипликатора). Таким устройством может быть, например, наполнительный бак [59]. Все это усложняет схему. А главное, этот способ не обеспечивает синхронизации движения рабочих цилиндров силового блока при обратном ходе.

2. Подавать жидкость от насосов в дозирующие полости редуктора (мультипликатора) [102].

Этот способ также не обеспечивает синхронизации движения рабочих цилиндров при обратном ходе. Кроме того, отдельный, не совмещенный во времени, возврат подвижных элементов силового блока и элементов редуктора (мультипликатора) увеличивает продолжительность рабочего цикла.

3. Использовать усилие возвратных цилиндров силового блока [103].

При этом способе жидкость, вытесняемая из рабочих цилиндров при обратном ходе подвижных элементов силового блока, заполняет дозирующие полости редуктора (мультипликатора) и выводит их подвижные элементы в исходное положение. Если рассматривать обратный ход как слив жидкости из рабочих цилиндров, то этот слив осуществляется в данном случае через

дозирующие полости двойного редуктора и мультипликатора. Этим обеспечивается синхронное движение рабочих цилиндров при обратном ходе.

Учитывая важные достоинства, третий способ зарядки редуктора и мультипликатора принимаем для реализации при разработке схем управления.

При этом способе дозаторы периодического действия не требуют дополнительных конструктивных элементов, кроме основных: входные и выходные (дозирующие) цилиндры.

В состав простого сдвоенного дозатора периодического действия (рисунок 2.3) входит входной цилиндр 1 с диаметром плунжера D и два дозирующих (выходных) цилиндра 2 с диаметром плунжеров d . Тяги 3 образуют блок неподвижных цилиндров, тяги 4 – блок подвижных плунжеров. При срабатывании дозатора жидкость от насосов подается в цилиндр 1 и вытесняется из цилиндров 2. Поскольку вытесняется два равных потока жидкости, скорости поршней силовых цилиндров двухцилиндрового силового блока будут равны. Соотношение диаметров плунжеров этого устройства должны отвечать условиям:

– для редуктора – $D^2 < 2d^2$ и коэффициент редукции (K_p):

$$K_p = D^2 / (2d^2); \quad (2.5)$$

– для мультипликатора – $D^2 > 2d^2$ и коэффициент мультипликации (K_m):

$$K_m = D^2 / (2d^2) \quad (2.6)$$

При этом $K_p < 1$ и $K_m > 1$

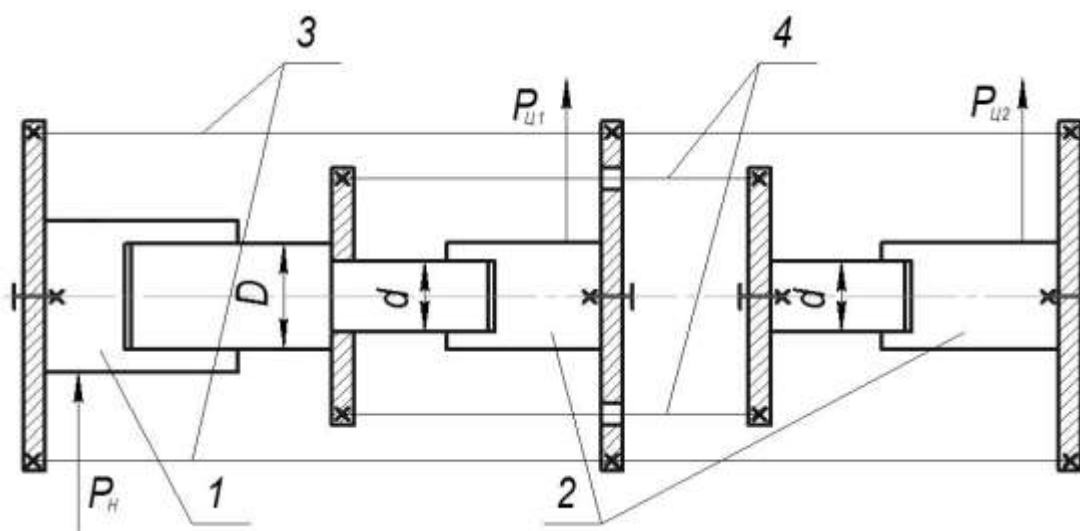


Рисунок 2.3 – Схема соосного простого сдвоенного дозатора периодического действия

Поскольку сдвоенные редуктор и мультипликатор выполняют функции дозаторов, подачу жидкости в двухцилиндровый блок мы не сможем подавать из одного цилиндра 1. Исходя из этого, устройство на рисунке 2.3 необратимо: оно не может быть использовано как блочный редуктор–мультипликатор. В этом случае устанавливают два отдельных устройства: редуктор и мультипликатор.

Схема сдвоенного блочного редуктора–мультипликатора представлена на рисунке 2.4. Он имеет два цилиндра 1 с диаметром плунжеров D и два цилиндра 2 с диаметров плунжеров d ($D > d$). Тяги 3 образуют блок неподвижных цилиндров, а тяги 4 – блок подвижных плунжеров.

При одновременной подаче жидкости от насосов в цилиндры 1 и вытеснении из цилиндров 2 устройство функционирует как мультипликатор с коэффициентом мультипликации (K_M):

$$K_M = D^2 / d^2. \quad (2.7)$$

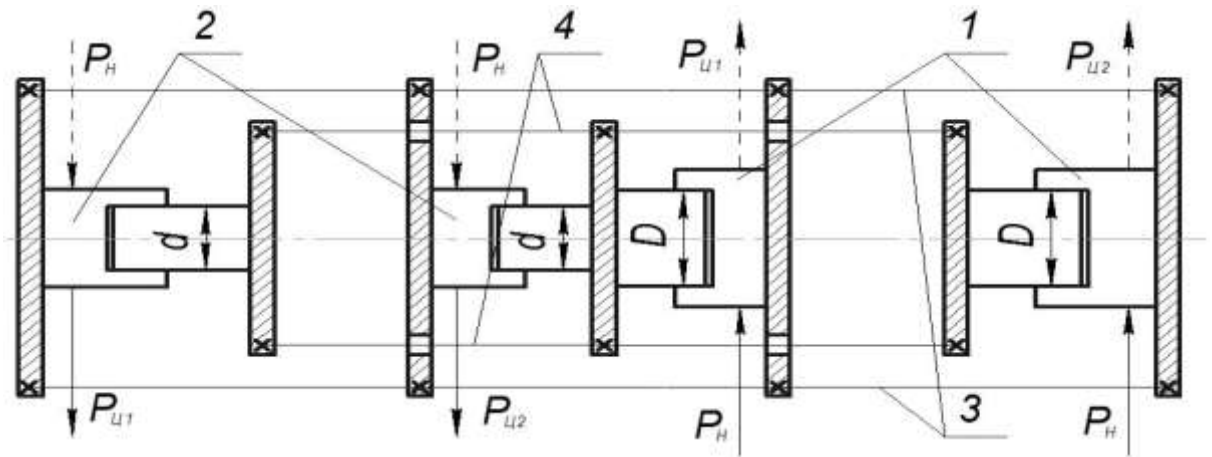


Рисунок 2.4 – Схема соосного блочного сдвоенного дозатора периодического действия

При подаче жидкости в цилиндры 2 и вытеснении из цилиндров 1, устройство функционирует как редуктор с коэффициентом редукции (K_p):

$$K_p = d^2 / D^2. \quad (2.8)$$

Поскольку редуктор и мультипликатор используются в различные периоды работы привода (редуктор при холостом ходе, мультипликатор при рабочем ходе), то устройство, показанное на рисунке 2.4, можно использовать и как редуктор, и как мультипликатор попеременно. При этом в соответствии с (2.7) и (2.8) K_m и K_p будут связаны зависимостью:

$$K_m \cdot K_p = 1. \quad (2.9)$$

При использовании в приводе отдельных редуктора и мультипликатора величины K_m и K_p мы сможем устанавливать независимо друг от друга. Представленный на рисунке 2.5 простой сдвоенный дозатор непрерывного действия представляет собой совокупность двух (левого и правого по схеме) соосно установленных сдвоенных дозаторов периодического действия (рисунок 2.3) с центральным расположением входных цилиндров 1 (левый) и 2 (правый) и с

периферийным расположением дозирующих цилиндров 3 (левые) и 4 (правые). Тяги 5 образуют блок подвижных плунжеров, тяги 6 – блок неподвижных цилиндров.

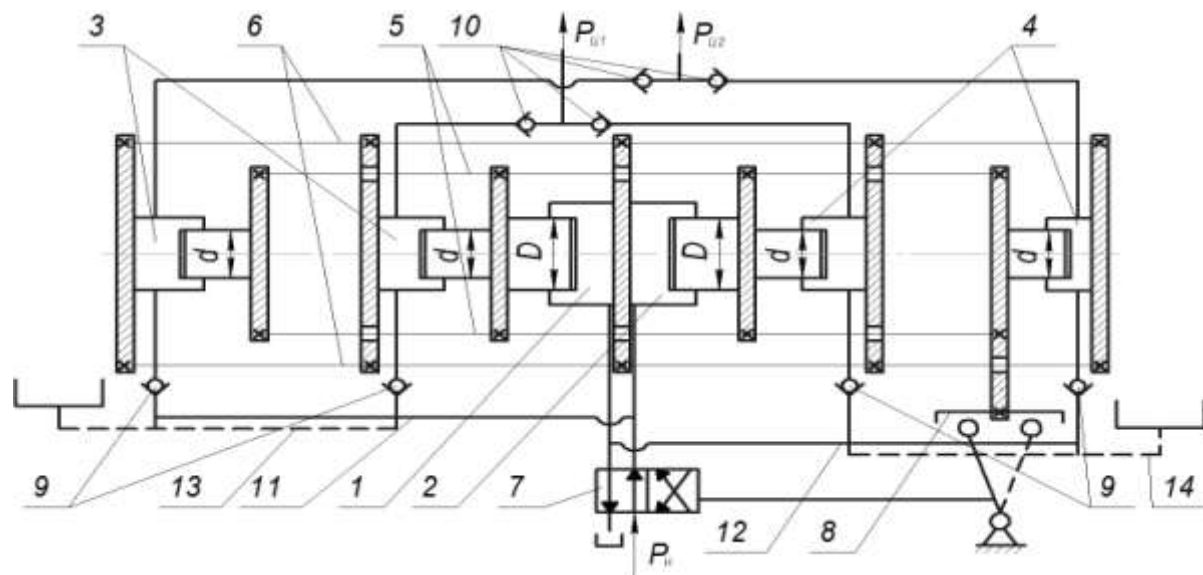


Рисунок 2.5 – Схема соосного простого сдвоенного дозатора непрерывного действия

Непрерывность действия (подачи) определяет переменная работа левого и правого дозаторов, что, в свою очередь, обеспечивается двухпозиционным четырехходовым переключающим золотником 7 с устройством переключения 8, закрепленным на подвижном блоке плунжеров, и с системами, каждая, из четырех обратных клапанов 9 и 10 установленных, соответственно, на входах и выходах дозирующих цилиндров.

Входы переключающего золотника соединены отдельно с напорной и сливной магистралями, выходы с одним из входных цилиндров (1 и 2) и одновременно с дозирующими цилиндрами разноименных дозаторов через обратные клапаны 9 системы. Выходы дозирующих цилиндров попарно (левый и правый) соединены с одним из цилиндров силового блока через обратные клапана 10 системы.

При нахождении переключающего золотника в исходной позиции (схема рисунка 2.5) жидкость от насоса поступает в правый 2 входной цилиндр и

одновременно в дозирующие цилиндры 3 левого дозатора, а вытесняется из дозирующих цилиндров 4 правого дозатора в силовые цилиндры. При выходе подвижного блока плунжеров в крайнее правое положение (по схеме) устройство 8 переключает золотник 7 во вторую позицию, при которой жидкость от насосов поступает в левый 1 входной цилиндр и одновременно в дозирующие цилиндры 4 правого дозатора, а вытесняется из дозирующих цилиндров 3 левого дозатора в силовые цилиндры. При выходе блока плунжеров в крайнее левое положение (по схеме) устройство 8 переключает золотник 7 в исходную позицию и начинается повторный цикл работы устройства и т.д. Устройство в этом случае работает с коэффициентом мультипликации:

$$K_m = 1 + \frac{D^2}{2d^2}, \quad (2.10)$$

т.е. сохраняет мультипликативный эффект $K_m > 1$ при любом соотношении размеров плунжеров входных и дозирующих цилиндров.

Данное устройство сохраняет работоспособность, если дозирующие плунжеры отсоединить от выходов переключающего золотника (убрать участки трубопроводов 11 и 12) и подсоединить дозирующие цилиндры к баку для жидкости (пунктирные линии 13 и 14 на схеме).

Эффективность устройства в этом случае определяется соотношением диаметров плунжеров входного и дозирующих цилиндров. При $D^2 > 2d^2$ имеет место мультипликативный эффект с коэффициентом мультипликации (K_m), определяющимся зависимостью (2.6): $K_m = D^2/2d^2 > 1$. При $D^2 < 2d^2$ имеет место быть редукторный эффект с коэффициентом редукции (K_p): $K_p = D^2/2d^2 < 1$.

Представленный на рисунке 2.6 блочный двоянный дозатор непрерывного действия представляет собой совокупность двух (левого и правого по схеме) блочных двоянных дозаторов периодического действия (рисунок 2.4) с центральным расположением цилиндров с диаметром D (1 левые, 2 правые по схеме) и с периферийным расположением цилиндров с диаметром плунжеров d (3

левые; 4 правые по схеме). При этом $D > d$. Тяги 5 образуют блок подвижных плунжеров, тяги 6 – блок неподвижных цилиндров.

Непрерывность действия (подачи) определяет переменная работа левого и правого дозаторов, что, в свою очередь, обеспечивается двухпозиционным четырехходовым переключающим золотником 7 с устройством его переключения 8, закрепленным на подвижном блоке плунжеров, и системами 9 и 10 каждая из четырех обратных клапанов, установленных соответственно на входах и выходах цилиндров с плунжерами диаметром d (цилиндры 3 и 4). Совокупность этих аппаратов обеспечивает работу устройства в мультипликаторном режиме.

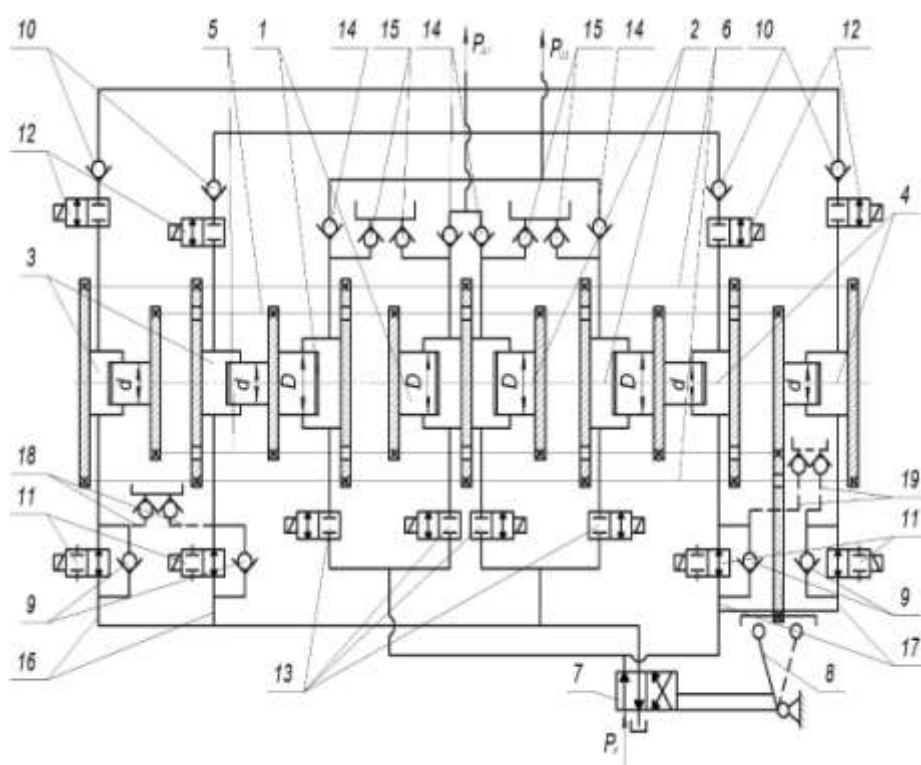


Рисунок 2.6 – Схема соосного блочного сдвоенного дозатора непрерывного действия

Для обеспечения работы устройства в редукторном режиме дополнительно установлены системы отсечных золотников (каждая из четырех) и системы обратных клапанов (каждая из четырех). Нормально открытые золотники системы 11 установлены параллельно с клапанами 9, нормально закрытые золотники системы 12 установлены перед клапанами системы 10, нормально закрытые

золотники системы 13 установлены на входе цилиндров с диаметром плунжеров D (цилиндры 1 и 2). Системы обратных клапанов 14 и 15 установлены на выходах цилиндров 1 и 2.

Входы переключающего золотника отдельно соединены с напорной и сливной магистралями. Выходы – с входами одной из пар (левая и правая) напорных клапанов системы 13 и одновременно – с входами одной из пар разноименных (правая и левая) блоков напорных клапанов системы 11 с обратными клапанами системы 9. Выходы разноименных (левая и правая) пар обратных клапанов систем 10 и 14 соединены с одним из силовых цилиндров. Выходы всех клапанов системы 15 соединены с баком для жидкости.

При нахождении отсечных золотников в исходном положении устройство функционирует в редукторном режиме, после их переключения в мультипликаторном режиме.

Редукторный режим

При нахождении переключающего золотника 7 в исходной позиции (рисунок 2.6) жидкость от насоса поступает в цилиндры 4 через открытые золотники системы 11 и обратные клапаны системы 9. Блок плунжеров движется влево (по схеме). При этом жидкость из цилиндров 2 через обратные клапаны системы 14 отдельно вытесняется в цилиндры силового блока. Жидкость из цилиндров 3 через открытые золотники системы 11 вытесняется на слив. Одновременно в цилиндры 1 жидкость поступает из бака для жидкости через клапаны системы 15.

При выходе блока плунжеров в крайнее левое положение устройство 8 переводит золотник 7 во вторую позицию, при которой жидкость от насоса поступает в цилиндры 3, вытесняется из цилиндров 1 в цилиндры силового блока, а из цилиндров 4 на слив. Одновременно в цилиндры 2 поступает жидкость из бака для жидкости.

При выходе блока плунжеров в крайнее правое положение устройство 8 переключает золотник 7 в исходную позицию. Начинается новый цикл работы устройства и т.д.

Устройство в этом случае работает с коэффициентом редукции (K_p) определяемым зависимостью (2.8): $K_p = d_2/D_2$.

Мультипликаторный режим

При нахождении золотника 7 в исходной позиции жидкость от насоса через открытые золотники системы 13 поступает в цилиндры 1 и в цилиндры 4 через обратные клапаны системы 9. Блок плунжеров перемещается влево. Жидкость из цилиндров 3 через открытые золотники 12 и обратные клапаны 10 вытесняется отдельно в силовые цилиндры (Ц1, Ц2). Жидкость из цилиндров 2 вытесняется через золотники 13 и золотник 7 на слив.

При выходе блока плунжеров в крайнее левое положение устройство 8 переключает золотник 7 во вторую позицию. При этом жидкость от насоса поступает в цилиндры 2 и 3. Блок плунжеров движется вправо. Жидкость из цилиндров 4 вытесняется в силовые цилиндры (Ц1, Ц2), а из цилиндров 1 – на слив.

При выходе блока плунжеров в крайнее правое положение устройство 8 переключает золотник 7 в исходную позицию. Начинается новый цикл работы устройства и т.д.

Устройство в этом случае работает с коэффициентом мультипликации (K_m):

$$K_m = 1 + \frac{D^2}{d^2}. \quad (2.11)$$

При этом в соответствии с зависимостями (2.8) и (2.11) коэффициенты K_p и K_m связаны зависимостью:

$$K_p(K_M - 1) = 1. \quad (2.12)$$

Данное устройство сохраняет работоспособность, если входы обратных клапанов системы 9 отсоединить от подающих трубопроводов 16 и 17 и присоединить к баку для жидкости (пунктирные линии 18 и 19 на схеме).

В этом случае при работе в мультипликаторном режиме при подаче жидкости от насоса в цилиндры 1 и в цилиндры 2 жидкость от насоса в цилиндры 3 и 4 не будет поступать, а их заполнение будет осуществляться из бака для жидкости. Устройство будет работать с коэффициентом мультипликации (K_M), определяемым зависимостью (2.7): $K_M = D_2/d_2$. При этом коэффициенты K_M и K_p связаны зависимостью (2.9): $K_M \cdot K_p = 1$.

Включение между насосами и силовыми цилиндрами редуктора (мультипликатора), по сравнению с вариантом подачи жидкости в силовые цилиндры напрямую от насосов, изменяет скорость силового блока и рабочее давление насосов.

При включении редуктора скорость (V_p) силового блока (редукторная скорость):

$$V_p = V_H / K_p, \quad (2.13)$$

где $V_H = Q_H / 2S_{\Pi}$ – скорость поршней силового блока при подаче жидкости в силовые цилиндры напрямую от насосов;

Q_H – подача насосов;

S_{Π} – площадь поршня силового цилиндра.

Рабочее давление насосов при этом также увеличивается по отношению к давлению в силовых цилиндрах:

$$P_{HP} = P_{\Pi} / K_p \quad (2.14)$$

где $P_{ц}$ – давление в силовых цилиндрах.

При включении мультипликатора скорость (V_M) силового блока (мультипликаторная скорость) и рабочее давление насосов (P_{HM}) уменьшаются:

$$V_M = V_H / K_M \quad (2.15)$$

$$P_{HM} = P_{ц} / K_M \quad (2.16)$$

Таким образом, используя редуктор при холостом ходе, а мультипликатор при рабочем ходе, мы достигнем более равномерной загрузки насосов и тем самым повысим качественные показатели простого насосного привода.

В итоге, используя двухцилиндровый силовой блок в сочетании с описанными выше четырьмя видами сдвоенных дозаторов, синтезированы четыре схемы редукторно–мультипликаторных двухскоростных приводов:

1. Схема привода с отдельными простыми редуктором и мультипликатором периодического действия;
2. Схема привода с блочным редуктором–мультипликатором периодического действия;
3. Схема привода с отдельным простым редуктором периодического действия и мультипликатором непрерывного действия;
4. Схема привода с блочным редуктором–мультипликатором непрерывного действия.

2.2.2 Схема привода с отдельными редуктором и мультипликатором периодического действия

Вариант рассматриваемого редукторно–мультипликаторного привода [69], приведенный на рисунке 2.7, содержит простые сдвоенные редуктор 8 и мультипликатор 11 (рисунок 2.3).

В приводе используется также силовой блок с двумя силовыми цилиндрами 1 и с двумя возвратными цилиндрами 2 и насосная станция 3 с насосами постоянной подачи. Первая ступень скорости (V_P) (зависимость 2.13) прямого (холостого) хода обеспечивается подачей жидкости от реверсивного золотника 4 через трехпозиционный золотник 5 и двухпозиционный золотник 6 (при переключенных золотниках 7) во входную полость d_P редуктора 8. Из двух дозирующих полостей D_P редуктора жидкость через отсечные золотники 9 раздельно вытесняется в силовые цилиндры.

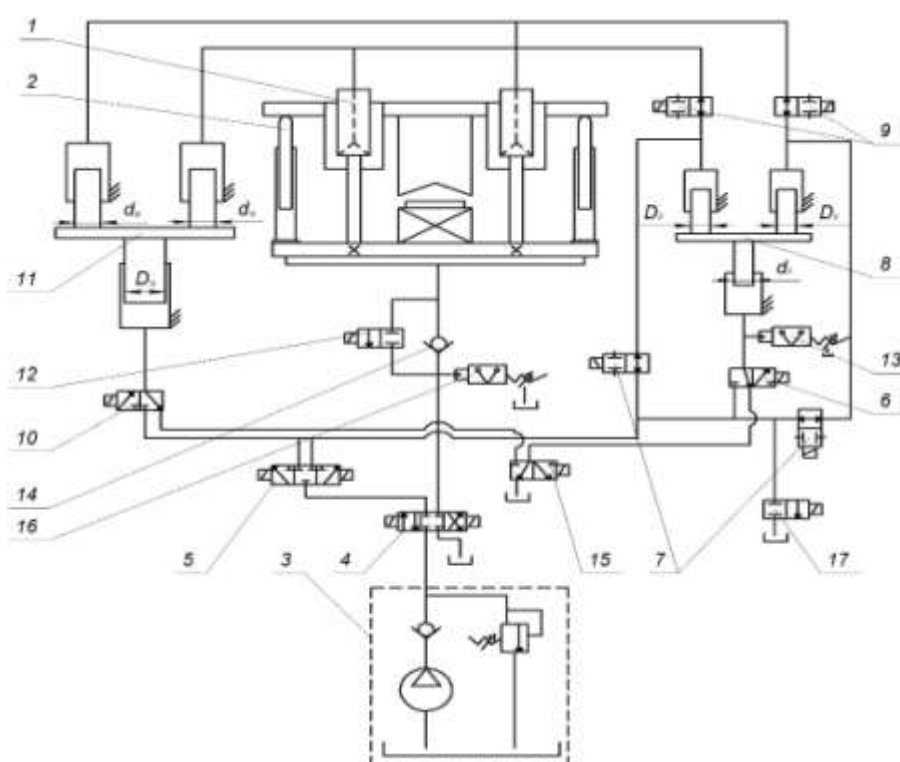


Рисунок 2.7 – Схема привода с отдельным редуктором и мультипликатором периодического действия

Вторая ступень скорости прямого хода (V_M) (зависимость 2.15) обеспечивается подачей жидкости от золотника 4 через золотники 5 и 10 (при переключенных золотниках 9) во входную полость D_M мультипликатора 11 с вытеснением жидкости из дозирующих полостей d_M мультипликатора раздельно в силовые цилиндры. Переключение золотников 9 обеспечивает разгрузку блока редуктора от высокого давления. В обоих случаях происходит переключение

золотника 12, что необходимо для слива жидкости из возвратных цилиндров. Переход на вторую ступень скорости обеспечивает реле давления 13.

Возврат подвижных элементов редуктора и мультипликатора в исходное положение осуществляется при возвратном ходе подвижных элементов силового блока. При этом жидкость от золотника 4 через обратный клапан 14 подается в возвратные цилиндры, а из силовых цилиндров вытесняется сначала в дозирующие полости D_P редуктора, а затем (после выхода подвижных элементов редуктора в исходное положение) в дозирующие полости d_M мультипликатора. Слив жидкости из входной полости редуктора d_P происходит через золотники 6 и 15. Слив из входной полости мультипликатора D_M – через золотник 10 и 15 (с переключением последнего).

При утечке жидкости из замкнутых объемов (дозировочные полости редуктора и мультипликатора – силовые цилиндры) подвижные элементы мультипликатора из-за недостатка жидкости не выйдут в исходное положение. В этом случае переключаются золотники 4 и 5, через которые вместе с золотниками 7 в замкнутые объёмы поступает компенсирующий объём жидкости. Подвижные элементы силового блока при этом удерживаются в крайнем верхнем положении вследствие того, что выход из возвратных цилиндров закрыт золотником 12 и обратным клапаном 14. При избытке жидкости в замкнутых объемах в исходное верхнее положение не выйдут подвижные элементы силового блока. В этом случае по команде реле давления 16 переключается золотник 17, который вместе с золотниками 9 и 7 обеспечивает слив избытка жидкости из замкнутых объемов.

Положение подвижных элементов силового блока, редуктора и мультипликатора контролируется концевыми переключателями (на схеме не показаны), от которых и поступают сигналы на включение соответствующих электромагнитов-золотников.

Достоинство схемы – обеспечение синхронизации движения силовых цилиндров во все периоды работы привода. Синхронизация при прямом ходе обеспечивается независимой подачей жидкости в силовые цилиндры из дозирующих цилиндров. Синхронизация при обратном ходе – независимым

сливом жидкости из силовых цилиндров в дозирующие цилиндры с возвратом подвижных элементов редуктора и мультипликатора в исходное положение (зарядка редуктора и мультипликатора).

Недостаток схемы – повышенное давление в силовых цилиндрах при зарядке мультипликатора вследствие мультипликативного эффекта по отношению к потерям давления в линии «входной цилиндр мультипликатора – золотники 10 и 15 – бак для жидкости», что потребует увеличения размеров возвратных цилиндров.

2.2.3 Схема привода с блочным редуктором–мультипликатором периодического действия

В рассматриваемом приводе [70] (рисунок 2.8) используется сдвоенный блочный дозатор периодического действия 5 (рисунок 2.4), два силовых цилиндра 1, два возвратных цилиндра 2, насосная станция 3, реверсивный золотник 4, четыре трехходовые двухпозиционные золотники 6, 7, 8 и 9, три отсечных золотника 10, 11 и 12.

Первая ступень скорости V_p (зависимость 2.13) при прямом ходе обеспечивается подачей жидкости от золотника 4 через золотники 6 и 7 в полости цилиндров дозатора 13 и 14 с диаметром плунжеров d с последующим вытеснением ее из полостей цилиндров 15 и 16 с диаметром плунжеров D ($D > d$) в силовые цилиндры 1 отдельно через золотники 8 и 9.

Вторая ступень скорости V_m (зависимость 2.15) обеспечивается подачей жидкости через золотники 6 и 7 после их переключения по сигналу реле давления (на схеме не показаны) в полости цилиндров 15 и 16 дозатора с последующим вытеснением ее из полостей цилиндров 13 и 14 отдельно через золотники 8 и 9 (также после их переключения) в силовые цилиндры 1.

Возврат подвижных элементов дозатора в исходное положение осуществляется с использованием жидкости, сливаемой из силовых цилиндров

при обратном ходе, когда жидкость от насоса через реверсивный золотник подается в возвратные цилиндры 2

На первом этапе обратного хода жидкость из силовых цилиндров 1 через золотники 8 и 9 перетекает в цилиндры дозатора 13 и 14, а жидкость из цилиндров 15 и 16 через золотники 6 и 7 вытесняется на слив. На этом этапе в дозатор возвращается жидкость, вытесняемая из него при рабочем ходе.

На втором этапе обратного хода жидкость из силовых цилиндров через золотники 8 и 9 после их переключения перетекает в цилиндры 15 и 16, а из цилиндров 13 и 14 дозатора через золотники 6 и 7 вытесняется на слив. На этом этапе в дозатор возвращается жидкость, вытесненная из него при холостом ходе.

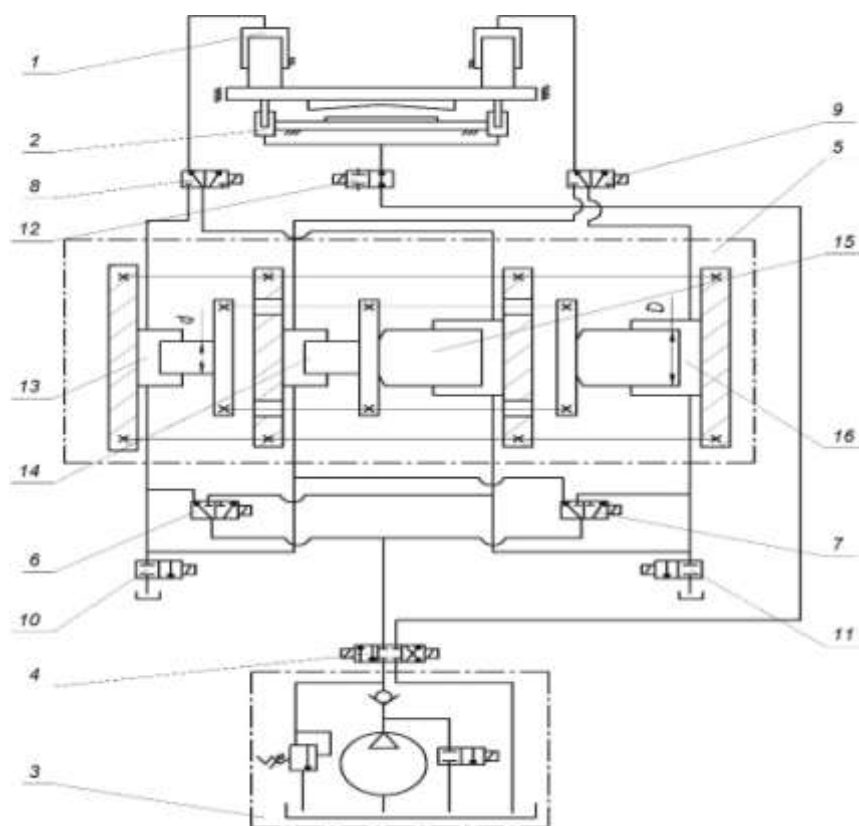


Рисунок 2.8 – Схема привода с блочным редуктором–мультипликатором периодического действия

Продолжительность этапов определяется положениями подвижного блока плунжеров дозатора, которые, в свою очередь, контролируются концевыми переключателями (на схеме не показаны). Обратный ход в итоге заканчивается

выходом блока плунжеров силовых цилиндров в крайнее верхнее положение (по схеме) и блока плунжеров дозатора в исходное положение.

Предусмотрена корректировка положения блока плунжеров дозатора в случае, если он не выходит в исходное положение к окончанию обратного хода. В этом случае золотник 12 перекрывает выход из возвратных цилиндров 2, что обеспечивает фиксацию блока плунжеров силовых цилиндров. Золотник 4 подключает золотники 6 и 7 к напорной магистрали. Далее, в зависимости от позиции блока плунжеров дозатора осуществляется переключение золотников 6, 7, 10 и 11. В случае расположения блока справа (по схеме) от исходного положения золотники 6 и 7 переключаются на подачу жидкости от насоса в полости цилиндров 15 и 16, а золотник 10 переключается на слив жидкости из цилиндров 13 и 14. В случае расположения блока слева от исходного положения золотники 6 и 7 переключаются на подачу жидкости в цилиндры 13 и 14, а золотник 11 – на слив жидкости из цилиндров 15 и 16.

Достоинства схемы – уменьшение составных элементов привода.

Недостатки схемы – трудность обеспечения вывода блока подвижных элементов дозаторов в исходное положение к моменту окончания рабочего цикла, особенно при непостоянстве графика усилий. Это увеличивает продолжительность рабочего цикла на время корректировки положения подвижного блока дозатора.

2.2.4 Схема привода с отдельными простыми редуктором периодического действия и мультипликатором непрерывного действия

В состав рассматриваемого привода [71] (рисунок 2.9) входит: простой сдвоенный редуктор периодического действия 1 (рисунок 2.3), простой сдвоенный мультипликатор непрерывного действия 2 (рисунок 2.5), два силовых цилиндра 3, два возвратных цилиндра 4, два регулируемых упора 5, насосная станция 6 и совокупность гидроаппаратов в составе: реверсивный золотник 7, два

трехходовых двухпозиционных золотника 8 и 9, два отсечных золотника 10 и 11 и два реле давления и делитель потока 14.

Первая ступень скорости V_P (зависимость 2.13) при прямом ходе обеспечивается подачей жидкости от реверсивного золотника 7 через золотники 8 и 10 в полость входного цилиндра 15 редуктора 1 и вытеснением из дозирующих цилиндров 16 отдельно в силовые цилиндры 3. Жидкость из возвратных цилиндров 4 через золотники 9 и 7 вытесняется на слив.

Вторая ступень скорости V_M (зависимость 2.15) обеспечивается подачей жидкости через золотник 8 после его переключения по сигналу реле давления 12 в мультипликатор 2. При этом, как описано выше (смотри пункт 2.2.1), жидкость попеременно заполняет входные цилиндры 17 или 19 и попеременно вытесняется из выходных цилиндров соответственно 18 или 20 в силовые цилиндры.

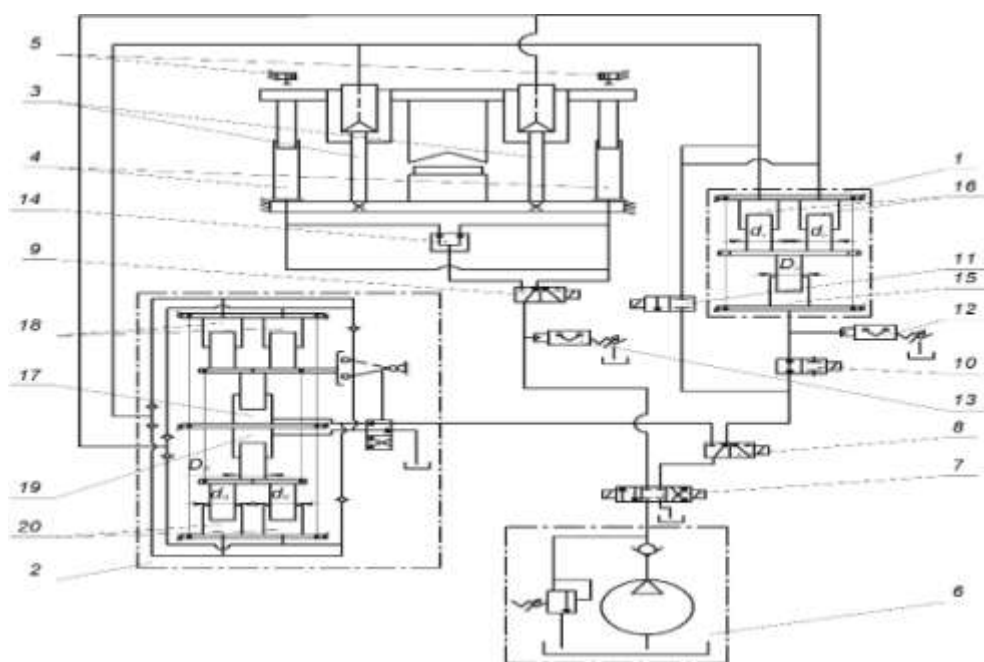


Рисунок 2.9 – Схема привода с отдельными простыми редуктором периодического действия и мультипликатором непрерывного действия

На первом этапе обратного хода жидкость от реверсивного золотника 7 после его переключения подается через золотник 9 в возвратные цилиндры 4 и

вытесняется из силовых цилиндров 3 в полости дозирующих цилиндров 16 редуктора 1. Одновременно жидкость из входного цилиндра 15 сливается через золотники 10, 8 и 7. Перетекание жидкости из силовых цилиндров в дозирующие полости редуктора обеспечивает синхронное движение возвратных цилиндров. После выхода блока плунжеров редуктора в исходное положение в силовых цилиндрах остается жидкость, поданная в них при рабочем ходе. Для слива этой жидкости переключаются золотники 9 и 11. Золотник 11 открывает слив жидкости из силовых цилиндров через золотники 7 и 8. Жидкость в возвратные цилиндры поступает в этом случае через делитель потока 14, что обеспечивает синхронность движения их плунжеров.

При выходе подвижной траверсы в контакт с одним из упоров 5 переключается золотник 9. Жидкость, поступающая в возвратные цилиндры напрямую, минуя делитель потока, обеспечивает контакт траверсы с двумя упорами. Этим устраняется возможный незначительный перекося траверсы, который она может получить в течение рабочего цикла. Дальнейшее возрастание давления в возвратных цилиндрах, которое контролирует реле давления 13, соответствует концу рабочего цикла.

Необходимые сигналы на переключение золотников, кроме используемых реле давлений, можно получить от концевых переключателей, контролирующих положение подвижных элементов редуктора и силового блока.

Обеспечение непрерывности подачи жидкости высокого давления в силовые цилиндры при рабочем ходе исключает операцию зарядки мультипликатора и связанные с этим значительные гидравлические потери в сливных трубопроводах, что является достоинством схемы.

2.2.5 Схема привода с блочным редуктором–мультипликатором непрерывного действия

В состав рассматриваемого привода (рисунок 2.10) [72] входит блочный редуктор–мультипликатор непрерывного действия 16 (рисунок 2.6), два силовых

цилиндра 17, два возвратных цилиндра 18, насосная станция 19 и совокупность гидроаппаратов в составе: реверсивный золотник 20, трехходовой двухпозиционный золотник 21, делитель потока 22 и два отсечных золотника 23 и 24.

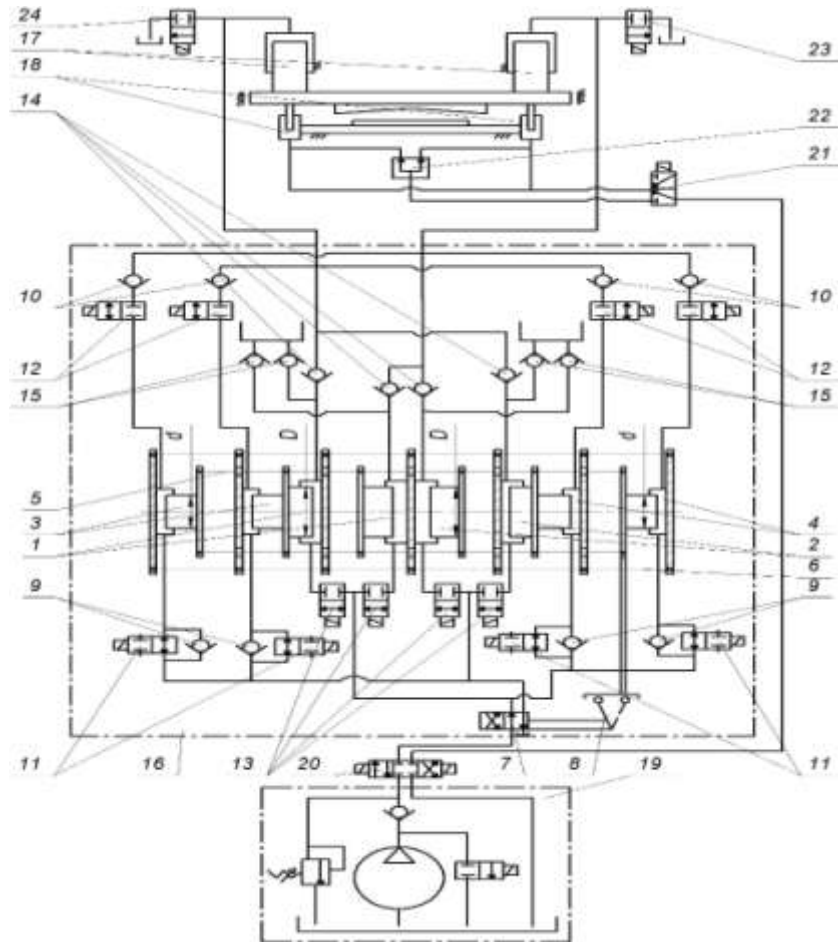


Рисунок 2.10 – Схема привода с блочным редуктором–мультипликатором непрерывного действия

Первая ступень скорости V_p (зависимость 2.13) имеет место при холостом ходе силовых цилиндров. В этом случае дозатор 16 функционируют в редукторном режиме (смотри пункт 2.2.1). Для этого жидкость от насоса через реверсивные золотник 20, переключающий золотник дозатора 7 и группы отсечных золотников 11 и группы обратных клапанов 9 попеременно поступает в цилиндры 3 или 4 с диаметром плунжеров d и вытесняется соответственно из цилиндров 1 или 2 с диаметром плунжеров D через обратные клапана группы 14

раздельно в силовые цилиндры 17. Неработающие при этом цилиндры 2 или 1 заполняются жидкостью из бака через обратные клапана группы 15, а жидкость из возвратных цилиндров вытесняется на слив через золотники 21 и 20.

Вторая ступень скорости V_M (зависимость 2.15) имеет место при рабочем ходе силовых цилиндров. В этом случае происходит переключение всех отсечных золотников, входящих в состав дозатора, и он начинает функционировать в мультипликаторном режиме (смотри пункт 2.2.1). Для этого жидкость от насоса поступает в цилиндры 2 или 1 и одновременно в цилиндры 3 или 4 дозатора. Жидкость в цилиндры 1 и 2 поступает через отсечные золотниковые группы 13, а в цилиндры 3 и 4 – через обратные клапаны группы 9. Жидкость в силовые цилиндры раздельно вытесняется из цилиндров 4 и 3 соответственно через отсечные золотниковые группы 12 и установленные последовательно с ними обратные клапаны группы 10. Жидкость из цилиндров 2 или 1, не участвующих в подаче жидкости, сливается через золотник 7.

При обратном ходе жидкость в возвратные цилиндры 18 поступает от насоса через золотники 20, 21 и делитель потока 22. Из силовых цилиндров жидкость сливается через отсечные золотники 23 и 24.

Обеспечение непрерывной подачи жидкости высокого давления в силовые цилиндры при рабочем ходе исключает операцию зарядки мультипликатора и связанные с этим значительные гидравлические потери в сливных трубопроводах, что и является достоинством схемы.

2.3 Выводы

1. В качестве привода силового двухцилиндрового блока ножниц обосновано использование простого насосного привода.

2. Обосновано использование в системе синхронизации цилиндров силового блока двойных дозаторов (редуктора и мультипликатора), что наряду с решением основной задачи изменяет скоростной режим и делает загрузку насосов более равномерной.

3. Рассмотрена возможность использования дозаторов четырех видов: периодической и непрерывной подачи, блочной и отдельной (простой) компоновки.

4. Рассмотрены варианты схем редукторно-мультипликаторных насосных приводов с использованием дозаторов указанных видов.

5. Из рассмотренных схем затруднительна реализация схемы с блочным редуктором–мультипликатором ввиду сложности вывода блока подвижных элементов дозатора в исходное положение к моменту окончания рабочего цикла.

6. Наиболее простой и надежной является схема с отдельным редуктором и мультипликатором периодического действия, обеспечивающая синхронизацию на всех этапах рабочего цикла.

ГЛАВА 3 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ЛИСТОВОГО ПРОКАТА НОЖНИЦАМИ

3.1. Экспериментальный способ определения коэффициента надреза с учетом оценки выполнения требований подобия процессов пластического деформирования в лабораторных и реальных условиях

Зависимость (1.1) получена из условия, что усилие резания наклонными ножами определяет зона резания, которая имеет форму трапеции (трапеция $ABCD$, рисунок 3.1, а), основания которой, соответственно, равны: $AD = h$, $BC = (h - Z_H)$. При этом высота трапеции (ширина зоны резания b_p) $DC = b_p = Z_H / \operatorname{tg} \alpha$.

Поскольку для конкретно разрезаемого листа h , Z_H и $\angle \alpha$ – величины постоянные, зона резания не будет изменять своих размеров и при резании широких листов ($b_p \ll b$ b – ширина листа). Она будет смещаться по ширине листа (справа налево, рисунок 3.1, а). При этом усилие резания будет также оставаться постоянным и будет смещаться только линия его действия.

При резании узких полос ($b < b_p$, рисунок 3.1, б) усилие резания по аналогии будет определяться трапецией $BCEF$, размеры которой меньше размеров трапеции $ABCD$. Величина усилия резания P будет, соответственно, меньше P_{\max} и тем меньше, чем меньше ширина полосы b .

В соответствии со схемой резания широких листов (рисунок 3.1, б) зависимость для определения коэффициента надреза можно представить в виде:

$$\varepsilon_H = \frac{b_p \cdot \operatorname{tg} \alpha}{h} \quad (3.1)$$

Определить ширину зоны резания при резании широких листов затруднительно. Используя же клиновые образцы (рисунок 3.2) у которых

Чтобы получить необходимый результат, клиновидный образец должен гарантированно иметь на рабочей части узкую зону l_y ($b < b_p$) и широкую зону ($b > b_p$). Для выполнения этого условия при формировании размеров образца нужно знать ориентированное значение коэффициента надреза исследуемого металла. Для этого, учитывая наличие справочных данных по относительному удлинению, можно использовать зависимость: $\varepsilon_H = (1,2 \div 1,6)\delta$ [24].

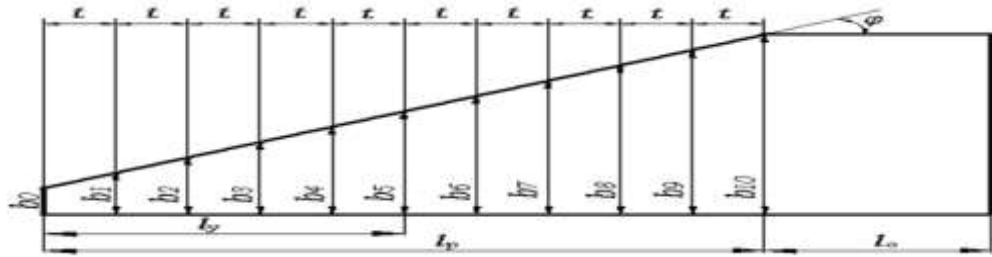


Рисунок 3.2 – Форма и размеры клиновидного образца

С учетом этой зависимости и зависимости (3.1) $b_p = b_r = (1,2 \div 1,6) \frac{\delta h}{\text{tg} \alpha}$.

Наименьшую ширину образца b_0 (рисунок 3.2) принимаем равной $0,25b_p$ (по меньшему значению b_p), т.е. $b_0 = 0,25 \cdot 1,2\delta h / \text{tg} \alpha = 0,3\delta h / \text{tg} \alpha$

Длину узкой части отрезка l_y определяем числом точек на восходящей линии графика $P = f(b)$ (числом ее резов Z) и шагом резки t , который будет определяться конструкцией блока резки. При общем анализе свяжем его с толщиной листа h , как $t = k \cdot h$, где k – целое число. Тогда $l_y = Zkh$. Рабочую длину образца определим из равенства узкой и широкой зон: $l_p = 2l_y = 2Zkh$. При практических расчетах можно принять: $k=3$; $Z=5$. Образец должен иметь также нерабочую зону l_0 , размер которой принимается конструктивно.

Величину b_r ориентировочно рассчитываем по среднему значению ε_H : $b_r = 1,4\delta h / \text{tg} \alpha$.

Тогда разность $\Delta b = b_r - b_0 = 1,1\delta h / \text{tg} \alpha$ и угол клиновидности образца φ (рисунок 3.2) равен: $\varphi = \text{arctg} \frac{\Delta b}{l_y} = \text{arctg} \left(\frac{1,1\delta}{Zkt\text{tg} \alpha} \right)$.

Способ [78;79] осуществляется следующим образом: для исследуемого металла устанавливаем справочную величину относительного удлинения δ . Применительно к блоку резки (известен угол наклона ножа α) устанавливаем величины k и Z , толщину листа h и вычисляем размеры образца (рисунок 3.2), используя приведенные выше зависимости.

В качестве примера приведем результаты эксперимента, проведенного на лабораторном гидравлическом прессе усилием 100 кН. Используемый металл – сталь 20 (относительное удлинение $\delta = 0,25$; угол наклона ножа $\alpha = 4^\circ$ ($\text{tg}4^\circ = 0,07$); толщина листа $h = 3\text{мм}$. Принимаем $Z=5$; $k=3$.

$$\text{Тогда: } b_0 = 0,3\delta h / \text{tg} \alpha = \frac{0,3 \cdot 0,25 \cdot 3}{0,07} = 3,22\text{мм};$$

$$\varphi = \text{arctg} \left(\frac{1,1\delta}{Zk\text{tg}\alpha} \right) = \text{arctg} \left(\frac{1,1 \cdot 0,25}{5 \cdot 3 \cdot 0,07} \right) = \text{arctg}(0,2619) = 14^\circ 40';$$

$$t = k \cdot h = 3 \cdot 3 = 9\text{мм};$$

$$l_p = 2Zkh = 2 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 3 = 90\text{мм}.$$

Далее изготовили образец и осуществили шаговую резку с фиксацией усилия резания P и ширины реза b .

Первым требованием является геометрическое подобие деформируемых объектов. **Вторым** требованием является геометрические подобие формы рабочей части инструмента для деформирования натуре и модели. К **третьему** требованию относится равенство степеней деформации модели и натуре в сравниваемые моменты. **Четвертое** условие требует равенства параметров трения между контактными поверхностями деформирующего инструмента и металла. **Пятое** требование заключается в том, что модель и натура должны быть физически подобны, т.е. их механические свойства и напряженно деформированное состояние должны иметь одинаковое распространение по объему модели и натуре [80].

Анализ подобия очага деформации в натуральных и лабораторных условиях показывает, что в лабораторных испытаниях процесса резания металла на гильотинных ножницах соблюдаются все требования к подобию процессов

деформирования в натуральных условиях, кроме одного – распределения напряженно деформированного состояния (НДС) по объему разрезаемых образцов и в натуре. Для выполнения этого условия необходимо определить критерии подобия НДС.

Поскольку реальный очаг деформации моделируется в лабораторных условиях пятью составными частями, получаемых каждым из пяти резов клиновидной части образца, то в этом случае изменяется протяженность площади среза и, как следствие, соотношение плосконапряженного и плоскодеформированного состояния в деформируемом (срезаемом) слое.

Учитывая, что плосконапряженное состояние деформируемого тела всегда примыкает к поверхности, а плоскодеформированное состояние находится внутри на некотором расстоянии от поверхности, то математическое их распределение по зоне деформации каждого образца, характеризуемого очередным резом, представлено на рисунке 3.3.

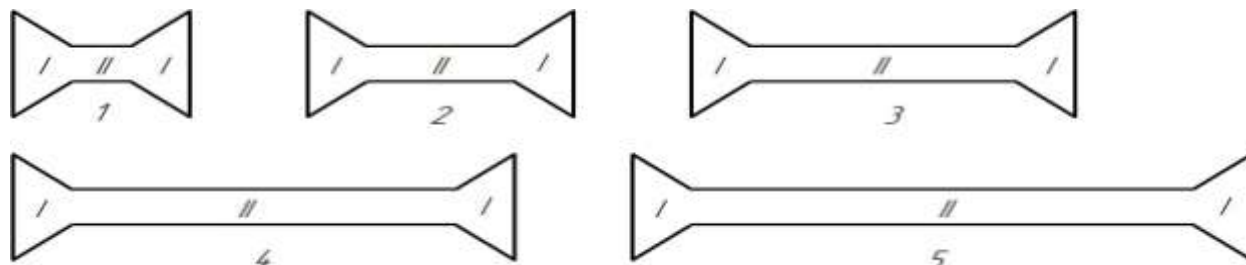


Рисунок 3.3 – Распространение плосконапряженного (I) и плоскодеформированного (II) состояний в зоне деформации после каждого 1, 2, 3, 4 и 5–го реза

Плосконапряженное состояние характеризуется напряжением, равным пределу текучести при стандартном одноосном испытании. При плоскодеформированном состоянии эффективный предел текучести превышает предел текучести при одноосном испытании до трех раз.

В процессе лабораторных испытаний каждого образца фиксировали усилие резания. Так как в лабораторных испытаниях и в реальных условиях реализуются одинаковые процессы пластического деформирования подобных тел из

одинакового материала, то отношение полных усилий деформирования равно квадрату критерия подобия их сходных размеров. Для представленного на рисунке схематично распределённых областей плосконапряжённого и плоскодеформированных состояний для выполнения условий подобия НДС в образцах в процессе каждого реза и НДС в реальных справедливы следующие соотношения для каждого из пяти резов:

– первый рез:

$$2\sigma_S + \frac{3n_1^2}{5}\sigma_S = 2\sigma_S + 3\sigma_S, \quad (3.2)$$

этому равенству соответствует $n_1^2 = 5$, таким образом, критерий подобия по усилию резания $n_1 = \sqrt{5} = 2,23$,

– второй рез $2\sigma_S + \frac{3 \cdot 2n_2^2}{5}\sigma_S = 2\sigma_S + 3\sigma_S$,

откуда $n_2^2 = 2,5$ и $n_2 = \sqrt{2,5} = 1,58$

– третий рез $2\sigma_S + \frac{3 \cdot 3n_3^2}{5}\sigma_S = 2\sigma_S + 3\sigma_S$,

откуда $n_3^2 = 1,66$ и $n_3 = \sqrt{1,66} = 1,29$

– четвертый рез $2\sigma_S + \frac{3 \cdot 4n_4^2}{5}\sigma_S = 2\sigma_S + 3\sigma_S$,

откуда $n_4^2 = 1,25$ и $n_4 = \sqrt{1,25} = 1,12$

– пятый рез $2\sigma_S + \frac{3 \cdot 5n_5^2}{5}\sigma_S = 2\sigma_S + 3\sigma_S$,

откуда $n_5^2 = 1$.

Наибольшее значения критерия подобия по усилию резания имеет место при первом резе, когда доля деформации при плосконапряженном состоянии составляет максимальное значение, а при плоскодеформированном состоянии – минимальное. По мере последующих резов происходит снижение доли деформации при плосконапряженном состоянии и увеличение доли при плоскодеформированном состоянии. При пятом резе соотношение деформаций при плосконапряженном и плоскодеформированном состояниях соответствует

соотношению их при натуральных резах, и поэтому критерий подобия равен единице.

Корректируя замеренные усилия значениями критериями подобия для каждого реза, получаем их значения с учетом подобия НДС при разрезании лабораторных образцов и при разрезании листов металла на натуральных ножницах. Скорректированные значения усилий резания для первых пяти резов приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты эксперимента

№ реза	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
параметр										
ширина реза $b, мм$	5,57	7,93	10,3	12,64	14,44	17,37	19,71	22,07	24,43	26,78
усилие резания $P, кН$	3,94	5,27	7,3	8,95	10,6	11,21	11,25	11,18	11,24	–
критерий подобия, n	2,23	1,60	1,29	1,12	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	–
усилие резания после корректировки $P_k, кН$	8,66	8,43	9,42	10,02	10,6	11,21	11,25	11,18	11,24	–

Увеличение усилия резания при первых пяти резах указывает на их нахождение в узкой зоне образца. Практическое равенство усилий резания при последующих резах говорит об их нахождении в широкой зоне. Учитывая это, построили график $P = f(b)$: для первых пяти резов (кривая резания, рисунок 3.4) и провели горизонтальную линию, соответствующую $P_{max} = 11,22кН$ (среднее значение для 6–9^{ого} резов). Продлили кривую резания вверх до пересечения с линией P_{max} . Точка пересечения этих линий определила величину b_r . В нашем случае $b_r = 15,85мм$.

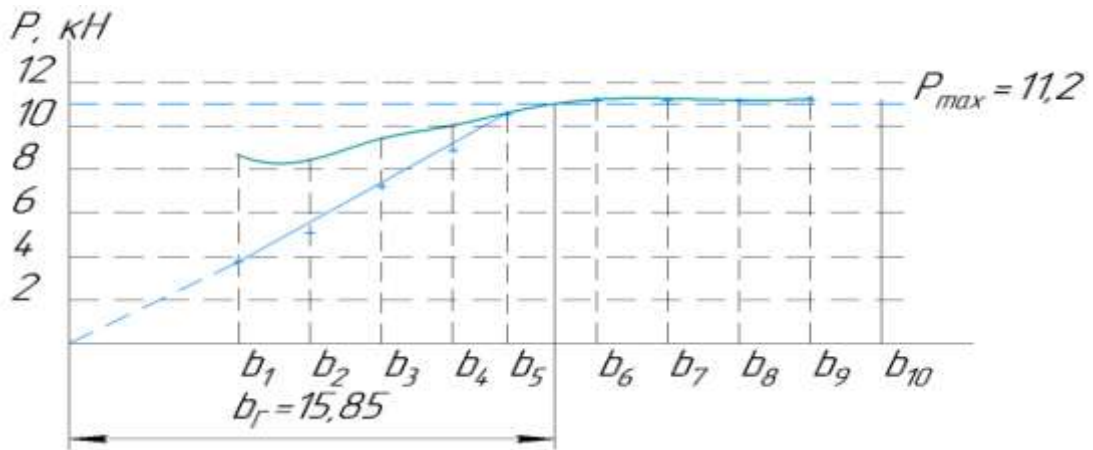


Рисунок 3.4 – График зависимости усилия резания от ширины зоны резания (график

$$P = f(b))$$

Вычисляем коэффициент надреза:

$$\varepsilon_H = \frac{b_r}{h} \operatorname{tg} \alpha = \frac{15,85 \cdot 0,07}{3} = 0,37$$

Предложенный и осуществленный способ экспериментального определения коэффициента надреза металлов [78,79,81], базирующийся на шаговой резке клиновых листовых образцов наклонными ножами, позволит существенно повысить достоверность коэффициента надреза вследствие непосредственного измерения геометрических параметров зоны резания с последующей коррекцией сил резания с учетом критериев подобия, что, в свою очередь, повысит точность расчета усилий резания наклонными ножами.

3.2 Разработка уточненного метода расчёта усилий резания

Одним из важных энергетических параметров процесса резания является удельная работа сил резания, [82–85,98,99] которая определяется как работа, затрачиваемая на резание образца единичной площади сечения и единичной высоты сечения.

Удельная работа резания (a) обеспечивает выход на расчет полной работы сил резания (A), мощности сил резания (N) и величины усилий резания (P).

А именно:

$$A = F_0 h a ; \quad (3.3)$$

$$N = \frac{A}{t_p} = \frac{F_0 h a}{t_p}, \quad (3.4)$$

где F_0 – площадь, сечения, разрезаемой полосы;

h – высота сечения;

t_p – время резания.

При постоянном усилии резания, что характерно для процесса резания листов наклонными ножами:

$$P = \frac{A}{S} = \frac{F_0 h a}{S}, \quad (3.5)$$

где S – ход ножей.

В источнике [82] приведены результаты экспериментальных исследований усилий резания на ножницах с параллельными ножами, которые представлены в виде графических зависимостей $\tau = f(\xi)$ (рисунок 3.1), при этом $\tau = P/F_0$ и $\xi = Z/h$, где F_0 – расчётная (исходная) площадь сечения полосы; ξ – относительное внедрение ножей в полосу. Удельная работа резания определяется как площадь данного графика. Этот метод не отличается высокой точностью, и его использование ограничивается наличием базы экспериментальных данных.

Целью данных исследований явилось нахождение аналитических зависимостей удельной работы резания от прочностных и пластических свойств металла разрезаемой полосы, обеспечивающих необходимую точность инженерных расчётов и имеющих достаточно простой вид. В основу этого положены зависимости $P = f(\xi)$ – усилия резания от относительного внедрения ножей. Как показывает эксперимент эти зависимости имеют различный вид в

периоды вмятия и резания. Потому для анализа были приняты три варианта их сочетаний: сочетание квадратичной и линейной зависимости (рисунок 3.5, а) и два варианта сочетания квадратичных зависимостей (рисунок 3.5, б и 3.5, в).

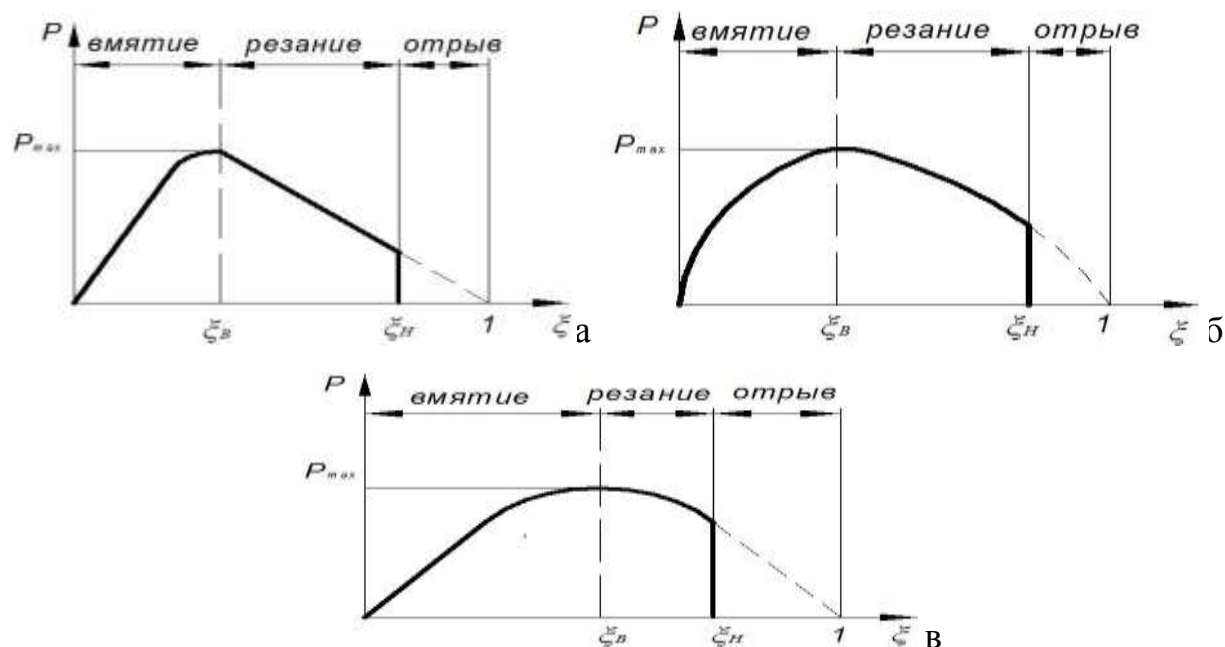


Рисунок 3.5 – Варианты сочетания зависимостей $P = f(\xi)$

Для всех вариантов:

$$P_{\max} = K\sigma_B F_0(1 - \xi_B), \quad (3.6)$$

где K – коэффициент, учитывающий условия работы ножниц и соотношение разрушающих касательных и нормальных напряжений ($K=0,9\dots 1,0$ – при холодном резании; $K=1,0\dots 1,1$ – при горячем резании [40]); σ_B – предел прочности металла полосы.

Квадратичную функцию $P_B = f(\xi)$ на участке вмятия формируем из условия: при $\xi = 0, P = 0$ и при $\xi = \xi_B, P = P_{\max}$.

Тогда

$$P_B = P_{\max} \frac{(2\xi_B \xi - \xi^2)}{\xi_B^2}, \quad (3.7)$$

с учётом (3.6)

$$P_B = k\sigma_B F_0 \frac{(1 - \xi_B) \cdot (2\xi_B \xi - \xi^2)}{\xi_B^2}. \quad (3.8)$$

Зависимости $P_p = f(\xi)$ на участке резания формируем из условия:

при $\xi = \xi_B$, $P = P_{\max}$ и

при $\xi = 1$, $P = 0$.

Тогда, линейная зависимость

$$P_p = P_{\max} \frac{(1 - \xi)}{1 - \xi_B}, \quad (3.9)$$

квадратичная зависимость

$$P_p = P_{\max} \frac{(1 - 2\xi_B - \xi^2 + 2\xi_B \xi)}{(1 - \xi_B)^2}, \quad (3.10)$$

с учётом (3.6) линейная зависимость

$$P_p = k\sigma_B F_0 (1 - \xi), \quad (3.11)$$

квадратичная зависимость

$$P_p = k\sigma_B F_0 \frac{(1 - 2\xi_B - \xi^2 + 2\xi_B \xi)}{(1 - \xi_B)}. \quad (3.12)$$

В варианте сочетания квадратичных зависимостей в первом случае (рисунок 3.5, б) используем зависимости (3.8) и (3.12). Во втором случае (рисунок 3.5, в) и на участке вмятия, и на участке резания используем зависимость (3.8). Поскольку эта зависимость есть квадратичная парабола с вершиной в точке $B(\xi_B; P_{max})$, то этот вариант допустим при условии $\xi_H < 2\xi_B$. Это условие, как показывает анализ экспериментальных данных [40], выполняется при холодном резании.

В соответствии с определением удельной работы сил резания, полная работа резания A полосы заданного сечения определяется зависимостью (3.3).

Элементарная работа сил резания dA при прохождении ножами элементарного расстояния dZ :

$$dA = P(\xi)hd\xi, \quad (3.13)$$

где $d\xi = dZ/h$ – элементарное относительное внедрение ножей.

Дифференцируя выражение (3.3) и рассматривая совместно с (3.13), находим:

$$da = \frac{P(\xi)}{F_0} d\xi,$$

где da – дифференциал удельной работы сил резания.

В итоге

$$a = \frac{1}{F_0} \int_{\xi} P(\xi) d\xi. \quad (3.14)$$

Пределы интегрирования для первых двух вариантов: $0 < \xi < \xi_B$ – на участке вмятия; $\xi_B < \xi < \xi_H$ – на участке резания; для третьего варианта: $0 < \xi < \xi_H$.

Интегрируя выражение (3.14) в указанных пределах при принятых сочетаниях зависимостей $P = f(\xi)$, находим величину a .

Сочетание квадратичной (3.8) и линейной зависимости (3.11):

$$\begin{aligned}
a &= \frac{1}{F_0} \left[\frac{K\sigma_B F_0}{\xi_B^2} (1 - \xi_B) \int_0^{\xi_B} (2\xi_B \xi - \xi^2) d\xi + K\sigma_B F_0 \int_{\xi_B}^{\xi_H} (1 - \xi) d\xi \right] = \\
&= \frac{K\sigma_B}{6} (6\xi_H - 3\xi_H^2 - 2\xi_B - \xi_B^2)
\end{aligned} \tag{3.15}$$

Сочетание квадратичных зависимостей, (3.8) и (3.12):

$$\begin{aligned}
a &= \frac{1}{F_0} \left[\frac{K\sigma_B F_0}{\xi_B^2} (1 - \xi_B) \int_0^{\xi_B} (2\xi_B \xi - \xi^2) d\xi + \frac{K\sigma_B F_0}{(1 - \xi_B)} \int_{\xi_B}^{\xi_H} (1 - 2\xi_B - \xi^2 - 2\xi\xi_B) d\xi \right] = \\
&= \frac{K\sigma_B}{3(1 - \xi_B)} (3\xi_H - 6\xi_B \xi_H - \xi_H^3 + 3\xi_B \xi_H^2 + 2\xi_B^2 - \xi_B)
\end{aligned} \tag{3.16}$$

С использованием зависимости (3.8) на участке вмятия и на участке резания:

$$\begin{aligned}
a &= \frac{1}{F_0} \left[\frac{(1 - \xi_B)}{\xi_B^2} k\sigma_B F_0 \int_0^{\xi_H} (2\xi_B \xi - \xi^2) d\xi \right] = \frac{(1 - \xi_B)}{\xi_B^2} k\sigma_B (\xi_B \xi_H^2 - \frac{\xi_H^3}{3}) = \\
&= \frac{(1 - \xi_B)}{3\xi_B^2} k\sigma_B (3\xi_B \xi_H^2 - \xi_H^3)
\end{aligned} \tag{3.17}$$

Полученные зависимости (3.15), (3.16) и (3.17) для расчёта удельной работы резания имеют одну структуру: $a = K\sigma_B m$, где величина $m = f(\xi_B, \xi_H)$ учитывает пластические свойства материала полосы.

В зависимости (3.15):

$$m_1 = \frac{(6\xi_H - 3\xi_H^2 - 2\xi_B - \xi_B^2)}{6}; \tag{3.18}$$

В зависимости (3.16):

$$m_2 = \frac{(3\xi_H - 6\xi_B\xi_H - \xi_H^3 + 3\xi_B\xi_H^2 + 2\xi_B^2 - \xi_B)}{3(1 - \xi_B)}; \quad (3.19)$$

В зависимости (3.17):

$$m_3 = \frac{(1 - \xi_B) \cdot (3\xi_B\xi_H^2 - \xi_H^3)}{3\xi_B^2}. \quad (3.20)$$

Степень соответствия этих зависимостей действительным условиям резания будет определять точность расчётов удельной работы резания и связанных с ней расчётов силовых параметров. Для сравнительной оценки величин m_1 , m_2 и m_3 выполнены расчёты при характерных соотношениях ξ_B и ξ_H [47] для горячего и холодного резания металлов (см. таблицу 3.2).

При горячем резании всегда $\xi_H > 2\xi_B$ [47] и потому для расчёта удельной работы используем зависимости (3.18) и (3.19).

Таблица 3.2 – Результаты расчётов величин $m = f(\xi_B, \xi_H)$

Горячее резание				Холодное резание				
ξ_H	ξ_B	m_1 (3.18)	m_2 (3.19)	ξ_H	ξ_B	m_1 (3.18)	m_2 (3.19)	m_3 (3.20)
0,85	0,3	0,3737	0,4457	0,25	0,2	0,1454	0,1466	0,1460
0,85	0,35	0,3516	0,4125	0,3	0,2	0,1816	0,1862	0,18
0,95	0,35	0,3616	0,4309	0,35	0,25	0,195	0,1995	0,196
0,9	0,3	0,38	0,4571	0,4	0,25	0,2264	0,2360	0,224
0,9	0,35	0,35	0,4235	0,45	0,3	0,2338	0,2434	0,2359
0,7	0,3	0,34	0,3895	0,5	0,35	0,2379	0,2474	0,2432

Из таблицы видно, что величины m_2 превышают m_1 , и это превышение достигает 17%. Разница ($m_2 - m_1$) тем больше, чем больше разница ($\xi_H - \xi_B$).

Этот результат объясним тем, что на участке вмятия кривые резания $P = f(\xi)$ совпадают, а на участке резания, очевидно, что на графике парабола (3.12), используемая во втором варианте, лежит выше прямой (3.11), используемой в первом варианте. В итоге площадь графика между линиями (3.11) и (3.8) в зоне вмятия соответствует разнице удельной работы, определяемой, соответственно, зависимостями (3.15) и (3.16).

Если допустить, что действительная кривая резания на участке вмятия находится в зоне между линиями (3.8) и (3.12), то для расчёта удельной работы при горячем резании можно использовать более простую зависимость (3.15) с поправочным коэффициентом β .

$$a = \frac{\beta k \sigma_B}{6} (6\xi_H - 3\xi_H^2 - 2\xi_B - \xi_B^2). \quad (3.21)$$

Учитывая соотношение m_1 и m_2 (таблица 3.2) можно принять: $\beta = 1,06$ при $(\xi_H - \xi_B) < 0,5$ и $\beta = 1,09$ при $(\xi_H - \xi_B) > 0,5$.

При холодном резании $\xi_H > 2\xi_B$ [2], и потому для расчёта удельной работы можно использовать зависимости (3.15), (3.16) и (3.17). Из таблицы видно, что разница величин m_1 , m_2 и m_3 не превышает 5%. С учётом этого для расчёта удельной работы при холодном резании рекомендуется также более простая зависимость (3.17), с условием, что коэффициент $\beta = 1$.

В итоге, с учётом зависимости (3.3), полная работа сил резания полосы заданного сечения

$$A = \frac{\beta k \sigma_B F_0 h}{6} (6\xi_H - 3\xi_H^2 - 2\xi_B - \xi_B^2) \quad (3.22)$$

и мощность сил резания (N) с учетом зависимости (3.4)

$$N = \frac{\beta k \sigma_B F_0 h}{6t_p} (6\xi_H - 3\xi_H^2 - 2\xi_B - \xi_B^2) \quad (3.23)$$

При переходе от удельной работы резания к усилию резания для ножниц с наклонными ножами и дисковых, обеспечивающих резание листов при постоянном усилии используем зависимость (3.5).

Для ножниц с наклонными ножами $F_0 = bh$ и $S = b(\operatorname{tg} \alpha)$, где b – ширина листа; α – угол наклона ножей.

Тогда с учётом зависимостей (3.5) и (3.21)

$$P = \frac{\beta K \sigma_B h^2}{6 \operatorname{tg} \alpha} (6\xi_H - 3\xi_H^2 - 2\xi_B - \xi_B^2) \quad (3.24)$$

Резание дисковыми ножами можно рассматривать как резание наклонными ножами [85] при условии, что дуги контакта ножей и листа мы заменяем хордами с углом наклона α и что каждый нож (из двух) разрезает площадь сечения листа $F_0 = Lh/2$ и проходит условное расстояние $S = L(\operatorname{tg} \alpha)$, где L – длина листа. В итоге, с учётом формулы (3.5) и (3.21)

$$P = \frac{\beta K \sigma_B h^2}{12 \operatorname{tg} \alpha} (6\xi_H - 3\xi_H^2 - 2\xi_B - \xi_B^2) \quad (3.25)$$

3.3 Экспериментальное исследование усилий резания

Исследования проводили на лабораторной установке (рисунок 3.6) с использованием режущего устройства (рисунок 3.7).

На ЭВМ 1 выводятся регистрируемые параметры при помощи датчиков давления и перемещения, которые интегрированы в настольный гидравлический пресс 3 с усилием 100 кН. Насосный агрегат 2 развивает давление 12 МПа, расход 3,2 л/мин, объем бака 7 литров.



Рисунок 3.6 – Лабораторная установка

Режущее устройство состоит из основания *1*, на котором закреплены неподвижный нож *2* и направляющие *3*. В направляющих перемещается квадратный пуансон с размерами сечения 50x50 мм. На нижнем торце пуансона закреплен подвижный нож *5*, а на верхнем торце выполнена проточка *6* для установки линзы для компенсации перекосов. Полоса *7* устанавливается между ножами и закрепляется винтом *8*.

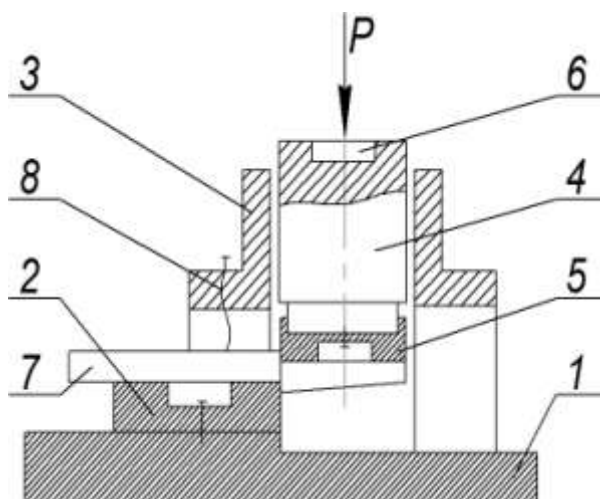


Рисунок 3.7 – Схема режущего устройства

Гидравлическая схема лабораторной установки представлена на рисунке 3.8.

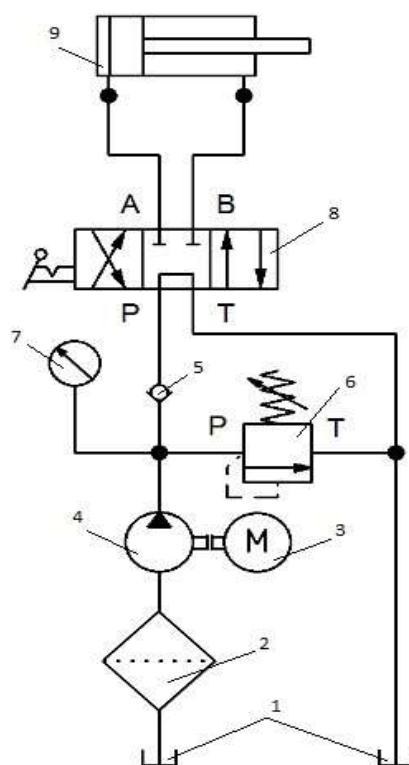


Рисунок 3.8 – Гидравлическая схема лабораторной установки:

1 – гидравлический бак; 2 – фильтр; 3 – электродвигатель; 4 – насос; 5 – обратный клапан; 6 – предохранительный клапан; 7 – манометр; 8 – распределитель; 9 – гидравлический цилиндр

Исследования проводились в три этапа. Вначале резание осуществляли параллельными ножами. Результаты этих исследований обеспечили определение механических характеристик материалов заготовок, необходимых при расчете усилий резания наклонными ножами. Для этого при резании с помощью ЭВМ делали запись графика $P=f(z)$ (рисунок 3.9), где P – усилие резания; z – величина относительного перемещения плунжера гидроцилиндра в период резания.

В процессе эксперимента резали полосы шириной $b=45$ мм из стали (толщина $h=3$ мм), меди (толщина $h=4$ мм), сплава алюминия (толщина $h=5$ мм).

По графику (рисунок 3.9) определяли высоту зоны резания (Z_B) и максимальное усилие резания P_{max} .

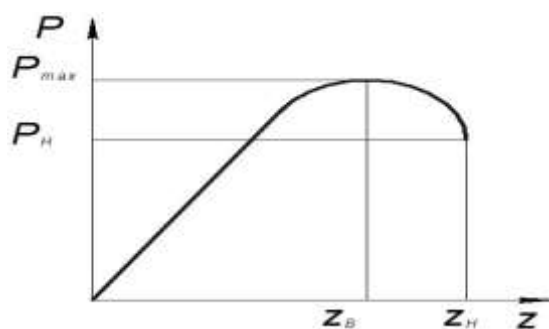


Рисунок 3.9 – Характерный вид графиков $P = f(z)$ при резании параллельными ножами

В итоге получили: $Z_B=1,25$ мм – для меди; $Z_B=0,8$ мм – для стали; $Z_B=1,65$ мм – для сплава алюминия.

Тогда $\xi_B = Z_B / h$.

$\varepsilon_B = 1,25/4 = 0,31$ – для меди;

$\varepsilon_B = 0,8/3 = 0,26$ – для стали;

$\varepsilon_B = 1,65/5 = 0,33$ – для сплава алюминия.

Максимальные значения усилия резания составили величину:

$P_{max}=33,53$ кН – для меди;

$P_{max}=44,95$ кН – для стали;

$P_{max}=16,58$ кН – для сплава алюминия.

Силовой параметр ($K\sigma_B$) определяли в соответствии с зависимостью (3.6):

$$K\sigma_B = \frac{P_{max}}{bh(1-\xi_B)}.$$

$$K\sigma_B = \frac{33,53}{45 \cdot 4(1-0,31)} = 0,27 \text{ кН/мм}^2 \text{ – для меди;}$$

$$K\sigma_B = \frac{44,95}{45 \cdot 3(1-0,26)} = 0,45 \text{ кН/мм}^2 \text{ – для стали;}$$

$$K\sigma_B = \frac{16,58}{45 \cdot 5(1-0,33)} = 0,11 \text{ кН/мм}^2 \text{ – для сплава алюминия.}$$

На втором этапе исследований определяли коэффициент надреза ε_H предложенным способом [78,79,81] шаговой резки клиновых образцов (рисунок 3.3) наклонными ножами. Пример определения коэффициента надреза для стального листа изложен выше (параграф 3.2, $\xi_H = 0,37$). Выполненные

подобным образом исследования резки клиновых образцов из листовой меди и сплава алюминия дали результат: $\xi_H = 0,58$ – для медного листа; $\xi_H = 0,54$ – для сплава алюминия. Учитывая толщину листов (медь – $h=4$ мм, сплав алюминия – $h=5$ мм) и ограниченную ширину листа ($b=45$ мм), при этих исследованиях образцы резали ножами с наклоном кромок $\alpha=4^\circ=0,07$ рад.

На третьем этапе при определении усилия резания наклонными ножами резали заготовки из стали, меди и сплава алюминия тех же размеров, что резали параллельными ножами. При этом использовали ножи с четырьмя значениями угла наклона кромок:

1. $\alpha=10^\circ$;
2. $\alpha=8^\circ$;
3. $\alpha=6^\circ$;
4. $\alpha=4^\circ$

На рисунке 3.10 приведен характерный вид графиков зависимости $P = f(H)$ при резании полос ограниченной ширины ($b=45$ мм), где H – величина перемещения подвижного ножа.

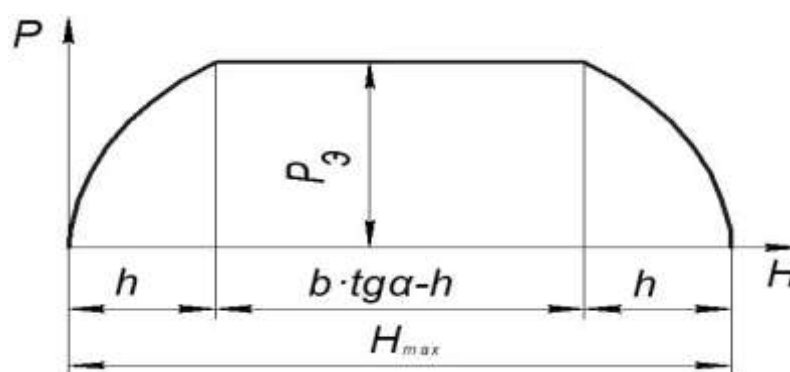


Рисунок 3.10 – Характерный вид графиков зависимости $P = f(H)$ при резании наклонными ножами

Максимальное перемещение ножа $H_{\max} = b \cdot \operatorname{tg} \alpha + h$ обеспечивает рез заготовки. На величине хода $H = b \cdot \operatorname{tg} \alpha - h \cdot \xi_H$ в средней части усилие резания P_0 имеет постоянную максимальную величину. Экспериментальные значения данных усилий приведены в таблице 3.3.

3.4 Анализ результатов исследования

Полученные соотношения экспериментальных и расчетных значений усилий резания (таблица 3.3) подтверждают сделанный вывод о том, что известная методика [15] дает значительные завышения расчетных усилий. В выполненной серии измерений расчетные усилия по методике [15] превышают экспериментальные (1,1–1,19) раза, в то время как усилия, рассчитанные по предлагаемому варианту, превышают экспериментальные усилия только в (1,01–1,07) раза.

Таблица 3.3 – Соотношения усилий резания

Номер ножа	Материал и толщина	Экспериментальные значения усилий резания	Расчетные значения усилий резания P , Кн		Соотношения усилия резания		
			P_{ε} , Кн	$P_{\text{королев}}$	P	$P_{\text{королев}} / P_{\varepsilon}$	P / P_{ε}
	h , мм						
1	3	4	5	6	7	8	9
1	4–медь	7,08	8,14	7,22	1,15	1,02	1,13
2	4–медь	8,86	10,28	9,22	1,16	1,04	1,11
3	4–медь	10,94	12,58	11,48	1,15	1,05	1,09
4	4–медь	17,87	21,08	18,05	1,18	1,01	1,16
1	3–сталь	4,90	5,52	4,71	1,12	1,04	1,17
2	3–сталь	6,44	7,15	6,02	1,11	1,07	1,18
3	3–сталь	7,87	8,89	7,49	1,13	1,05	1,18
4	3–сталь	11,22	12,34	11,78	1,10	1,05	1,08
3	5–сплав алюминия	6,34	7,54	7,13	1,19	1,05	1,06
4	5–сплав алюминия	10,05	11,86	10,45	1,18	1,04	1,13

3.5 Выводы

1. В результате математического моделирования процесса резания параллельными ножами и сопоставимого анализа вариантов моделирования получена зависимость удельной работы сил резания от прочностных и пластических свойств металла разрезаемой полосы с учетом напряжённо-деформированного состояния, обеспечивающая необходимую точность инженерных расчётов. На базе этой зависимости выполнен переход к расчёту усилий резания наклонными и дисковыми ножами.

2. Сравнительными расчётами установлено, что известная методика [15] по сравнению с разработанной дает завышения расчётных усилий на 6–18%.

3. Результаты теоретических выводов подтверждены экспериментальными исследованиями процессов резания наклонными ножами. В выполненной серии экспериментов расчетные усилия по известной методике [15] превышали экспериментальные в (1,1–1,19) раза, в то время как усилия, рассчитанные по выведенным зависимостям, превышали экспериментальные только в (1,01–1,07) раза.

4. Предложенный и осуществленный способ экспериментального определения коэффициента надреза металлов (**патент РФ на изобретение № 2610576**), базирующийся на шаговой резке клиновых листовых образцов наклонными ножами, позволит существенно повысить достоверность коэффициента надреза вследствие непосредственного измерения геометрических параметров зоны резания с учетом напряжённо-деформированного состояния, что, в свою очередь, повысит точность расчета усилий резания наклонными ножами.

ГЛАВА 4 СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕДУКТОРНО–МУЛЬТИПЛИКАТОРНЫХ ПРИВОДОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ГИЛЬОТИННЫХ НОЖНИЦ

4.1 Исходные условия для сравнительного анализа

Силовые и кинематические параметры привода определяются в основном графиком силового нагружения при прямом ходе и скоростным режимом.

Величина прямого хода (H) при резании листа состоит из холостого хода (H_x) и рабочего хода (H_p). Как видно из графика усилий (рисунок 2.2), суммарная величина холостого хода состоит из двух частей: первая часть – в начале прямого хода (перед рабочим ходом), вторая часть – после рабочего хода. При этом усилие рабочего хода (R_p) можно считать постоянным и равным усилию резания листа. Постоянным будет и усилие холостого хода (R_x) и возвратного хода (R_o).

Для удобства решения поставленных задач перестроим график усилий (рисунок 2.2), объединив участки холостого хода в один (рисунок 4.1). Для универсальности результатов анализа введем параметры относительного перемещения ножей и относительной нагрузки:

$$a = \frac{H_x}{H}; \quad \nu = \frac{P_x}{P_p}, \quad (4.1)$$

где P_x – среднее давление в силовых цилиндрах при холостом ходе; P_p – среднее давление в силовых цилиндрах при рабочем ходе.

Тогда:

$$\frac{H_p}{H} = \frac{H - H_x}{H} = (1 - a) \quad (4.2)$$

В простом насосном приводе при прямом ходе давление (P_H), создаваемое насосом пропорционально среднему давлению в силовых цилиндрах, которое определяется усилием (R), т.е. $P_H=R/(2F)$, где F – площадь поршня (плунжера) силового цилиндра. При холостом ходе – это давление (P_X), при рабочем ходе – это давление (P_P):

$$P_X = \frac{R_X}{2F}; P_P = \frac{R_P}{2F} \quad (4.3)$$

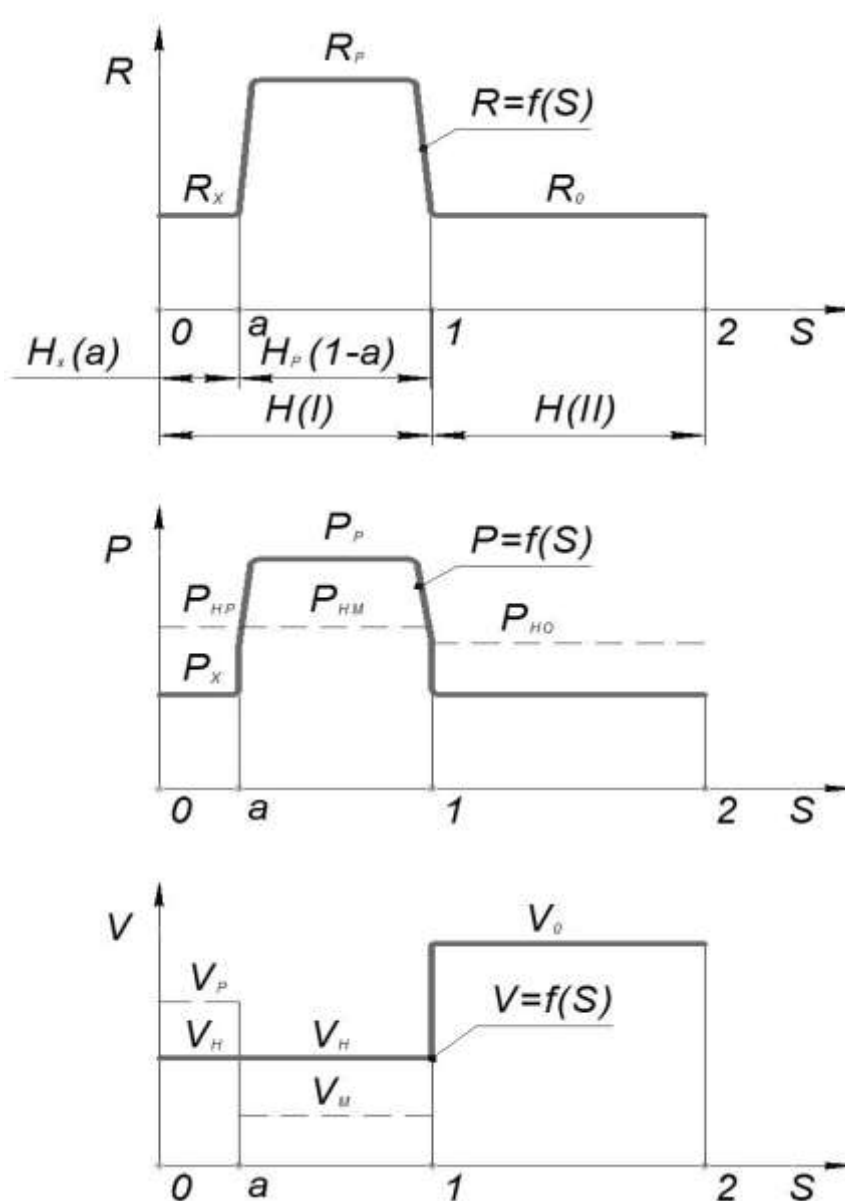


Рисунок 4.1 – Графики зависимостей $R=f(s)$; $P=f(s)$; $V=f(s)$ при прямом и обратном ходе ножей

График давлений $P = f(s)$ в этом случае подобен графику усилий $R = f(s)$ (рисунок 4.1).

Скорости движения ножей в этом случае при холостом и рабочем ходе будут равны (скорость прямого хода V_H). Скорость V_H и скорость обратного хода V_0 будут определяться подачей насосов (Q_H) как:

$$V_H = Q_H / (2F); V_0 = Q_H / (2F_0), \quad (4.4)$$

где F_0 – площадь поршней (плунжеров) цилиндров обратного хода.

Соотношение скоростей V_H и V_0 :

$$V_0 / V_H = F / F_0 = K_C \text{ или } V_0 = K_C V_H, \quad (4.5)$$

где $K_C = F / F_0$ – коэффициент усиления силового блока.

На графике рисунок 4.1, функция $V = f(s)$ представлена прямыми сплошными линиями.

При простом насосном приводе установочная мощность насосов определяется максимальным давлением в силовых цилиндрах (в нашем случае давление P_p) и подачей насосов Q_H ($Q_H = 2V_H F$, зависимость 4.4), т.е.:

$$N = P_p Q_H = 2F V_H P_p \quad (4.6)$$

Время прямого хода (t_1) и время цикла (T_1) при этом будут равны:

$$t_1 = \frac{H}{V_H} = \frac{2FH}{Q_H}; T_1 = \frac{H}{V_H} + \frac{H}{V_0} = \frac{H}{V_0} (K_C + 1) = \frac{H(K_C + 1)}{V_H K_C} \quad (4.7)$$

Как отмечено во второй главе, все рассматриваемые редукторно–мультипликаторные приводы обеспечивают режим прямого хода с двумя

ступенями: скорости движения ножей (поршней силовых цилиндров) и давления в силовых цилиндрах (давления создаваемого насосами).

При включении редуктора скорость движения поршней силовых цилиндров (V_P – редукторная скорость) и давление, создаваемое насосами (P_{HP}) будут определяться как:

$$V_P = V_H / K_P; P_{HP} = P_X / K_P. \quad (4.8)$$

При включении мультипликатора скорость поршней силовых цилиндров (V_M – мультипликаторная скорость) и создаваемое насосами давление (P_{HM}) будут определяться как:

$$V_M = V_H / K_M; P_{HM} = P_P / K_M. \quad (4.9)$$

На графике $V=f(s); P=f(s)$ (рисунок 4.1) значение этих параметров показано пунктирными линиями.

Определяющими параметрами рассматриваемых приводов являются коэффициенты редукции (K_P) и мультипликации (K_M). Цель сравнительного анализа – установить приемлемое сочетание и диапазон величин этих коэффициентов.

Исходными условиями сравнительного анализа рассматриваемых редукторно–мультипликаторных приводов принимаем равенство их мощностей при холостом (N_X) и рабочем (N_P) ходе и равенстве времени прямого хода (равенстве времени рабочего цикла) при использовании рассматриваемого привода (t_2, T_2) или простого насосного привода (t_1, T_1). При этом оцениваем и соотношение (n) установленных мощностей насосов простого (N_1) и рассматриваемого (N_2) привода. Эти условия:

$$N_2 = N_X = N_P; t_1 = t_2 (T_1 = T_2); n = N_2 / N_1 \quad (4.10)$$

Ввиду сложности оценки гидравлических КПД (потерь давления в системе трубопроводов) при данном анализе эффективные КПД приводов не учитываем. Поэтому соотношения K_P и K_M , выбранные на основании условий данного анализа, имеют рекомендательный характер и должны устанавливаться с учетом конкретных размеров системы трубопроводов при анализе холостого хода (уточняется K_P) и рабочего хода (уточняется K_M) силового блока.

Величина K_C должна уточняться при анализе обратного хода, сочетаемого с режимом зарядки редуктора (мультипликатора).

4.2 Оценка скоростного режима

У ножниц с электромеханическим приводом скорости движения ножей при прямом и обратном ходе изменяются по одному синусоидальному закону определяются частотой вращения эксцентрикового (коленчатого) вала. При этом средняя скорость за цикл ($V_{cp}=2H/T$) составляет (160–200) мм/с. Например, у ножниц конструкции УЗТМ (резка листа толщиной до 50 мм, шириной 2600 мм [15]) $V_{cp}=163$ мм/с, у ножей конструкции СКМЗ–ВНИИМетмаш (резка листа толщиной до 6 мм, шириной 2350 мм [15]) $V_{cp}=169$ мм/с.

Ориентируясь по производительности на ножницы с электромеханическим приводом, среднюю скорость движения ножей в указанных пределах ($V_{cp}=160–200$ мм/с) можно определять и для ножниц с гидроприводом.

При постоянной подаче насосов в простом насосном приводе соотношение скоростей прямого хода (V_H) и обратного хода (V_O) составит величину: $V_O=V_H K_C$ (зависимость 4.5)

Тогда из равенства продолжительности рабочих циклов электромеханических ножниц ($T=2H/V_{cp}$) и ножниц с простым насосным приводом (T_1 , зависимость 4.7) установим связь V_H и V_O со средней скоростью V_{cp} . Это равенство:

$$T = \frac{2H}{V_{cp}} = \frac{H(K_C+1)}{V_H K_C} = \frac{H(K_C+1)}{V_O} \text{ откуда: } V_H = \frac{K_C+1}{2K_C} V_{cp}; V_O = \frac{K_C+1}{2} V_{cp} \quad (4.11)$$

Например, при $K_C=2$; $V_{cp}=160-200$ мм/с

$$V_H = 0,75V_{cp} = (120 \div 150)\text{мм/с}; V_O = 1,5V_{cp} = (240 \div 300)\text{мм/с}$$

При использовании редукторно–мультипликаторного привода прямой ход осуществляется с двумя ступенями скорости: редукторная (V_P) на перемещении $H_x=aH$, мультипликаторная (V_M) на перемещении $H_P=(1-a)H$ (зависимости 4.1,4.2), $V_P=V_H/K_P$ (зависимость 4.8), $V_M=V_H/K_M$ (зависимость 4.9).

Тогда, из равенства рабочих циклов электромеханических ножниц ($T=2H/V_{cp}$) и гидравлических ножниц с данным видом привода (T_2) установим соотношения V_H , V_O , V_P , и V_M со средней скоростью с учетом приведенных выше зависимостей и зависимости 4.5: ($V_O=K_C V_H$).

Это равенство:

$$T_2 = \frac{aH}{V_P} + \frac{(1-a)H}{V_M} + \frac{H}{V_O} = \frac{2H}{V_{CP}}; T_2 = H \frac{[aK_P+(1-a)K_M]K_C+1}{V_H K_C} = \frac{2H}{V_{CP}} \quad (4.12)$$

Откуда:

$$V_H = V_{CP} \frac{[aK_P+(1-a)K_M]K_C+1}{2K_C}; V_O = V_{CP} \frac{[aK_P+(1-a)K_M]K_C+1}{2} \quad (4.13)$$

Например, при $a = 0,26$; $K_P=0,5$; $K_M=2$; $K_C=2$;

$$V_H = V_{CP} \frac{[0,26 \cdot 0,5+(1-0,26)2]2+1}{2 \cdot 2} = V_{CP} \frac{(0,13+1,48)2+1}{4} = 1,055V_{CP}$$

$$V_O = V_H K_C = 1,055 \cdot 2V_{CP} = 2,11V_{CP}$$

$$V_P = \frac{V_H}{K_P} = \frac{1,055}{2} V_{CP} = 2,11V_{CP}$$

$$V_M = \frac{V_H}{K_M} = \frac{1,055}{2} V_{CP} = 0,527V_{CP}$$

Соотношения скоростей для простого насосного привода (зависимость 4.11) и редукторно–мультипликаторного привода (зависимость 4.13) получены из

равенства их рабочих циклов рабочему циклу электромеханических ножниц. При сохранении полученных соотношений обеспечивается равенство их рабочих циклов ($T_1=T_2$). Это равенство имеет вид:

$$\frac{(K_C+1)}{V_H \cdot K_C} = \frac{[aK_P+(1-a)K_M]K_C+1}{V_H \cdot K_C} \quad (4.14)$$

При подстановке в левую часть зависимости (4.11) и в правую часть зависимости (4.13) равенство сохраняется.

При произвольном сочетании коэффициентов K_P и K_M , как следует из примеров, насосная скорость (V_H), а значит и необходимая подача насосов (зависимость 4.4) при редукторно–мультипликаторном приводе значительно выше, чем при простом насосном приводе.

Соотношение $V_H (Q_H)$ составит величину (соотношение зависимостей 4.13 и 4.11):

$$K_Q = \frac{[aK_P+(1-a)K_M]K_C+1}{K_C+1} \quad (4.15)$$

Из рассмотренных примеров $K_Q=1,4$.

Из равенства $V_H (V_O)$ при простом насосном приводе (зависимость 4.11) и редукторно–мультипликаторном приводе (зависимость 4.13) вытекает оптимальная связь между коэффициентами K_P и K_M (зависимость 4.14) или:

$$aK_P + (1 - a)K_M = 1 \quad (4.16)$$

В данную зависимость входят параметры, характеризующие прямой ход с использованием редуктора и мультипликатора (редукторно–мультипликаторный режим).

Редукторно–мультипликаторный режим является характерным для всех рассмотренных выше схем приводов. Отличие заключается в том, что в одних

случаях используются отдельно установленные редуктор и мультипликатор (раздельные дозаторы, рисунки 2.7,2.8), в других случаях – блочные дозаторы (блочный редуктор–мультипликатор, рисунки 2.8,2.10). Поэтому сравнительный анализ силовых и кинематических параметров подлежат эти два варианта.

Кроме сказанного, как отмечено выше, редуктор и мультипликатор могут функционировать в режиме периодической (рисунки 2.7–2.9) или непрерывной подачи (рисунки. 2.9,2.10).

Режим функционирования дозаторов принципиально не влияет на силовые и кинематические параметры привода. Однако при режиме периодической подачи в каждом рабочем цикле требуется возврат подвижных элементов дозатора («зарядка» дозатора) в исходное положение. При режиме непрерывной подачи этого не требуется. Поэтому при анализе схем приводов с дозаторами периодической подачи дополнительно необходимо анализировать режим зарядки дозаторов.

4.3 Привод с раздельными редуктором и мультипликатором периодического действия

Для данного привода, в соответствии с приведенным на рисунке 4.1 графиком давления:

$$N_X = P_{HP} Q_X; N_P = P_{HM} Q_H \quad (4.17)$$

$$t_2 = \frac{H_X}{V_P} + \frac{H_P}{V_M} \quad (4.18)$$

Данные равенства преобразуем с учетом соотношений (4.8) и (4.9):

$$N_X = \frac{P_X \cdot Q_H}{K_P}; N_P = \frac{P_P \cdot Q_H}{K_M} \quad (4.19)$$

$$t_2 = \frac{H_X \cdot K_P}{V_H} + \frac{H_P \cdot K_M}{V_H}; \quad (4.20)$$

С учетом этих соотношений и зависимости (4.7) условия (4.10) примут вид:

$$\begin{cases} P_X \cdot K_M - P_P \cdot K_P = 0 \\ H - H_X K_P - H_P K_M = 0 \end{cases} \quad (4.21)$$

Поделив первое уравнение этой системы на P_P , а второе на H , с учетом введенных относительных a и b (зависимость 4.1), получим:

$$bK_M - K_P = 0$$

$$1 - aK_P - (1 - a)K_M = 0 \quad (4.22)$$

Первое уравнение этой системы определяет равенство мощности при холостом (N_X) и рабочем (N_P) ходе, второе – равенство времени прямого хода при работе простого насосного привода (t_1) и при работе рассматриваемого привода (t_2). Оно же определяет и равенство рабочих циклов этих приводов ($T_1 = T_2$, зависимость 4.16).

Решение системы уравнений (4.22) относительно K_P и K_M дает результат:

$$K_P = \frac{b}{[1 - a(1 - b)]}; \quad K_M = \frac{1}{[1 - a(1 - b)]} \quad (4.23)$$

С учетом принятого условия (4.10), зависимостей (4.19) и (4.23) установленная мощность насосов составит:

$$N_2 = P_P [1 - a(1 - b)] = P_H Q_H \quad (4.24)$$

Откуда необходимое давление насосов определится как:

$$P_H = P_P[1 - a(1 - b)] \quad (4.25)$$

На основании зависимости (4.6) и (4.24) соотношение установленных мощностей рассматриваемого двухскоростного и простого насосного приводов составит величину (n):

$$n = \frac{N_2}{N_1} = [1 - a(1 - b)] \quad (4.26)$$

Для наглядности зависимость (4.26) в графическом виде представлена на рисунке 4.2.

В примерных расчетах хода ножей (пункт 2.1) соотношение H_x/H составило
 – при резании тонкого листа – $a = 0,29$;
 – при резании толстого листа – $a = 0,23$.

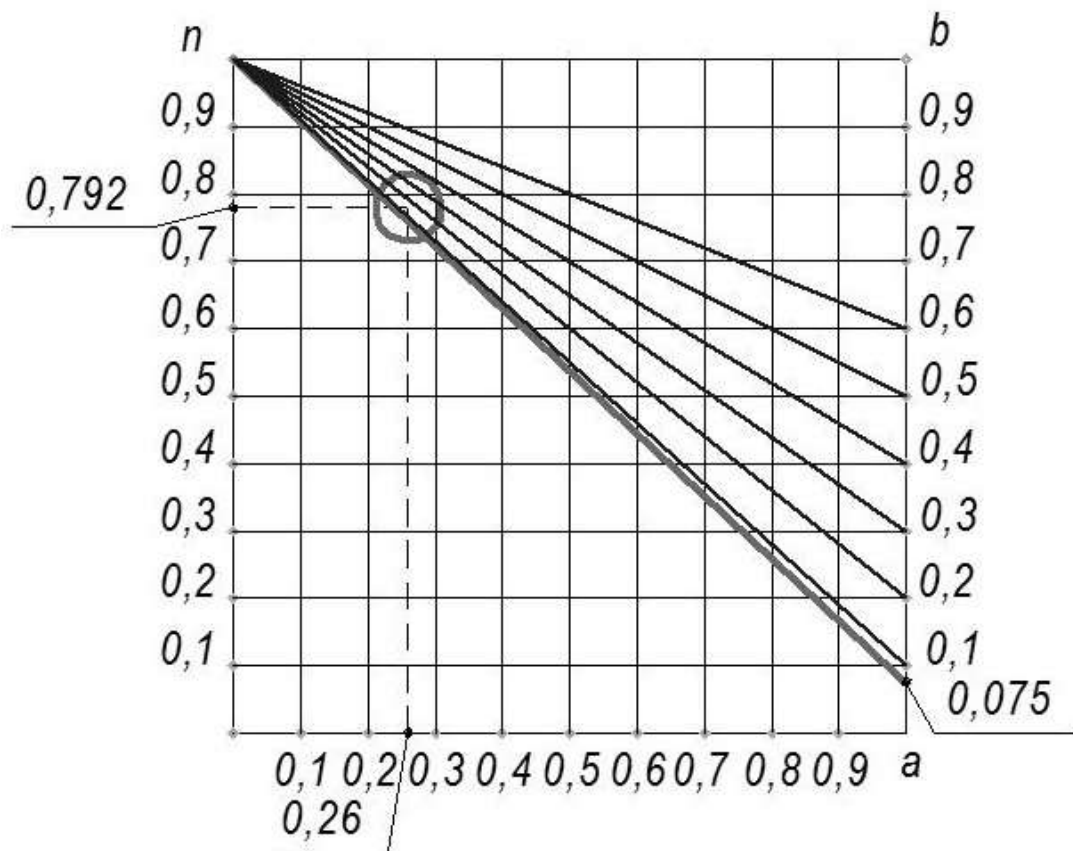


Рисунок 4.2 – График зависимостей $n=f(a, b)$

Среднее значение $a_{CP} = 0,26$.

Для металлургических гильотинных ножниц с вертикальным расположением силового блока, при холостом ходе, сила веса подвижных элементов является движущей и давление в силовых цилиндрах (P_X) будет определять в основном давление в возвратных цилиндрах, которое создается потерями при сливе из них жидкости в этом процессе.

Для машин подобных листовым ножницам усилие холостого хода может достигать (5–15%) от усилия рабочего хода ($b_{CP} = 0,1$) [59].

Учитывая значительное повышение скорости при использовании редуктора (редукторная скорость, зависимость 4.8) и соответственно скорость течения жидкости в трубопроводах для сравнительного анализа принимаем $b_{CP} = 0,2$.

Тогда, для примера, при средних значениях $a_{CP} = 0,26$ и $b_{CP} = 0,2$:

$n = 1 - 0,26(1 - 0,2) = 0,792$ (зависимость 4.26) – пунктирная линия на рисунок 4.2.

Таким образом, рассматриваемый редукторно–мультипликаторный привод, при данных условиях (базовый вариант), обеспечивающий прямой ход и осуществляющий рабочий цикл за равное с простым насосным приводом время будет иметь на 20,8 % меньшую установленную мощность насосов.

Коэффициенты K_P и K_M (зависимость 4.23) при этом:

$$K_P = \frac{0,2}{1 - 0,26(1 - 0,2)} = 0,252; K_M = \frac{1}{1 - 0,26(1 - 0,3)} = 1,262.$$

Необходимое давление насосов (зависимость 4.25):

$$P_H = P_P(1 - 0,26(1 - 0,2)) = 0,792P_P$$

Редукторная (V_P , зависимость 4.8) и мультипликаторная (V_M , зависимость 4.9) скорости:

$$V_P = \frac{V_H}{K_P} = \frac{V_H}{0,252} = 3,97V_H; V_M = \frac{V_H}{K_M} = \frac{V_H}{1,262} = 0,792V_H.$$

Пример показывает значительную величину редукторной скорости (скорости холостого хода).

Уменьшение редукторной скорости достигается увеличением коэффициента редукции (K_P), а значит увеличением величины b .

Например, при $b = 0,4$ и $a = 0,26$.

$$K_P = \frac{0,4}{1-0,26(1-0,4)} = 0,473; K_M = \frac{1}{1-0,26(1-0,4)} = 1,184$$

$$V_P = \frac{V_H}{0,473} = 2,11V_H; V_M = \frac{V_H}{1,184} = 0,844V_H$$

$$n = 1 - 0,26(1 - 0,4) = 0,844$$

Сравнение примеров $b = 0,4$ и $a = 0,26$ показывает, что при увеличении величины b увеличивается K_P и снижается V_P (в 1,87 раза).

Установочная мощность насосов увеличивается на 5,2 %, вследствие увеличения давления насосов на эту же величину, но остается на 15,6 % меньше мощности насосов простого насосного привода. Коэффициент K_M уменьшается в 1,065 раза (с $K_M=1,262$ до $K_M=1,184$).

Невысокая величина K_M создает трудности использования в приводе недорогих насосов среднего давления: пластинчатых и шестеренных.

Зависимости (4.23) для расчета величин K_P и K_M получены из условия их оптимального сочетания [$aK_P + (1 - a)K_M = 1$] (зависимость 4.16, 4.22), которое обеспечивает равенство времени прямого хода и времени рабочего цикла ножниц с рассматриваемым приводом и ножниц с простым насосным приводом. Это, в свою очередь, обеспечивает равенство насосных скоростей (V_H) и равенство подач насосов (Q_H).

Если зависимость для определения K_M представить, как $K_M = 1/[1 - a(1 - b)] = 1/n$, то график на рисунке 4.2 четко показывает, что величина n уменьшается с увеличением a и с уменьшением величины b . При $a = const$ максимальная величина K_M будет иметь место при бесконечно малой величине b ($b=0$) $K_M^{max} = 1/(1 - a)$. В нашем случае при $a_{CP} = 0,26$; $K_M^{max} = 1/0,74 = 1,35$.

При $K_M > K_M^{max}$ теоретически любое сочетание K_M и K_P не будет оптимальным, т.е. будет иметь место [$aK_P + (1 - a)K_M$] > 1 . Это значит, что использование насосов равной подачи (Q_H), время цикла (T) и время рабочего

хода (t) рассматриваемого привода (T_2, t_2) будет превышать эти величины (T_1, t_1) для простого насосного привода, т.е. будет иметь место $K_T = T_2/T_1 > 1$ и $K_t = t_2/t_1 > 1$.

Используя зависимости (4.7) и (4.20) находим величину K_t :

$$K_t = aK_P + (1 - a)K_M \quad (4.27)$$

Используя зависимости (4.7) и (4.12) находим величину K_T :

$$K_T = \frac{[aK_P + (1-a)K_M]K_C + 1}{K_C + 1} \quad (4.28)$$

Таким образом, равенство ($t_1=t_2$) обеспечивается увеличением подачи насосов рассматриваемого привода (Q_{H2}) по отношению к подаче насосов простого насосного привода в K_t раз, а ($T_1=T_2$) – увеличением в K_T раз, т.е.: $Q_{H2} = K_t Q_{H1}$ или $Q_{H2} = K_T Q_{H1}$.

Сравнение зависимостей (4.27) и (4.28) показывает, что

$$K_T = \frac{K_t K_C + 1}{K_C + 1} = K_t \frac{(K_C + 1/K_t)}{K_C + 1} = K K_t, \quad (4.29)$$

где $K = \frac{(K_C + 1/K_t)}{K_C + 1} < 1$ (поскольку $K_t > 1$).

Поскольку $K < 1, K_t > K_T$.

Ввиду того, что основной целью данных исследований является оценка соотношения коэффициентов K_P и K_M , а эти коэффициенты определяют коэффициент K_t , то достаточно выполнить анализ с учетом этого коэффициента. Последующая корректировка полученных результатов с учетом зависимости (4.29) ($K_T = K K_t$) даст результаты, соответствующие равенству ($T_1 = T_2$).

Итак, для обеспечения равенства ($t_1=t_2$) увеличиваем подачу насосов рассматриваемого привода (Q_{H2}) по отношению к подаче насосов простого насосного привода (Q_{H1}) в K_t раз:

$$Q_{H2} = Q_{H1}[aK_P + (1-a)K_M] \quad (4.30)$$

Мощность насосов $N_2=N_P$ составит величину:

$$N_2 = N_P = \frac{P_P Q_{H2}}{K_M} = \frac{P_P Q_{H1}[aK_P + (1-a)K_M]}{K_M} \quad (4.31)$$

Соотношение мощностей ($n_t = \frac{N_2}{N_1}$) при этом:

$$n_t = \frac{aK_P + (1-a)K_M}{K_M} = \frac{K_t}{K_M} \quad (4.32)$$

Для примера примем: $a = 0,26$; $K_P = 0,252$ (базовый вариант, $b=0,2$);
 $K_M = 2$

$$n_t = 1,545/2 = 0,772.$$

Увеличение подачи насосов увеличит соответственно насосную скорость (зависимость 4.4) в K_t раз, что, в свою очередь, обеспечит изменение редукторной (зависимость 4.8) и мультипликаторной (зависимость 4.9) скоростей до значений:

$$V_P = V_H \frac{K_t}{K_P}; V_M = V_H \frac{K_t}{K_M} \quad (4.33)$$

$$\text{В нашем случае: } V_P = \frac{1,545}{0,252} V_H = 6,13 V_H; V_M = \frac{1,545}{2} V_H = 0,722 V_H$$

В рассматриваемом примере с увеличением K_M по сравнению с базовым вариантом ($K_P=0,252$; $K_M=1,262$), установочная мощность рассматриваемого

привода уменьшилась на 2 % $[(n_t - n)100 = (0,792 - 0,772)100 = 2 \text{ \%}]$ и стала на 22,8 % меньше мощности простого насосного привода.

Мультипликаторная скорость снизилась незначительно (в 1,034 раз). Значительно (в 1,54 раза) увеличилась редукторная скорость.

Очевидно уменьшение редукторной скорости при увеличении коэффициента редукции (зависимость 4.33).

Рассмотрим пример: $a = 0,26$; $K_P = 0,5$; $K_M = 2$

$$K_t = [0,26 \cdot 0,5 + (1 - 0,26)2] = 0,13 + 1,48 = 1,64$$

$$n_t = 1,64/2 = 0,805$$

$$V_P = 1,64/0,5 V_H = 3,22V_H$$

$$V_M = 1,64/2 V_H = 0,805V_H.$$

Из сравнения примеров следует, что увеличение K_P практически пропорционально снижает редукторную скорость (увеличение K_P в 1,98 раз, снижение V_P в 1,9 раз). При этом незначительно увеличивается установочная мощность насосов (на 3,3 %) и мультипликаторная скорость.

Рассмотрим влияние соотношения коэффициентов K_P и K_M на изменение установочной мощности насосов (величина n_t) и редукторной скорости (V_P). Для этого преобразуем выражения (4.32) и (4.33):

$$n_t = \frac{[aK_P + (1-a)K_M]}{K_M} = a \frac{K_P}{K_M} + 1 - a = [1 - a \left(1 - \frac{K_P}{K_M}\right)] \quad (4.34)$$

$$V_P = V_H \frac{[aK_P + (1-a)K_M]}{K_P} = \left[a + (1 - a) \frac{K_M}{K_P} \right] V_H = K_V V_H \quad (4.35)$$

$$\text{где } K_V = \frac{V_P}{V_H} = \left[a + (1 - a) \frac{K_M}{K_P} \right] \quad (4.36)$$

Для наглядности зависимость (4.34) в графическом виде представим на рисунке 4.3, ($a = 0,26$; $K_P = 0,5$; $K_M = 2 \rightarrow n_t = 0,805$) – пунктирная линия на графике.

Зависимость (4.36) представим на рисунке 4.4 для приведенного примера: $a = 0,26$; $K_P = 0,5$; $K_M = 2$; $K_M/K_P = 2/0,5 = 4$; $K_V = 0,26 - (1 - 0,26)4 = 3,22$ (пунктирная линия на графике).

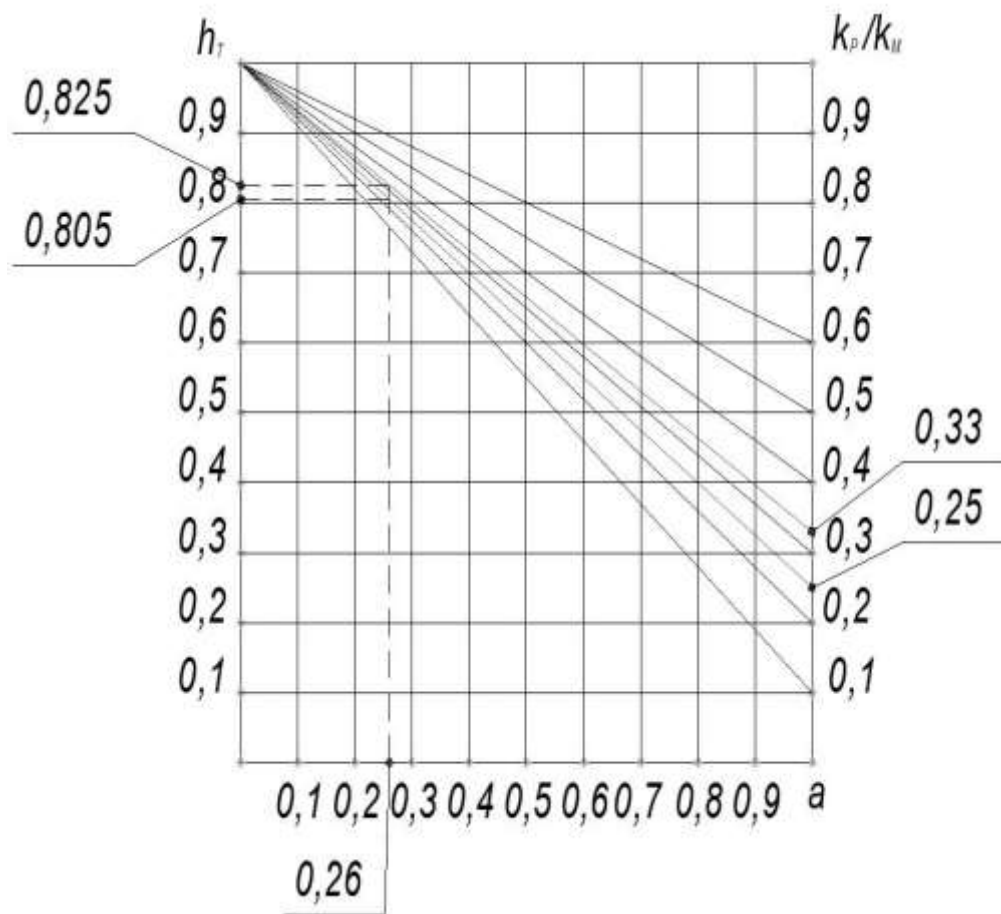


Рисунок 4.3 – График зависимости $n_t = f(a, K_P/K_M)$

Из приведенных зависимостей (4.34 и 4.36) и графиков им соответствующих (рисунки 4.3 и 4.4) следует, что при увеличении соотношения K_P/K_M установочная мощность рассматриваемого привода увеличивается

(увеличивается величина n_t), а величина редукторной скорости уменьшается (уменьшается соотношение K_P/K_M , а значит и величина K_V).

Из рассматриваемых выше примеров приемлемым является соотношение $K_M/K_P = 3 \div 4$ ($K_P/K_M = 0,33 \div 0,25$) при $K_M = 1,5 \div 2$ и $K_P = 0,375 \div 0,66$.

При $a = 0,26$ установочная мощность насосов изменяется на 2% ($n_t=0,805 \div 0,825$); коэффициент $K_V = 2,46 \div 3,22$.

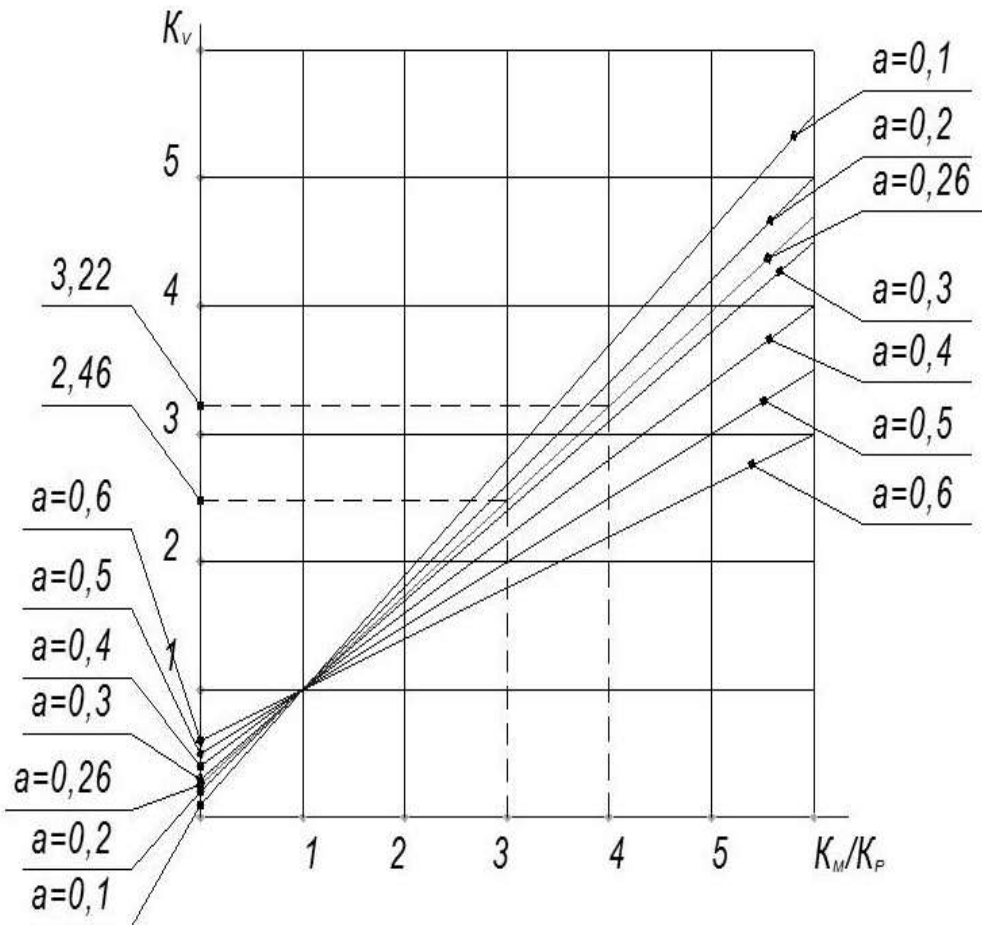


Рисунок 4.4 – График зависимости $K_V = f(a, K_M/K_P)$

Если исходить из равенства времени циклов ($T_1=T_2$), то с учетом коэффициента K (зависимость 4.29), например, при $K_C = 2$, величины n_t и K_V будут на (6÷14)% ниже.

В рабочем цикле данного привода важным является операция возврата подвижных элементов редуктора и мультипликатора в исходное положение. В

предложенном варианте для этого используется усилие возвратных цилиндров силового блока. Этот процесс будет рассмотрен совместно для всех приводов.

4.4 Привод с блочным редуктором–мультипликатором периодического действия

Силовые и скоростные параметры данного привода установлены исходя из общего условия полного использования мощности насосов при холостом (N_X) и рабочем (N_P) ходе ($N_X=N_P$), исходя из графика силового нагружения (рисунок 4.1) и исходя соотношения $K_P K_M=1$ (зависимость 2.9).

Выше условие равенства мощностей представлено зависимость (4.22): $bK_M - K_P = 0$. Решая это уравнение с учетом условия (2.9) находим:

$$K_P = \sqrt{b}; K_M = 1/\sqrt{b} \quad (4.37)$$

С учетом данного результата и зависимости (4.19) мощность насосов данного привода: $N_2 = \frac{P_X Q_H}{\sqrt{b}} = P_P Q_H \sqrt{b}$.

С учетом зависимости (4.6) соотношение (n) установленных мощностей данного и простого привода $n = \frac{N_2}{N_1} = \sqrt{b}$.

Например, при $b=0,2$; $n = \sqrt{0,2} \approx 0,45$, что свидетельствует о возможности значительного снижения установленной мощности насосов данного привода. Но это без учета условий $t_1=t_2$ и $T_1=T_2$ (зависимость 4.10).

Оценим соотношение $K_t = t_2/t_1$.

С учетом зависимости (4.27) и соотношений (4.37)

$$K_t = aK_P + (1 - a)K_M = a\sqrt{b} + (1 - a)\frac{1}{\sqrt{b}} = \frac{1-a(1-b)}{\sqrt{b}} \quad (4.38)$$

При равенстве $t_1=t_2$, $K_t = 1, (\frac{1-a(1-b)}{\sqrt{b}} = 1)$ и $a = \frac{1}{(1+\sqrt{b})}$. Например, при $b=0,2$; $a = 0,69$, т.е. равенство $t_1=t_2$ можно получить только при больших величинах холостого хода.

Для выполнения условия $t_1=t_2$ можно, как показано выше (п. 4.3), увеличить подачу насосов в K_t раз. В итоге возрастет установочная мощность (N_2) в K_t раз, а соотношение мощностей с $n = \sqrt{b}$ до величины $n_t = K_t\sqrt{b} = 1 - a(1 - b)$, что соответствует зависимости (4.26) и рисунку 4.2, т.е. показатели данного привода соответствуют показателям привода с отдельным редуктором и мультипликатором (п. 4.3) в базовом варианте.

Например, при $a = 0,26$; $b=0,2$.

$$K_P = \sqrt{0,2} = 0,45; K_M = 1/\sqrt{0,2} = 2,24;$$

$$n_t = 1 - 0,26(1 - 0,2) = 0,792; K_t = \frac{0,792}{0,45} = 1,77;$$

$$V_P = V_H \frac{K_t}{K_P} = V_H \frac{1,77}{0,45} = 3,93V_H; K_M/K_P = \frac{2,24}{0,45} = 4,97.$$

Недостаток данного соотношения K_P и K_M – высокая редукторная скорость, а значит больше потери давления на участке «редуктора – бак для жидкости» при холостом ходе.

Как показано выше (зависимость 4.36, рисунок 4.4.) уменьшение соотношения K_M/K_P обеспечивает снижение редукторной скорости, что, в свою очередь достигается уменьшением K_M .

Например, принимаем, $K_M = 2$. Тогда $K_P = \frac{1}{2} = 0,5$; $K_M/K_P = \frac{0,5}{2} = 0,25$ и $K_P/K_M = \frac{2}{0,5} = 4$.

При этих данных и $a = 0,26$: $K_t = 1,61$; $n_t = 0,805$; $V_P = 3,22V_H$.

Имеет место незначительное повышение установочной мощности насосов и значительное снижение редукторной скорости.

Как и для привода с отдельными редуктором и мультипликатором периодического действия (п. 4.3) для данного привода приемлемыми являются

значения $K_M = 1,5 \div 2$ и $K_P = 0,66 \div 0,5$, что при $a = 0,26$ обеспечивает сравнительно небольшую редукторную скорость ($V_P = (1,94 \div 3,22)V_H$).

В рабочем цикле рассматриваемого привода также сохраняется операция возврата блока подвижных плунжеров редуктора–мультипликатора в исходное положение, для чего используется усилие возвратных цилиндров силового блока. При этом имеет место как режим зарядки редуктора, так и режим зарядки мультипликатора. Этот режим будет рассмотрен совместно для всех приводов.

4.5 Выбор и проверка основных параметров редукторно–мультипликаторных приводов

4.5.1 Исходные условия при различных режимах работы

Основным исходным силовым параметром является усилие резания (R). Основным исходным кинематическим параметром является относительная величина холостого хода (a).

К основным выбираемым параметрам приводов отнесем: скорость прямого хода (насосная) скорость V_H , коэффициенты: мультипликации (K_M), редукции (K_P), силового блока (K_C), давление насосов (P_H).

На основании проведенного анализа рекомендуемые пределы: $V_H = (120 \div 150) \text{ мм/с}$; $K_C = 2 \div 2,5$; $K_M = 1,5 \div 2$; $K_P = 0,35 \div 0,66$.

Давление насосов определяется типом насосов: номинальное давление шестеренных насосов типа НШ – 16 МПа, пластинчатых типа НПл – 16 МПа, аксиально–поршневых типа НПА – 32 МПа, аксиально–поршневых типа 310 – 20 МПа [86].

Предварительно определяем:

– площадь плунжеров силовых цилиндров (F):

$$F = \frac{R-G}{2P_H K_M \eta_M \eta_C \eta_P},$$

где G – сила веса подвижных элементов силового блока;

$\eta_M = \eta_C = 0,9 \div 0,95$ – к.п.д. соответственно мультипликатора и силового блока;

$\eta_\Gamma = 0,8 \div 0,9$ – гидравлический к.п.д.

– площадь возвратных цилиндров (F_O):

$$F_O = F / K_C \text{ (зависимость 4.5)}$$

– коэффициент K_T (зависимость 4.28):

$$K_T = \frac{[aK_P + (1-a)K_M]K_C + 1}{K_C + 1}$$

– необходимую подачу насосов (Q_H):

$$Q_H = 2FV_H K_T$$

Проверку выбранных параметров выполняем по условию: $P_{HP} < P_H$, где P_{HP} – расчетное давление, необходимое для выполнения соответствующего режима работы привода.

При этом рассматриваем три режима: рабочий ход (уточняем K_M), холостой ход (уточняем K_P), зарядка мультипликатора (редуктора) (уточняем K_C).

Все три задачи необходимо рассматривать параллельно с внесением взаимных корректировок.

Потери давления в трубопроводах при решении указанных задач будем представлять в виде квадратичной зависимости:

$$\Delta P_i = K_i Q_i^2, \quad (4.39)$$

Где $K_i = (\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum \varepsilon_i) \frac{8\rho}{\pi^2 d_i^4}$ – обобщенная величина;

λ_i – коэффициент потерь по длине трубопровода;

l_i – длина участка трубопровода;

d_i – диаметр трубопровода;

$\sum \varepsilon_i$ – сумма коэффициентов местных потерь;

ρ – плотность рабочей жидкости.

Коэффициент λ_i определяется режимом течения жидкости в трубопроводе. При ламинарном течении: $\lambda_i = 64/R_{ei}$. При турбулентном $\lambda_i = 0,316/\sqrt[4]{R_{ei}}$, где $R_{ei} = (4Q_i)/(\pi\nu d_i)$ – число Рейнольдса; ν – кинематическая вязкость жидкости.

4.5.2 Рабочий ход силового блока

Рабочий ход анализируем с целью уточнения принятой величины K_M и определения параметров трубопроводов.

Условие равномерного движения подвижных элементов силового блока (рисунок 4.5) определит зависимость:

$$2FP\eta_c - (R - G) - 2F_0P_0 = 0,$$

где P – давление в силовых цилиндрах; P_0 – давление в цилиндрах обратного хода.

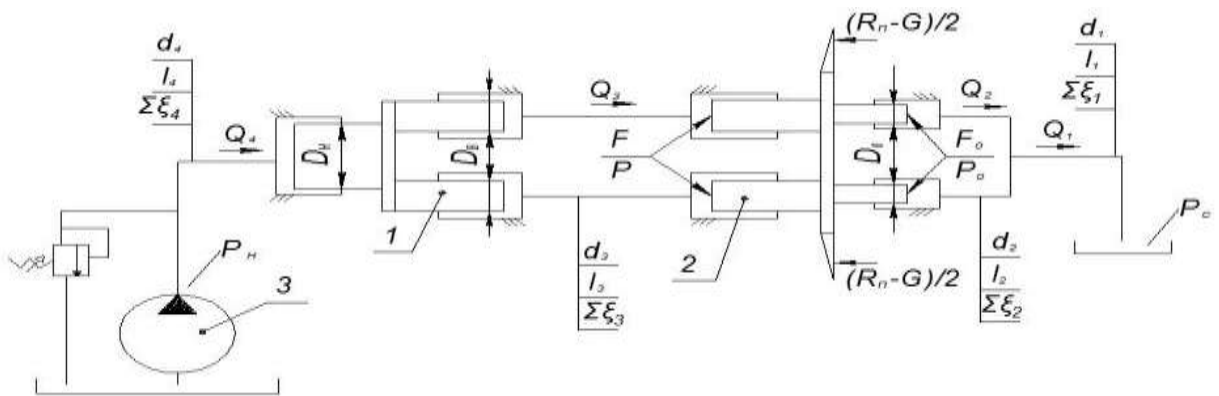


Рисунок 4.5 – Расчетная схема рабочего хода силового блока:

1 – мультипликатор; 2 – силовой блок; 3 – насосная станция

Разделив данное уравнение на F_0 , с учетом зависимости (4.5) получим:

$$2PK_C\eta_c - 2P_P K_C - 2P_0 = 0$$

Или

$$PK_C\eta_c - P_P K_P - P_0 = 0, \quad (4.40)$$

где $P_P = (R - G)/(2F)$ – давление в силовых цилиндрах, обусловленное силовой нагрузкой.

Давление в цилиндрах обратного хода (P_O) увязывается с давлением на выходе сливной магистрали (P_C):

$$P_O = P_C + \Delta P_1 + \Delta P_2,$$

где ΔP_1 и ΔP_2 – потери давления соответственно на участках трубопроводов d_1 и d_2 .

Давление в силовых цилиндрах увязывается с давлением (P_{HP}) развиваемым насосом:

$$P = (P_{HP} - \Delta P_4)K_M\eta_M - \Delta P_3,$$

где ΔP_3 и ΔP_4 – потери давления соответственно на участках трубопроводов d_3 и d_4 .

Решение уравнения (4.40) относительно P_{HP} , после постановки в него значений P_O и P дает результат:

$$P_{HP} = \Delta P_4 + \frac{P_P}{\eta_M\eta_C K_M} + \frac{\Delta P_3}{\eta_M K_M} + \frac{P_C + \Delta P_1 + \Delta P_2}{\eta_M\eta_C K_M K_C} \quad (4.41)$$

При выбранной подаче насосов (Q_H) расходы жидкости на участках трубопроводов (Q_i , рисунок 4.5) будут равны:

$$Q_4 = Q_H; Q_3 = \frac{Q_H}{2K_M}; Q_2 = \frac{Q_H}{2K_M K_C}; Q_1 = \frac{Q_H}{K_M K_C}$$

С учетом этих зависимостей и зависимости (4.39) потери давления на соответствующих участках трубопроводов:

$$\Delta P_4 = K_4 Q_H^2; \Delta P_3 = \frac{K_3}{4K_M^2} Q_H^2; \Delta P_2 = \frac{K_2}{4K_M^2 K_C^2} Q_H^2; \Delta P_1 = \frac{K_1}{K_M^2 K_C^2} Q_H^2$$

Подстановка этих зависимостей в равенство (4.41) дает результат:

$$P_{HP} = \frac{P_P}{\eta_M\eta_C K_M} + \frac{P_C}{\eta_C\eta_M K_M K_C} + Q_H^2 \left[K_4 + \frac{K_3}{4K_M^3 \eta_M} + \frac{(4K_1 + K_2)}{4K_M^3 K_C^2 \eta_C \eta_M} \right] \quad (4.42)$$

4.5.3 Холостой ход силового блока

Холостой ход силового блока анализируем с целью уточнения принятой величины коэффициента K_p и определения параметров трубопроводов.

При вертикальном расположении силового блока сила веса его подвижных элементов является движущей, силу сопротивления при этом будет создавать давление в возвратных цилиндрах (P_0 , рисунок 4.6), величину которого, в свою очередь, будут определять потери давления в трубопроводах участков d_1 и d_2 . С учетом этого условия равномерного движения силового блока будет определять зависимость:

$$2FP\eta_c + G\eta_c - 2F_0P_0 = 0,$$

где P – давление в силовых цилиндрах;

P_0 – давление в цилиндрах обратного хода.

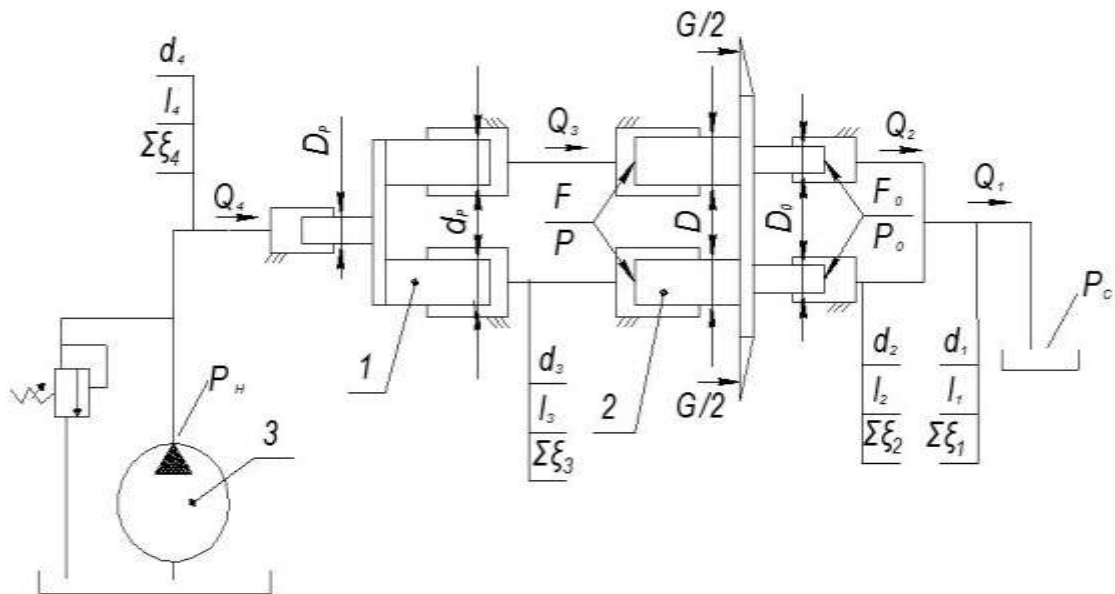


Рисунок 4.6 – Расчетная схема холостого хода силового блока:

1 – редуктор; 2 – силовой блок; 3 – насосная станция

Разделив данное уравнение на F_0 , с учетом соотношения (4.5) получим:

$$PK_c\eta_c + P_B\eta_cK_C - P_0 = 0, \quad (4.43)$$

где $P_B = G/(2F)$ – условное давление в силовых цилиндрах, соответствующее движущей силе G .

Давление в цилиндрах обратного хода (P_O) увязывается с давлением на выходе сливной магистрали (P_C):

$$P_O = P_C + \Delta P_1 + \Delta P_2,$$

где ΔP_1 и ΔP_2 – потери давления соответственно на участках трубопроводов d_1 и d_2 .

Давление в силовых цилиндрах увязывается с давлением (P_{HP}) развиваемым насосом:

$$P = (P_{HP} - \Delta P_4)K_P\eta_P - \Delta P_3,$$

где η_P – КПД редуктора ($\eta_P = 0,9 \div 0,95$), ΔP_3 и ΔP_4 – потери давления соответственно на участках трубопроводов d_3 и d_4 .

Решение уравнения (4.43) относительно P_{HP} , после подстановки в него P_O и P дает результат:

$$P_{HP} = \Delta P_4 + \frac{\Delta P_3}{\eta_P K_P} + \frac{P_C + \Delta P_1 + \Delta P_2}{\eta_P \eta_C K_P K_C} - \frac{P_B}{\eta_P K_P} \quad (4.44)$$

При выбранной подаче насосов (Q_H) расходы жидкости на участках трубопроводов (Q_i , рисунок 4.6) будут равны:

$$Q_4 = Q_H; Q_3 = \frac{Q_H}{2K_P}; Q_2 = \frac{Q_H}{2K_P K_C}; Q_1 = \frac{Q_H}{K_P K_C}$$

С учетом этих зависимостей и зависимости (4.39) потери давления на соответствующих участках трубопроводов:

$$\Delta P_4 = K_4 Q_H^2; \Delta P_3 = K_3 \frac{Q_H^2}{4K_P^2}; \Delta P_2 = K_2 \frac{Q_H^2}{4K_P^2 K_C^2}; \Delta P_1 = K_1 \frac{Q_H^2}{K_P^2 K_C^2}$$

Подстановка этих зависимостей в равенство (4.44) дает результат:

$$P_{HP} = Q_H^2 \left[K_4 + \frac{K_3}{4K_P^3 \eta_P} + \frac{(4K_1 + K_2)}{4K_P^3 K_C^3 \eta_C \eta_P} \right] + \frac{P_C}{\eta_C \eta_P K_P K_C} - \frac{P_B}{\eta_P K_P} \quad (4.45)$$

4.5.4 Зарядка мультипликатора (редуктора)

Данный процесс анализируем с целью уточнения коэффициента K_C и определения параметров трубопроводов.

В предложенном варианте данного режима (рисунок 4.7) при обратном ходе силового блока жидкость, вытесняемая из силовых цилиндров, заполняет выходные цилиндры мультипликатора (редуктора) и возвращает их подвижные элементы в исходное положение.

Сила, создаваемая давлением насосов в возвратных цилиндрах, в этом случае является движущей.

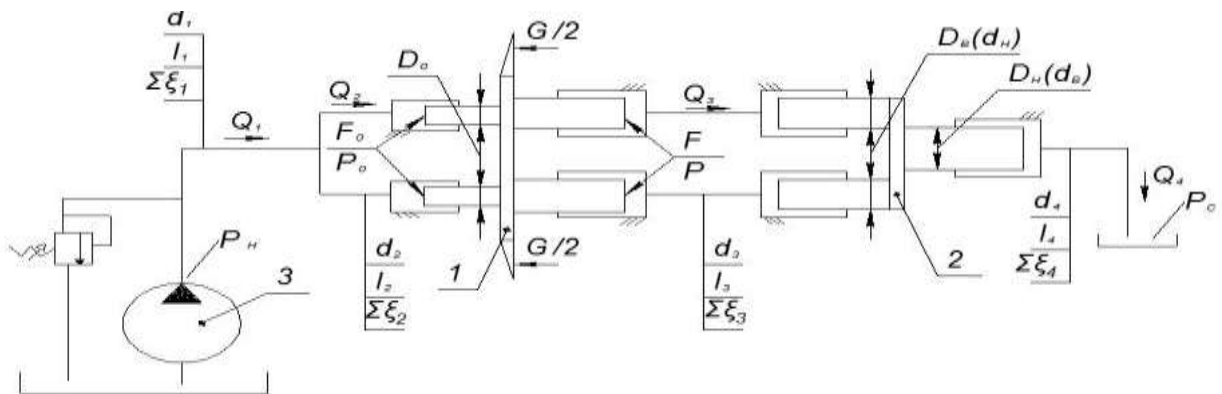


Рисунок 4.7 – расчетная схема зарядки мультипликатора (редуктора):

1 – силовой блок; 2 – мультипликатор (редуктор); 3 – насосная станция

Силами сопротивления является сила веса (G) и сила, создаваемая давлением в силовых цилиндрах. Условие равномерного движения подвижных элементов силового блока будет определять зависимость:

$$G + 2FP - 2F_0P_0\eta_c = 0,$$

где P – давление в силовых цилиндрах;

P_0 – давление в цилиндрах обратного хода.

Разделив данное уравнение на F_0 , с учетом соотношения (4.5) получим:

$$P_B K_C + P K_C - P_0 \eta_c = 0, \quad (4.46)$$

где $P_B = G/(2F)$ – условное давление в силовых цилиндрах, соответствующее силе сопротивления (G).

Давление в возвратных цилиндрах (P_O) увязывается с давлением насосов как:

$$P_O = P_{HP} - \Delta P_1 - \Delta P_2,$$

где ΔP_1 и ΔP_2 – потери давления соответственно на участках трубопроводов d_1 и d_2 .

Давление в силовых цилиндрах (P) увязывается с давлением (P_C) на выходе сливной магистрали:

– при зарядке мультипликатора:

$$P = \Delta P_3 + K_M(P_C + \Delta P_4)/\eta_M;$$

– при зарядке редуктора:

$$P = \Delta P_3 + K_P(P_C + \Delta P_4)/\eta_P,$$

ΔP_3 и ΔP_4 – потери давления соответственно на участках трубопроводов d_3 и d_4 .

Учитывая одинаковую структуру расчетных схем и зависимостей для расчета давлений (зависимость 4.39) далее анализируем процесс зарядки мультипликатора. Расчетные зависимости, полученные при этом, будут справедливы и для режима зарядки редуктора при условии замены в их структуре величин K_M и η_M на величины K_P и η_P при соответствующих значениях параметров трубопроводов.

Решение уравнения (4.46) относительно P_{HP} после подстановки в него P_O и P дает результат:

$$P_{HP} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + P_B \frac{K_C}{\eta_C} + \Delta P_3 \frac{K_C}{\eta_C} + (\Delta P_4 + P_C) \frac{K_M K_C}{\eta_C \eta_M} \quad (4.47)$$

При выбранной подаче насосов (Q_H) расходы жидкости на участках трубопроводов (Q_i , рисунок. 4.7) будут равны:

$$Q_1 = Q_H; Q_2 = \frac{Q_H}{2}; Q_3 = \frac{Q_H}{2} K_C; Q_4 = Q_H K_C K_M.$$

С учетом этих зависимостей и зависимости (4.39) потери давления на соответствующих участках трубопроводов:

$$\Delta P_1 = K_1 Q_H^2; \Delta P_2 = K_2 \frac{Q_H^2}{4}; \Delta P_3 = K_3 K_C^2 \frac{Q_H^2}{4}; \Delta P_4 = K_4 Q_H^2 K_M^2 K_C^2.$$

Подстановка этих зависимостей в равенство (4.47) дает результат:

$$P_{HP} = P_B \frac{K_C}{\eta_C} + P_C \frac{K_C K_M}{\eta_C \eta_M} + Q_H^2 \left[K_1 + \frac{K_2}{4} + \frac{K_2 K_C^3}{4 \eta_C} + K_4 \frac{K_C^3 K_M^3}{\eta_C \eta_M} \right] \quad (4.48)$$

При зарядке редуктора:

$$P_{HP} = P_B \frac{K_C}{\eta_C} + P_C \frac{K_C K_P}{\eta_C \eta_P} + Q_H^2 \left[K_1 + \frac{K_2}{4} + \frac{K_2 K_C^3}{4 \eta_C} + K_4 \frac{K_C^3 K_P^3}{\eta_C \eta_P} \right] \quad (4.49)$$

Пример расчета основных параметров редукторно-мультипликаторного привода ножниц представлен в приложении А.

Исходные данные для расчета:

- толщина листа – $h=8$ мм;
- ширина листа – $b=2350$ мм;
- механические характеристики материала листа: $\sigma_B = 800$ МПа; $\varepsilon_H = 0,4$; $\varepsilon_B = 0,2$;
- угол наклона шевронного ножа: $\alpha = 4^\circ$ ($tg \alpha = 0,0699$);
- коэффициенты, учитывающие затупление ножей, боковой зазор, изгиб листа: $k=1,1$;
- базовые параметры привода (принимаем исходя из вышеприведённого анализа):
 - коэффициент мультипликации – $K_M = 2$;
 - коэффициент редукции – $K_P = 0,5$;

коэффициент силового блока – $K_C = 2$;

насосная скорость – $V_{\Pi} = 120 \text{ мм/с}$;

тип насоса: НШ ($P_H=16 \text{ МПа}$).

В примере приведены расчеты усилия резания, относительная величина холостого хода, площадь плунжеров силовых цилиндров, площадь плунжеров возвратных цилиндров, коэффициент K_T , параметры трубопроводов и др.

Примером показано, что установленная мощность редукторно–мультипликаторного привода на 31,2 % меньше установленной мощности простого насосного привода при условии равенства времени рабочего процесса ($T_1=T_2$).

4.6 Выводы

1. При сравнительном анализе ножницы рассматриваются как совокупность силового (режущего) двухцилиндрового блока и редукторно-мультипликаторного гидропривода в составе насосной станции, сдвоенных гидравлического редуктора и гидравлического мультипликатора.

2. Выполненный анализ базируется на основных показателях, характеризующих процесс и элементы ножниц: a – относительная величина холостого хода; K_P – коэффициент редукции; K_M – коэффициент мультипликации; K_C – коэффициент силового блока.

3. Анализ выполнен для двух основных компоновок гидропривода: с отдельными редуктором и мультипликатором и с блочным редукторно-мультипликатором. Показано отсутствие существенного влияния компоновок на скоростные и силовые параметры.

4. Анализ скоростных и силовых параметров редукторно-мультипликаторных приводов выполнен на условии равенства мощностей при холостом и рабочем ходе и на условии обеспечения ими прямого хода ($t_1=t_2$) и времени рабочего цикла ($T_1=T_2$), включающего время прямого и обратного ходов,

равного времени прямого хода и времени рабочего цикла, обеспечиваемого простым насосным приводом.

5. Показана возможность снижения установочной мощности насосов редукторно–мультипликаторного привода (N_2) по сравнению с простым насосным приводом (N_1) до 30%. Получены зависимости качественной оценки соотношения мощностей как функции $n = N_2/N_1 = f(a, K_M, K_P, K_C)$.

6. Анализ скоростного режима выполнен с учетом средней скорости ножниц с электромеханическим приводом. Скорости рабочего хода (V_M – мультипликаторная), холостого хода (V_P – редукторная) и обратного хода (V_O) увязаны со средней скоростью (V_H) как $V_M = V_H/K_M$; $V_P = V_H/K_P$; $V_O = V_H K_C$. Рекомендуемая средняя (насосная) скорость в пределах: $V_H = 120 \dots 150 \text{ мм/с}$.

7. Анализом установлены приемлемые значения коэффициентов: $1,5 < K_M < 2$; $0,4 < K_P < 0,8$; $1,5 < K_C < 2,5$. Реализован программный продукт, на который получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № **2023684518**, позволяющий рассчитать скоростные и энергосиловые параметры редукторно–мультипликаторного привода [87].

8. Выполнен скоростной и силовой анализ основных режимов работы привода (рабочий ход, холостой ход, обратный ход с зарядкой мультипликатора, обратный ход с зарядкой редуктора) с оценкой расчетного давления насосов. Реализован программный продукт, на который получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № **2024610626**, позволяющий рассчитать геометрические параметры гидравлического редуктора и мультипликатора, а также приемлемое сочетание коэффициентов редукции и мультипликации [88].

ГЛАВА 5 ОЦЕНКА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА НОЖНИЦ

5.1 Конструктивные элементы и прочность рамы ножниц

5.1.1 Оценка прочности бесстанинной конструкции рамы

При использовании гидропривода поступательного движения рациональной конструкцией рамы является бесстанинная [89-92].

Бесстанинная рама (рисунок 5.1) состоит из верхней подвижной траверсы 1, нижней неподвижной траверсы 2, возвратных цилиндров 3 и силовых цилиндров 4. Корпуса силовых цилиндров жёстко соединены с верхней траверсой, а ступенчатые плунжеры 5 силовых цилиндров жёстко соединены с нижней траверсой и выполняют функции стоек рамы. Жидкость в силовые цилиндры подаётся через центральные сверления в верхней части плунжеров (стоек). Верхний подвижный нож 6 и нижний неподвижный нож 7 закреплены в средней части соответствующих траверс и взаимодействуют при резании с листом 8.

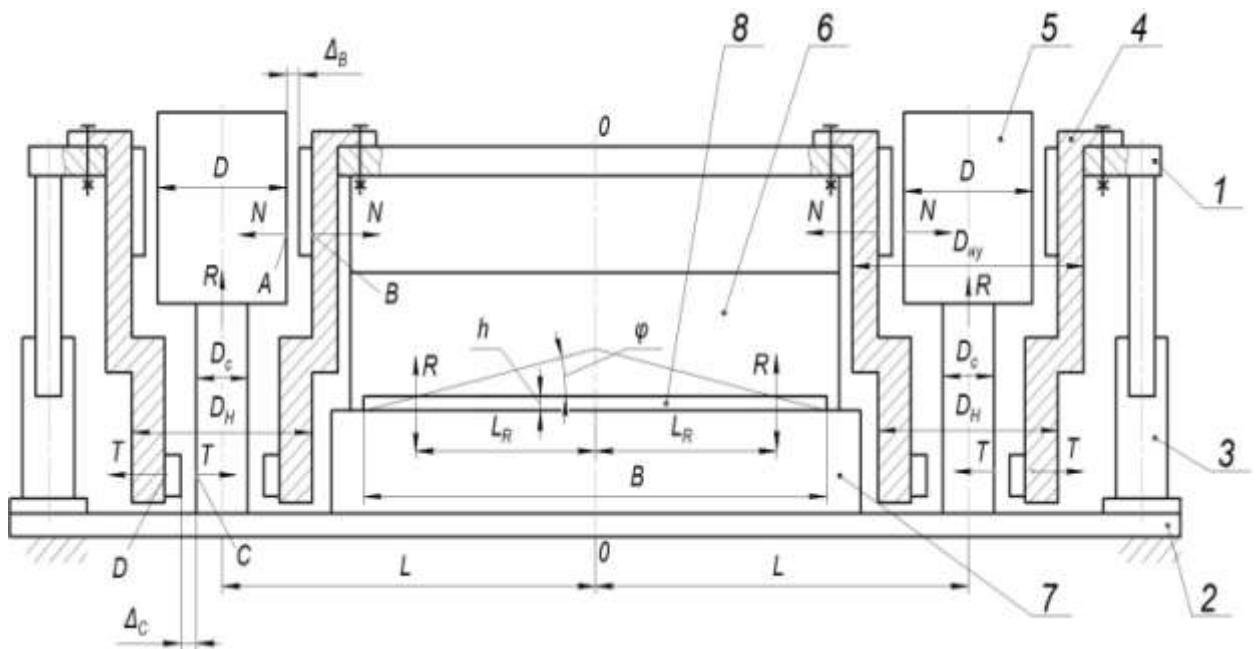


Рисунок 5.1 – Расчетная схема бесстанинная рамы

При выбранной бесстанинной конструкции рамы оценку прочности её элементов необходимо увязывать с параметрами силовых цилиндров. Силовую нагрузку при этой оценке представляем в виде двух сосредоточенных сил, действующих на верхнюю и нижнюю траверсы симметрично относительно вертикальной оси (ось 0-0, рисунок 5.1). Такое допущение справедливо при использовании шевронных ножей. В итоге имеет место симметрия силовой и геометрической схем относительно вертикальной оси. Суммарное усилие (Q), действующее на раму (рисунок 5.1), составит $Q = 2R$.

При жёстком соединении верхней траверсы с силовыми цилиндрами и нижней траверсы со стойками прогиб траверс под действием сил Q приведёт к выбору зазоров Δ_B и Δ_C и появлению усилий N и T , которые дополнительно будут изгибать стойки, испытывающие растяжение от действия силы R .

В данном случае имеет место статически непреодолимая задача, так как решение только уравнений статики не позволяет определить силы N и T . Для их определения составим уравнения деформаций:

$$f_A + f_B + \Delta_B = 0; f_D + f_C + \Delta_C = 0, \quad (5.1)$$

где f_A, f_B, f_C, f_D – соответственно перемещения точек А, В, С и D в направлении сил N и T ; Δ_B и Δ_C – соответственно зазоры между точками А и В; С и D.

Для определения перемещений указанных точек составим расчётные схемы (а и б, рисунок 5.2). При решении задачи допускаем, что геометрические параметры сечений траверс постоянны по их длине (моменты инерции сечений траверс: Y_B – для верхней траверсы; Y_H – для нижней траверсы). Плуножеры (стойки) и цилиндры выполняем двухступенчатыми. Моменты инерции сечений стойки: Y_a – для верхней части диаметром D ; Y_c – для нижней части диаметром D_C . Моменты инерции сечений цилиндра: Y_T – для нижней части диаметром D_H , Y_N – для верхней части диаметром D_{HY} .

Перемещения точек, входящих в уравнение (1), вызваны изгибом элементов рамы, и потому для их определения воспользуемся интегралом Мора [93], в соответствии с которым:

$$f = \frac{1}{E} \int \frac{1}{Y_x} M_x \cdot \bar{M} \cdot dx, \quad (5.2)$$

где E – модуль упругости материала элементов рамы;

Y_x – функция изменения момента инерции сечений;

M_x – функция изменения момента изгиба;

\bar{M} – функция изменения момента изгиба от единичной силы, приложенной в исследуемой точке.

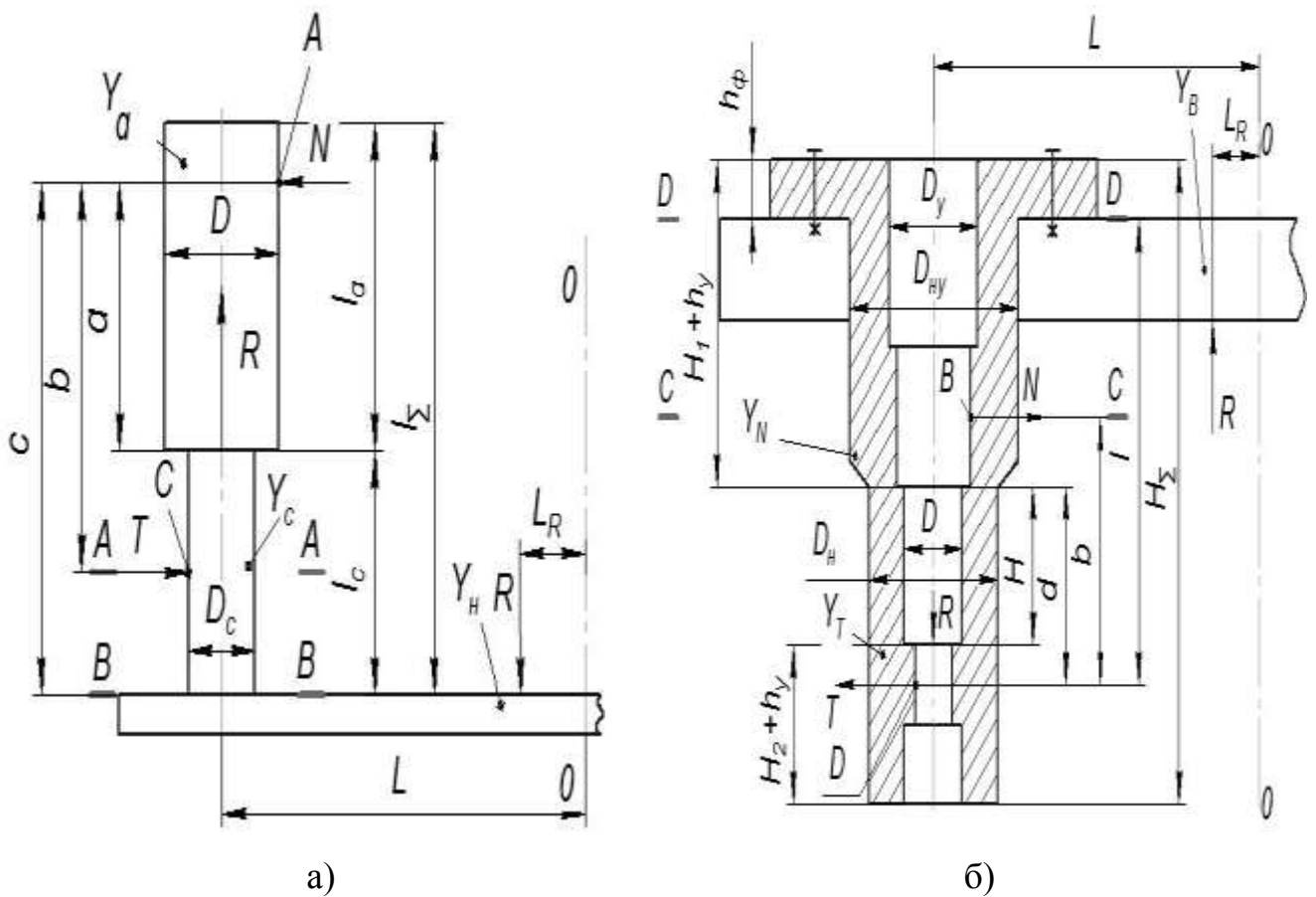


Рисунок 5.2 – расчетные схемы

При вычислении интеграла (5.2) расчётные схемы разделяют на участки интегрирования, на которых функции Y_X , M_X , \bar{M} не изменяют своего значения.

Для схемы, а) на рисунке 5.2 при вычислении f_A имеет место пять участков интегрирования (I–V):

I. $0 < x < a$:	$M_X = N \cdot x$;	$Y_X = Y_a$;	$\bar{M} = 1 \cdot x$
II. $a < x < b$:	$M_X = N \cdot x$;	$Y_X = Y_C$;	$\bar{M} = 1 \cdot x$
III. $b < x < c$:	$M_X = [N \cdot x - T(x-b)]$;	$Y_X = Y_C$;	$\bar{M} = 1 \cdot x$
IV. $0 < x < (L - L_R)$:	$M_X = [N \cdot c - T(c-b) - R \cdot x]$;	$Y_X = Y_H$;	$\bar{M} = 1 \cdot c$
V. $(L - L_R) < x < L$:	$M_X = [N \cdot c - T(c-b) - R(L - L_R)]$;	$Y_X = Y_H$;	$\bar{M} = 1 \cdot c$

В итоге:

$$\begin{aligned}
 f_A &= \frac{1}{E} \left\{ \frac{1}{Y_a} \int_0^a N \cdot x \cdot x \cdot dx + \frac{1}{Y_C} \int_a^b N \cdot x \cdot x \cdot dx + \frac{1}{Y_C} \int_b^c [N \cdot x - T(x-b)] \cdot x \cdot dx \right\} + \\
 &+ \frac{1}{Y_H} \int_0^{(L-L_R)} [N \cdot c - T(c-b) - Rx] \cdot c \cdot dx + \frac{1}{Y_H} \int_{(L-L_R)}^L [N \cdot c - T(c-b) - R(L-L_R)] \cdot c \cdot dx = \quad (5.3) \\
 &= \frac{1}{E} (N \cdot A_N - T \cdot \Lambda - R \cdot A_{RN})
 \end{aligned}$$

где A_N ; Λ ; A_{RN} – обобщённые геометрические параметры

$$\begin{aligned}
 A_N &= \left[\frac{a^3}{3Y_a} + \frac{(c^3 - a^3)}{3Y_C} + \frac{c^2 \cdot L}{Y_H} \right]; \quad A_{RN} = \left[\frac{c(L^2 - L_R^2)}{2Y_H} \right]; \\
 \Lambda &= \left[\frac{2(c^3 - b^3) - 3b(c^2 - b^2)}{6Y_C} + \frac{c(c-b) \cdot L}{Y_H} \right].
 \end{aligned}$$

Для схемы, а) на рисунке 5.2 при вычислении f_C имеет место три участка интегрирования (I–III):

I. $0 < x < (c-b)$:	$M_X = [-N(x+b) + T \cdot x]$;	$Y_X = Y_C$;	$\bar{M} = x \cdot 1$
II. $a < x < (L - L_R)$:	$M_X = [T \cdot (c-b) - N \cdot c + R \cdot x]$;	$Y_X = Y_H$;	$\bar{M} = (c-b) \cdot 1$
III. $(L - L_R) < x < L$:	$M_X = [T \cdot (c-b) - N \cdot c + R(L - L_R)]$;	$Y_X = Y_H$;	$\bar{M} = (c-d) \cdot 1$

В итоге:

$$f_C = \frac{1}{E} \left\{ \frac{1}{Y_C} \int_0^{(c-b)} [T \cdot x - N(x+b)] x \cdot dx + \frac{1}{Y_H} \int_a^{(L-L_R)} [T(c-b) - N \cdot c + R \cdot x](c-b) \cdot dx + \right. \\ \left. + \frac{1}{Y_H} \int_{(L-L_R)}^L [T(c-b) - N \cdot c + R(L-L_R)](c-b) dx \right\} = \frac{1}{E} [T \cdot A_T - N \cdot \Lambda + R \cdot A_{RT}] \quad (5.4)$$

где A_T ; Λ ; A_{RT} – обобщённые геометрические параметры

$$A_T = \left[\frac{(c^3 - b^3)}{3Y_C} + \frac{(c-b)^2 \cdot L}{Y_H} \right]; \quad A_{RT} = \left[\frac{(c-b)(L^2 - L_R^2)}{2Y_H} \right]; \\ \Lambda = \left[\frac{2(c-b)^3 + 3b(c-b)^2}{6Y_C} + \frac{c(c-b) \cdot L}{Y_H} \right].$$

Для схемы б) на рисунке 5.2 при вычислении f_D имеет место пять участков интегрирования (I–V):

I. $0 < x < d$:	$M_X = T \cdot x$;	$Y_X = Y_T$;	$\bar{M} = 1 \cdot x$
II. $d < x < b$:	$M_X = T \cdot x$;	$Y_X = Y_N$;	$\bar{M} = 1 \cdot x$
III. $b < x < l$:	$M_X = [T \cdot x - N(x-b)]$;	$Y_X = Y_N$;	$\bar{M} = 1 \cdot x$
IV. $0 < x < (L - L_R)$:	$M_X = [T \cdot l - N(l-b) - R \cdot x]$;	$Y_X = Y_B$;	$\bar{M} = 1 \cdot l$
V. $(L - L_R) < x < L$:	$M_X = [T \cdot l - N(l-b) - R(L-L_R)]$;	$Y_X = Y_B$;	$\bar{M} = 1 \cdot l$

В итоге:

$$f_D = \frac{1}{E} \left\{ \frac{1}{Y_T} \int_0^d T \cdot x \cdot x \cdot dx + \frac{1}{Y_N} \int_d^b T \cdot x \cdot x \cdot dx + \frac{1}{Y_N} \int_b^l [T \cdot x - N(x-b)] \cdot x \cdot dx \right\} + \\ + \frac{1}{Y_B} \int_0^{(L-L_R)} [T \cdot l - N(l-b) - R \cdot x] \cdot l \cdot dx + \frac{1}{Y_B} \int_{(L-L_R)}^L [T \cdot l - N(l-b) - R(L-L_R)] \cdot l \cdot dx = \quad (5.5) \\ = \frac{1}{E} (T \cdot Y_T - N \cdot M - R \cdot K_{RT})$$

где Y_T ; M ; K_{RT} – обобщённые геометрические параметры

$$Y_T = \left[\frac{d^3}{3Y_T} + \frac{l^3 - d^3}{3Y_N} + \frac{l^2 \cdot L}{Y_B} \right]; K_{RT} = \left[\frac{l(L^2 - L_R^2)}{2Y_B} \right]; M = \left[\frac{2(l^3 - b^3) - 3b(l^2 - b^2)}{6Y_N} + \frac{(l-b) \cdot l \cdot L}{Y_B} \right].$$

Для схемы б) на рисунке 5.2 при вычислении f_B имеет место три участка интегрирования (I–III):

$$\begin{aligned} \text{I. } 0 < x < (l-b): \quad M_X &= N \cdot x - T \cdot (x+b); & Y_X &= Y_N; & \bar{M} &= 1x \\ \text{II. } 0 < x < (L - L_R): \quad M_X &= [N \cdot (l-b) - T \cdot l + R \cdot x]; & Y_X &= Y_B; & \bar{M} &= 1 \cdot (l-b) \\ \text{III. } (L - L_R) < x < L: \quad M_X &= [N \cdot (l-b) - T \cdot l + R(L - L_R)]; & Y_X &= Y_B; & \bar{M} &= l \cdot (l-d) \end{aligned}$$

В итоге:

$$\begin{aligned} f_B &= \frac{1}{E} \left\{ \frac{1}{Y_N} \int_0^{(l-b)} [N \cdot x - T(x+b)] x \cdot dx + \frac{1}{Y_B} \int_0^{(L-L_R)} [N(l-b) - T \cdot l + R \cdot x] (l-b) \cdot dx + \right. \\ &\left. + \frac{1}{Y_B} \int_{(L-L_R)}^L [N(l-b) - T \cdot l + R(L - L_R)] (l-b) dx = \frac{1}{E} [N \cdot Y_N - T \cdot M + R \cdot K_{RN}] \right\} \end{aligned} \quad (5.6)$$

где Y_N ; M ; K_{RN} – обобщённые геометрические параметры

$$\begin{aligned} Y_N &= \left[\frac{(l^3 - b^3)}{3Y_N} + \frac{(l-b)^2 \cdot L}{Y_B} \right]; K_{RN} = \left[\frac{(l-b)(L^2 - L_R^2)}{2Y_B} \right]; \\ M &= \left[\frac{2(l-b)^3 + 3b(l-b)^2}{6Y_N} + \frac{l(l-b) \cdot L}{Y_B} \right]. \end{aligned}$$

При подстановке полученных значений перемещений точек A , B , C и D уравнения (5.1) имеют вид:

$$\begin{cases} N(A_N + Y_N) - T(\Lambda + M) - R(A_{RN} - K_{RN}) + E \cdot \Delta_B = 0 \\ T(A_T + Y_T) - N(M + \Lambda) - R(K_{RT} - A_{RT}) + E \cdot \Delta_C = 0 \end{cases} \quad (5.7)$$

Результат решения этих уравнений относительно неизвестных сил N и T :

$$T = \frac{R[(A_{RN} - K_{RN})(M + \Lambda) + (K_{RT} - A_{RT})(A_N + Y_N)] - E[\Delta_B(M + \Lambda) + \Delta_C(A_N + Y_N)]}{[(A_T + Y_T)(A_N + Y_N) - (M + \Lambda)^2]} \quad (5.8)$$

$$N = \frac{R[(A_{RN} - K_{RN})(A_T + Y_T) + (K_{RT} - A_{RT})(M + \Lambda)] - E[\Delta_B(A_T + Y_T) + \Delta_C(M + \Lambda)]}{[(A_N + Y_N)(A_T + Y_T) - (M + \Lambda)^2]} \quad (5.9)$$

При известных значениях сил N и T можно установить опасные сечения элементов рамы (рисунок 5.2). Для схемы а) – это сечения А-А; В-В; и 0-0, для схемы б) – сечения С-С; D-D и 0-0. Расчётные изгибающие моменты в опасных сечениях:

$$\begin{aligned} \text{схема а): сечение А-А; } & M_{AH} = N \cdot b \\ & \text{сечение В-В; } & M_{BH} = N \cdot c - T(c - b) \end{aligned} \quad (5.10)$$

$$\begin{aligned} & \text{сечение 0-0; } & M_{0H} = N \cdot c - T(c - b) - R(L - L_R) \\ \text{схема а): сечение С-С; } & M_{CB} = T \cdot b \\ & \text{сечение D-D; } & M_{DB} = T \cdot l - N(l - b) \end{aligned} \quad (5.11)$$

$$\text{сечение 0-0; } \quad M_{OB} = T \cdot l - N(l - b) - R(L - L_R)$$

Условия прочности:

$$\text{для траверс: } \sigma = M_p / W_p \leq [\sigma_T]; \quad (5.12)$$

$$\text{для стоек: } \sigma = \frac{R}{F_p} + \frac{M_p}{W_p} \leq [\sigma_C],$$

где $[\sigma_T]$, $[\sigma_C]$ – соответственно допускаемые напряжения для материала траверс и стойки;

M_p – расчётный изгибающий момент в соответствующем сечении;

W_p – момент сопротивления расчётного сечения изгибу;

F_p – площадь расчётного сечения стойки.

При оценке прочности цилиндра его рассматривают как толстостенную трубу, испытывающую внутреннее давление (P) и растяжение под действием силы R . Расчёт ведут по формуле Ляме [60], на основании которой условие прочности:

$$\sigma = P \frac{D_H \sqrt{3}}{D_H^2 - D^2} \leq [\sigma_{\text{ц}}], \quad (5.13)$$

где D_H – наружный диаметр цилиндра (рисунок 5.3);

D – внутренний диаметр цилиндра;

$[\sigma_{\text{ц}}]$ – допускаемое напряжение для материала цилиндра.

Действие изгибающего момента в расчётных сечениях цилиндра учитывают понижением допускаемого напряжения, принимая запас прочности по пределу текучести $n_{\text{ц}} \geq 2,5$ [4,5]. При этом

$$[\sigma_{\text{ц}}] = \sigma_{\text{ц}} / n_{\text{ц}} \quad (5.14)$$

где $\sigma_{\text{ц}}$ – предел текучести материала цилиндра.

Из приведённых зависимостей видно, что выход на условия прочности возможен при известных параметрах расчётных сечений, размерах рамы по длине и размерах зазоров Δ_B и Δ_C , т.е. расчёт выполняется как проверочный.

При предварительном расчёте соответствующие размеры рабочего цилиндра и плунжера (стойки) будем оценивать с учётом совместных деформаций. Из условия прочности (5.13) наружный диаметр цилиндра:

$$D_H = D \sqrt{\frac{[\sigma_{\text{ц}}]}{[\sigma_{\text{ц}}] - P\sqrt{3}}} \quad (5.15)$$

Выражая усилие R , развиваемые рабочим цилиндром через давление жидкости в нём и через допускаемое напряжение для материала стойки, отнесённое к её диаметру D_C (без учёта изгибаемого момента) найдём внутренний диаметр цилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4R}{\pi} \left(\frac{1}{P \cdot k} + \frac{1}{[\sigma_C]} \right)}, \quad (5.16)$$

где k – коэффициент, учитывающий КПД привода.

Для дальнейшего анализа соотношение допускаемых напряжений для материалов цилиндра и стойки представим в виде:

$$[\sigma_C] = k_{\Pi} [\sigma_{\Pi}], \quad (5.17)$$

где k_{Π} – коэффициент пропорциональности.

В итоге:

$$D_H = \sqrt{\frac{4R(k_{\Pi}[\sigma_{\Pi}] + P \cdot k)}{\pi \cdot k \cdot k_{\Pi}([\sigma_{\Pi}]P - P^2 \sqrt{3})}} \quad (5.18)$$

Из данной зависимости следует, что минимальное значение наружного диаметра цилиндра имеет место при определённом рабочем давлении, оптимальное значение которого (P_0), а также минимальное значение наружного диаметра (D_{H0}) записывается в виде [7]:

$$P_0 = \frac{[\sigma_{\Pi}]}{k} \left(\sqrt{\frac{k_{\Pi}^2 \sqrt{3} + k \cdot k_{\Pi}}{\sqrt{3}}} - k_{\Pi} \right) = m \cdot [\sigma_{\Pi}] \quad (5.19)$$

где n_C – запас прочности по пределу текучести. Для колонн пресса (как и для нашего случая) рекомендуют $n_C=2,0-2,2$ [94].

С учётом принятых соотношений (5.14) и (5.17):

$$\sigma_C = \sigma_{II} \frac{k_{II} \cdot n_C}{n_{II}} \quad (5.23)$$

Действие изгибающего момента и соотношение диаметра d_c (рисунок 5.3) в расчётном сечении с диаметром D_c , будем учитывать корректировкой величины σ_C , изменяя её пропорционально изменению расчётного (суммарного) напряжения. С учётом этого:

$$\sigma_C = \sigma_{II} \frac{k_{II} \cdot n_C \sigma_1}{n_{II} \sigma_P} = \sigma_{II} \frac{k_{II} n_C}{n_{II}} k_C, \quad (5.24)$$

где $k_C = \frac{\sigma_1}{\sigma_P};$

σ_1 – суммарное напряжение в расчётном сечении стойки (5.12);

$\sigma_P = \frac{4R}{\pi D_C^2}$ – напряжение растяжения в сечении стойки диаметром D_C .

Для оценки k_C расчётный изгибающий момент и расчётный диаметр стойки представим соответственно, как:

$$M_P = k_R \cdot R; \quad d_c = k_d \cdot D_C. \quad (5.25)$$

Тогда, с учётом этих соотношений и условия прочности (5.12)

$$\sigma_1 = \left(\frac{4R}{\pi D_C^2} \right) \cdot \left(\frac{8k_R + k_d \cdot D_C}{k_d^3 \cdot D_C} \right) = \sigma_P \cdot k_C. \quad (5.26)$$

Из этого равенства:

$$k_c = \left(\frac{8k_R + k_d \cdot D_C}{k_d^3 \cdot D_C} \right) \quad (5.27)$$

Анализируя полученные зависимости, предлагается следующий порядок расчёта прочности элементов бесстанинной рамы:

1. Исходя из возможностей проектирования гидравлического привода, выбираем рабочее давление жидкости и считаем его оптимальным (P_0);

2. Учитывая реальные условия изготовления и эксплуатации клетки, принимаем значение величин k_n ($0,5 \leq k_n \leq 1,0$) и $k \approx 0,8 \div 0,9$ и согласно зависимости (5.21) рассчитываем величину m :

$$m = \frac{1}{k} \left(\sqrt{\frac{k_{\Pi}^2 \sqrt{3} + k_{\Pi} k}{\sqrt{3}}} - k_{\Pi} \right).$$

3. В соответствии с соотношениями (5.14) и (5.19) устанавливаем допускаемое напряжение и предел текучести материала цилиндра:

$$[\sigma_{\Pi}] = \frac{P_0}{m} \text{ и } \sigma_{\Pi} = \frac{P_0 \cdot n_{\Pi}}{m}$$

По σ_{Π} подбираем материал цилиндра, используя рекомендации [94];

4. Используя параметры разрезаемых листов, определяем усилие резания (R):

$$R = \frac{k\sigma_B h^2}{6 \operatorname{tg} \varphi} (6\varepsilon_H - 3\varepsilon_H^2 - 2\varepsilon_B - \varepsilon_B^2),$$

где $k = 1,0 \div 1,1$ – коэффициент, учитывающий затупление ножей и изгиб листа;

ε_H – коэффициент надреза;

ε_B – коэффициент вмятия;

σ_B – предел прочности материала разрезаемого листа;

h – толщина листа;

φ – угол наклона кромок ножей.

5. Используя зависимости (5.20) и (5.21) рассчитываем величины $D_{\text{но}}$, D , D_c , ориентируясь на которые и рекомендации [59;94] устанавливаем размеры уплотнительных узлов и конструктивные размеры цилиндра. Совокупность этих размеров позволяет определить величины Y_a , Y_C , Y_T , Y_N :

$$Y_a = \frac{\pi D^4}{64}; Y_C = \frac{\pi D_C^4}{64}; Y_T = \frac{\pi D_H^4}{64}(1 - c_H^4); Y_N = \frac{\pi D_{Hy}^4}{64}(1 - c_B^4),$$

где $c_H = \frac{D_{cy}}{D_H}$; $c_B = \frac{D_y}{D_{Hy}}$;

6. Определяем ход ножей (рисунок 5.1)

$$H = h + \frac{B \operatorname{tg} \varphi}{2} + (10 \dots 20) \text{ мм},$$

где h – максимальная толщина листа;

B – ширина листа;

φ – угол наклона кромок ножей (φ до 12°) [15].

7. При выбранных параметрах блока режущего инструмента устанавливаем размер траверс по длине (размер L). Ориентировочно $2L = B + D_{Hy} + (50 \dots 100) \text{ мм}$; $L_R^{\max} = B/2$, $L_R^{\min} = 0$.

После этого определяем моменты сопротивления траверс изгибу $W_{H(B)}$ и, принимая форму этих сечений, определяем моменты инерции Y_H и Y_B .

При определении $W_{H(B)}$ считаем, что траверсы представляют собой двухопорные статически определимые балки, несущие нагрузку в плоскости симметрии 0–0 равную $2R$.

$$\text{Тогда } W_{H(B)} = \frac{R \cdot L}{[\sigma_B]} = \frac{R \cdot L \cdot n_B}{\sigma_B},$$

где σ_B , $[\sigma_B]$ – соответственно предел прочности и допускаемое напряжение материала траверс;

n_B – коэффициент запаса прочности по пределу прочности.

Возможное уменьшение расчётных моментов $M_{0(H)}$ (5.10) и $M_{0(B)}$ (5.11) в опасных сечениях траверс за счёт действия сил N и T , учитываем тем, что допускаемое напряжение $[\sigma_B]$ рассчитываем при минимальном значении

коэффициента запаса прочности. Ориентируясь на траверсы гидравлических прессов, это коэффициент $n_b = 7 \div 8$ по пределу прочности материала траверс [94];

8. В зависимости от величины хода ножей (H), устанавливаем расчётные размеры по длине цилиндра и плунжера, считая, что эпюры давлений (q) по длине направляющих втулок (рисунок 5.3) имеют форму треугольника:

$$\text{общий размер: } b = H + \frac{2(H_1 + H_2)}{3};$$

$$\text{размеры плунжера: } a_{\max} = H + \frac{2H_1}{3}; a_{\min} = \frac{2H_1}{3};$$

$$c_{\min} = H + \frac{2H_1}{3} + H_2 + H_{y2}; c_{\max} = 2H + \frac{2H_1}{3} + H_2 + H_{y2},$$

где H_1 и H_2 – соответственно высота направляющих втулок;

H_{y1} и H_{y2} – высота уплотняющих узлов, включая высоту фланцев и шпилек.

Расчётные размеры цилиндра устанавливаем с учётом вида сопряжений цилиндра с траверсой. Для варианта, показанного на рисунке 3:

$$l = H + \frac{2H_2}{3} + H_1 + H_y - h_{\Phi}; d = b - a_{\min},$$

где H_y – высота уплотнения плунжера по диаметру D без учёта высоты нажимного фланца и высоты шпилек;

h_{Φ} – толщина опорного фланца цилиндра;

9. Принимая рекомендуемый вид сопряжений ($D H_8 / f_9$) для направляющих втулок (рисунок 5.3), устанавливаем зазоры Δ_b и Δ_c . Максимальные значения этих зазоров используем при оценке прочности траверс, минимальные – при оценке прочности элементов рабочих цилиндров;

10. По установленной совокупности геометрических и силовых параметров рассчитываем силы N и T . Расчёт выполняем при минимальном и максимальном значении величин, a и c , при максимальном и минимальном значении зазоров Δ_b и Δ_c при двух значениях величины L_R ($L_R = B/2$ и $L_R = 0$);

11. Для расчётных сечений стойки (А–А и В–В, рисунок 5.2) вычисляем расчётные изгибающие моменты (5.10):

$$[M_{AH} = N \cdot b; \quad M_{BH} = N \cdot c - T(c - b)];$$

Величину k_R : [для сечения А–А – $k_R = \frac{|N \cdot b|}{R}$];

для сечения В–В – $k_R = \frac{|Nc - T(c - b)|}{R}$];

Величину k_d : [для сечения А–А – $k_d = 1$;

для сечения В–В – $k_d = 0,96$ (резьба)];

Величину k_c : $k_c = \frac{8k_R + k_d \cdot D_C}{k_d^3 \cdot D_C}$

Предел текучести материала стойки:

$$\sigma_C = \sigma_{ц} \frac{k_{\Pi} \cdot n_C \cdot k_C}{n_{ц}};$$

12. Для расчетных сечений цилиндра (С–С, D–D, рисунок 5.2) вычисляем расчетные изгибающие моменты (зависимость. 5.10):

$$M_{CB} = T \cdot b; \quad M_{DB} = Nc - N(l - b)$$

Устанавливаем опасное сечение (M_{max}), рассчитываем напряжение изгиба:

$$\sigma_n = \frac{M_{max}}{W_N} = \frac{M_{max} \cdot D_{НУ}}{2Y_N}$$

Рассчитываем имеющийся (k'_n) и необходимый запас (k_n) $n_{ц}$ на компенсацию σ_n :

$$k'_n = \frac{n_{ц} - [n_{ц}]}{[n_{ц}]} \text{ и } k_n = \frac{\sigma_n}{[\sigma_n]}$$

При необходимости $k_n > k'_n$ повышаем $n_{ц}$ до $n_{ц} = [\sigma_n](1 + k_n)$ и находим необходимый предел текучести материала цилиндра:

$$\sigma_{ц} = n_{ц}[\sigma_{ц}]$$

13. Для расчета сечения траверс (0–0, рисунок 5.2) вычисляем расчётные изгибающие моменты (зав. 5.10):

$$M_{OA} = N \cdot c - T(c - b) - R(L - L_R^{min});$$

$$M_{OB} = T \cdot c - N(l - b) - R(L - L_R^{min}).$$

Устанавливаем опасные сечения (M_{max}) и рассчитываем напряжение изгиба:

$$\sigma_n = \frac{M_{max}}{W_N} = \frac{6M_{max}}{bh^2}$$

Проверяем запас прочности $n = \frac{\sigma_B}{\sigma_n}$.

Пример расчета бесстанной рамы приведен в приложении Б. Исходные данные аналогичны исходным данным, указанным в приложении А.

5.2 Оценка конструктивных параметров гидравлических редуктора и мультипликатора

К разработке принимаем соосную конструкцию простого сдвоенного мультипликатора (редуктора) (рисунок 2.3).

Коэффициент мультипликации (K_M) и коэффициент редукции (K_P) определяются зависимостью: $K = D^2 / (2d^2)$.

Для мультипликатора: $K = K_M > 1$ и $D^2 > 2d^2$.

Для редуктора: $K = K_P < 1$ и $D^2 < 2d^2$.

Соотношение диаметров поршней входного (D) и выходного (d) цилиндров:

$D = d\sqrt{2K_M}$ и $d = \frac{D}{\sqrt{2K_M}}$ – для мультипликатора.

$D = d\sqrt{2K_P}$ и $d = \frac{D}{\sqrt{2K_P}}$ – для редуктора.

Гидравлический мультипликатор обеспечивает подачу жидкости в силовые цилиндры при рабочем ходе в количестве:

$$Q_{ц} = H_p F k,$$

где $k=1,2$ – коэффициент, учитывающий утечки и сжатие жидкости;

H_p – величина рабочего хода;

F – площадь поршня силового цилиндра.

Тогда, величина хода блока плунжеров (поршней) цилиндров мультипликатора (H_{δ}):

$$H_{\delta} = \frac{4Q_{ц}}{\pi d^2} = \frac{4H_p F k}{\pi d^2} \quad (5.28)$$

Скорость движения блока плунжеров (V_{δ})

$$V_{\delta} = \frac{4Q_H}{\pi D^2},$$

где Q_H – подача насосов.

При заданной скорости V_{δ} :

$$D = \sqrt{\frac{4Q_H}{\pi V_{\delta}}} \quad (5.29)$$

В наших примерах: $Q_H = 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_P = 85,33 \text{ мм}$; $F = 0,0087 \text{ м}^2$;

$K_M = 2$, $k = 1,2$, $V_{\delta} = 100 \text{ мм}/\text{с}$ – принимаем.

$$\text{Расчеты: } D = \sqrt{\frac{4Q_H}{\pi V_{\delta}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00304}{3,14 \cdot 0,1}} = 0,197 \text{ м} \approx 0,2 \text{ м} = 200 \text{ мм}.$$

$$\text{Тогда } d = \frac{D}{\sqrt{2K_M}} = \frac{200}{\sqrt{2 \cdot 2}} = 100 \text{ мм}.$$

$$H_{\delta} = \frac{4H_P F k}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,08533 \cdot 0,0087 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,1^2} = 0,113 \text{ м} \approx 0,115 \text{ мм}$$

В итоге основные конструктивные параметры мультипликатора: $D = 200 \text{ мм}$; $d = 100 \text{ мм}$; $H_{\delta} = 115 \text{ мм}$; $V_{\delta} = 100 \text{ мм}/\text{с}$.

Гидравлический редуктор обеспечивает подачу жидкости в силовые при холостом ходе в количестве:

$$Q_{ц} = H_x F k,$$

где H_P – величина рабочего хода.

Тогда, величина хода блока плунжеров (поршней) цилиндров редуктора (H_{δ}):

$$H_{\delta} = \frac{4Q_{ц}}{\pi d^2} = \frac{4H_x F k}{\pi d^2} \quad (5.30)$$

Скорость движения блока плунжеров (V_{δ})

$$V_6 = \frac{4Q_H}{\pi D^2},$$

где Q_H – подача насосов.

При заданной скорости V_6 :

$$D = \sqrt{\frac{4Q_H}{\pi V_6}}$$

В наших примерах: $Q_H = 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_P = 85,33 \text{ мм}$; $F = 0,0087 \text{ м}^2$;

$K_P = 0,5$, $k = 1,2$, $V_6 = 100 \text{ мм}/\text{с}$ – принимаем.

$$\text{Расчеты: } D = \sqrt{\frac{4Q_H}{\pi V_6}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00304}{3,14 \cdot 0,1}} = 0,197 \text{ м} \approx 0,2 \text{ м} = 200 \text{ мм}.$$

$$\text{Тогда } d = \frac{D}{\sqrt{2K_P}} = \frac{200}{\sqrt{2 \cdot 0,5}} = 100 \text{ мм}.$$

$$H_6 = \frac{4H_x F k}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0348 \cdot 0,0087 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,2^2} = 0,0116 \text{ м}$$

Принимаем $H_6 = 15 \text{ мм}$.

В итоге основные конструктивные параметры редуктора: $D = 200 \text{ мм}$; $d = 200 \text{ мм}$; $H_6 = 15 \text{ мм}$; $V_6 = 100 \text{ мм}/\text{с}$.

5.3 Лабораторные испытания редукторно-мультипликаторного привода ножниц

Цель испытаний – проверка работоспособности схемных и конструктивных решений.

Лабораторная установка полностью соответствует схеме привода с отдельным редуктором и мультипликатором периодического действия (рисунок 2.7).

На лабораторной установке осуществляли резку стальных листов толщиной 3 мм.

Силовой блок имеет бесштанную конструкцию (рисунок 5.2) с четырьмя рабочими и двумя возвратными цилиндрами. Диаметр ступенчатых плунжеров

равен – $\varnothing 75/40$ ($D=75$ мм, $D_c=40$ мм); диаметр возвратных цилиндров $\varnothing 40$ мм, полный ход – $H=30$ мм.

Основу насосной станции составил пластинчатый насос БГ–12–41, обеспечивающий подачу жидкости в количестве 10,4 л/мин при максимальном давлении 10 МПа.

Принята соосная конструкция редуктора и мультипликатора (рисунок 5.4).

Раму редуктора (рисунок 5.4а) образуют две резьбовые штанги 1 и три траверсы 2,3,4. На нижнюю траверсу 2 опирается входной цилиндр 5 с плунжером 6 диаметром $D=40$ мм. На траверсах 3 и 4 крепятся плунжеры выходных цилиндров 7 и 8 диаметром $d=45$ мм. Выходные цилиндры 9 и 10 соединены штангами 11 и вместе с плунжером 6 входного цилиндра образуют подвижный блок.

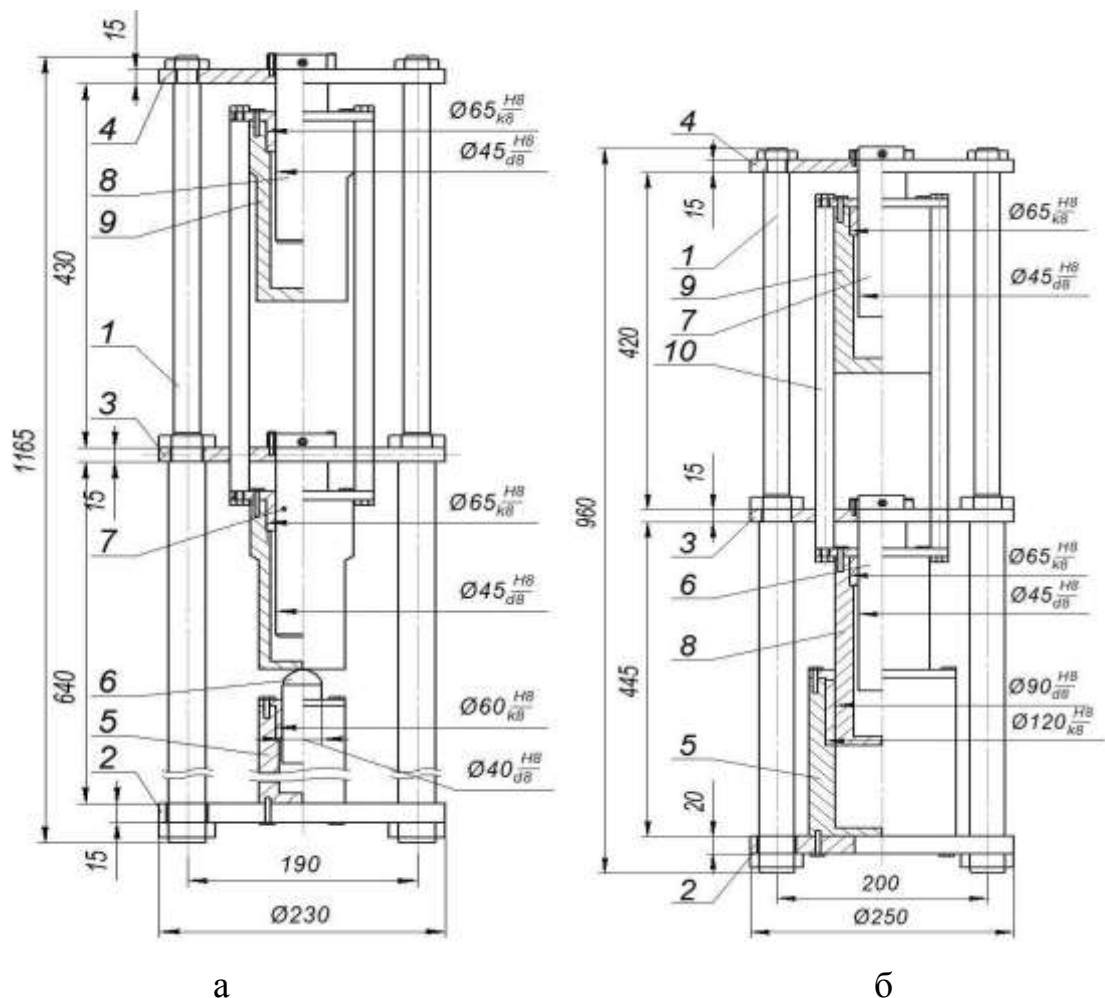


Рисунок 5.4 – Соосные редуктор и мультипликатор лабораторной установки

Раму мультипликатора (рисунок 5.4 б) образуют также две резьбовые штанги 1 и три траверсы 2,3,4. На нижнюю траверсу 2 опирается входной цилиндр 5 с плунжером диаметра $D=90$ мм. На траверсах 3 и 4 крепятся плунжеры выходных цилиндров 6 и 7 с диаметром $d=45$ мм. Выходные цилиндры 8 и 9 соединены штангами 10 и образуют подвижный блок. При этом цилиндр 8 одновременно является плунжером входного цилиндра, что уменьшает размер конструкции по длине.

Некоторые расчетные параметры элементов лабораторной установки.

Силовой блок:

– площадь плунжера силового цилиндра: $F_{\text{ц}} = 0,785(7,5^2 - 4^2) = 31,6 \text{ см}^2 = 31,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

– площадь плунжера цилиндра обратного хода: $F_0 = 0,785 \cdot 4^2 = 12,6 \text{ см}^2$.

– коэффициент усиления силового блока: $K_c = \frac{2F_{\text{ц}}}{F_0} = \frac{2 \cdot 31,6}{12,6} = 5$.

– максимальное усилие: $R = 4 \cdot F_{\text{ц}} \cdot P_H \cdot K_M \cdot \eta = 4 \cdot 31,6 \cdot 10^{-4} \cdot 10 \cdot 2 \cdot 0,8 = 0,2 \text{ МН}$.

Мультипликатор:

– коэффициент мультипликации: $K_M = \frac{90^2}{(2 \cdot 45^2)} = 2$.

– ход подвижных элементов (при $H_p=20$ мм):

$$H_6 = \frac{4H_p 2F_{\text{ц}} k}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,02 \cdot 2 \cdot 31,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,045^2} = 0,095 \text{ м} = 95 \text{ мм} \quad . \quad \text{Изготовленный}$$

мультипликатор имеет ход подвижного блока $H_6 = 150$ мм.

– скорость движения подвижного блока:

$$V_6 = \frac{4Q_H}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 10,4}{3,14 \cdot 0,09^2} = 0,0272 \text{ м/с} = 27,2 \text{ мм/с}$$

Редуктор:

– коэффициент редукции: $K_P = \frac{4^2}{(2 \cdot 45^2)} = 0,4$.

– ход подвижных элементов (при $H_X = 10$ мм):

$$H_6 = \frac{4H_X 2F_{цк}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,01 \cdot 2 \cdot 31,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,045^2} = 0,048 \text{ м} = 48 \text{ мм.}$$

Изготовленный редуктор имеет ход подвижного блока $H_6 = 150$ мм.

скорость движения подвижного блока: $V_6 = \frac{4Q_H}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 10,4}{3,14 \cdot 0,045^2} = 0,138 \text{ м/с} = 138 \text{ мм/с.}$

Скорости силового блока:

– скорость холостого хода: $V_X = \frac{Q_H}{4F_{цКР}} = \frac{10,4}{4 \cdot 31,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,4} = 0,034 \text{ м/с} = 34 \text{ мм/с.}$

– скорость рабочего хода: $V_P = \frac{Q_H}{4F_{цКМ}} = \frac{10,4}{4 \cdot 31,6 \cdot 10^{-4} \cdot 2} = 0,0068 \text{ м/с} = 6,8 \text{ мм/с.}$

– скорость обратного хода: $V_O = \frac{Q_H}{\pi D_0^2} = \frac{10,4}{3,14 \cdot 0,04^2 \cdot 2} = 0,069 \text{ м/с} = 69 \text{ мм/с.}$

Работоспособность установки проверяли при всех режимах работы, сравнивая расчетное давление насоса с экспериментальными.

Давление насоса рассчитываем в соответствии с приведенными выше схемами и зависимостями:

- рабочий ход: схема, рисунок 4.5; зависимость 4.42;
- холостой ход: схема, рисунок. 4.6; зависимость 4.45;
- зарядка мультипликатора: схема, рисунок 4.7; зависимость 4.48;
- зарядка редуктора: схема, рисунок. 4.7; зависимость 4.49.

Расчетные и экспериментальные данные гидропривода лабораторной установки приведены в таблице 5.3.

Из таблицы видно, что расчетные и экспериментальные значения давления насоса при холостом и рабочем ходе соизмеримы. Это значит, что эффект редукции (редуктор) и эффект усиления (мультипликатор) соответствует схемным построениям и принятым параметрам элементов привода.

При принятых параметрах силового блока ($K_c=5$) процесс зарядки мультипликатора и редуктора проходил всегда при давлении настройки напорного клапана ($P_H \leq 10$ МПа) и при скоростях, значительно меньше

расчётных (скорость обратного хода V_0), определяемых подачей насоса ($Q_H=10,4$ л/мин). Это подтвердили и расчёты. Необходимое расчётное давление для этих режимов намного больше максимального давления насоса (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Расчётные и экспериментальные параметры гидропривода лабораторной установки

Режим работы установки	Параметры трубопроводов	Размерность параметра	Участок трубопровода (рисунки 4.5; 4.6; 4.7)				Давление насоса при k_c , МПа			
			1	2	3	4	$k_c=5$		$k_c=1,43$	
							расчётное	эксперимент.	расчётное	эксперимент.
Зарядка редуктора	диаметр	м	0,01	0,01	0,01	0,01				
	длина	м	2,2	0,5	4,2	3,5				
	$\Sigma \varepsilon_i$	–	236	28	170	230	21,7	по настройке напорного клапана	2,03	2,3
	$m_i / 10^{12}$	$H \cdot c^2 / M^8$	17,2	0,04	12,4	16,8				
	$Z_i / 10^8$	$H \cdot c / M^5$	3,2	0,73	6,1	5,1				
Зарядка мультипликатора	диаметр	м	0,01	0,01	0,01	0,01				
	длина	м	3,0	0,5	3,0	2,9				
	$\Sigma \varepsilon_i$	–	236	28	85	156	48,23	по настройке напорного клапана <10	12,21	<10 по настройке напорного клапана
	$m_i / 10^{12}$	$H \cdot c^2 / M^8$	17,22	2,04	6,2	11,4				
	$Z_i / 10^8$	$H \cdot c / M^5$	4,4	0,73	4,4	4,2				
Рабочий ход	диаметр	м	0,01	0,01	0,01	0,01				
	длина	м	3,2	0,5	3,0	3,2				
	$\Sigma \varepsilon_i$	–	268	28	85	270	6,66	7,05	6,68	7,1
	$m_i / 10^{12}$	$H \cdot c^2 / M^8$	19,6	2,04	6,2	19,7				
	$Z_i / 10^8$	$H \cdot c / M^5$	4,7	0,73	4,4	4,6				
Холостой ход	диаметр	м	0,01	0,01	0,01	0,01				
	длина	м	3,2	0,5	4,2	3,8				
	$\Sigma \varepsilon_i$	–	260	28	170	318	1,5	1,6	6,2	6,05
	$m_i / 10^{12}$	$H \cdot c^2 / M^8$	19	2,04	12,4	23,2				
	$Z_i / 10^8$	$H \cdot c / M^5$	4,6	0,73	6,1	5,5				

Схема управления в этих случаях автоматически устанавливает такую скорость движения силового блока, при которой потери давления в трубопроводах, приведенные к насосу, уравниваются с давлением настройки напорного клапана. Излишек же подачи насоса сливается через напорный клапан при высоком давлении, что нежелательно. Устраняется это уменьшением подачи насосов или уменьшением величины K_c путем увеличения плунжеров возвратных цилиндров.

Учитывая это, при принятых параметрах мультипликатора и редуктора была рассчитана необходимая величина K_c при имеющейся подаче насосов ($Q_H = 10,4$ л/мин), максимальном рабочем давлении насосов ($P_H = 10$ МПа) и имеющейся системе трубопроводов. Сделано это путем решения уравнения (4.48) относительно K_c . Было получено: $K_c=1,4$ – для режима зарядки мультипликатора, $K_c= 3,6$ – для режима зарядки редуктора.

Необходимый диаметр плунжеров возвратного цилиндра при $k_c=1,4$:

$$D_0 = 2 \sqrt{\frac{2F_{ц}}{\pi K_c}} = 2 \sqrt{\frac{2 \cdot 31,6}{(3,14 \cdot 1,4)}} = 7,6 \text{ см} = 76 \text{ мм.}$$

С учётом этих расчётов выполнили замену возвратных цилиндров, установив цилиндры с $D_0=75$ мм, что обеспечило величину $K_c = 1,43$.

При этой величине K_c увеличилось давление холостого хода, уменьшилось давление зарядки редуктора, давление рабочего хода практически не изменилось. Все эти три давления укладываются в диапазон максимального давления насоса и при настройке напорного клапана на максимальное давление протекают при расчётных скоростях в соответствии с подачей насоса.

Процесс зарядки мультипликатора и при величине K_c протекал при давлении настройки напорного клапана и при скоростях несколько меньше расчётных. Это опять–таки подтвердили расчёты величины P_H .

В общем, лабораторные испытания подтвердили работоспособность гидравлической схемы с отдельным редуктором и мультипликатором периодического действия.

Достоинства этой схемы – обеспечение синхронной работы цилиндров силового блока на всех режимах работы привода.

Подтверждена также работоспособность основных конструктивных решений по силовому блоку, редуктору и мультипликатору.

5.4 Выводы

1. Предложена к использованию в качестве рамы ножниц конструкция многоцилиндрового блока, в которой стойки рамы одновременно являются плунжерами рабочих цилиндров, а сами цилиндры совмещаются с подвижной траверсой, что значительно уменьшает металлоемкость и габариты конструкции рамы ножниц по высоте.

2. Сформулирована и решена статически неопределимая задача расчета элементов силового блока на прочность с оптимизацией параметров рабочих цилиндров. Приведен примерный расчет элементов бесстанинной рамы по предложенной методике.

3. Предложена соосная конструкция сдвоенных гидравлического редуктора и мультипликатора и методика оценки их конструктивных параметров.

4. Разработана и испытана лабораторная установка ножниц с редукторно–мультипликаторным приводом на основе насоса БГ–12–41, обеспечивающих резку стальных листов толщиной до 3 мм. Проведенными исследованиями подтверждена работоспособность схемы с отдельными редуктором и мультипликатором периодического действия. Подтверждена работоспособность конструктивных решений и пригодность разработанных методик для инженерных расчетов. Реализован программный продукт, на который получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2023684091, позволяющий рассчитать

прочностные и геометрические характеристики бесстанинной конструкции и подобрать уплотнительные элементы [92].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведения диссертационных исследований в работе представлены технические и технологические решения, обеспечивающие экономию материальных (бесстанинной конструкции двухцилиндрового силового блока) и энергетических затрат (снижение мощности привода) и тем самым повышающие эффективность работы металлургических гильотинных ножниц, имеющие существенное значение для развития экономики металлургической отрасли Российской Федерации.

1. На основе анализа двухцилиндровых гидроприводов и систем их синхронизации определено направление совершенствования двухцилиндровых металлургических гильотинных ножниц, базирующееся на использовании простого насосного привода с введением в его состав дозаторов, функционирующих при холостом ходе в редукторном, а при рабочем ходе - в мультипликаторном режиме (редукторно-мультипликаторный привод).

2. Обосновано использование двойных дозаторов (редуктор, мультипликатор), что решает основную задачу (задачу синхронизации) и дополнительно изменяет скоростной и силовой режим привода, что обеспечивает равномерную загрузку насосов и, как следствие, снижение их уставленной мощности.

3. Рассмотрена возможность использования дозаторов четырех видов: периодической и непрерывной подачи, блочной и отдельной (простой) компоновки. Выполнен анализ схем редукторно-мультипликаторных приводов с использованием дозаторов указанных видов. Отмечено, что наиболее простой и надежной является схема с отдельными редуктором и мультипликатором периодического действия, обеспечивающая синхронизацию на всех этапах рабочего цикла.

4. Разработана методика оценки скоростных и силовых параметров редукторно-мультипликаторных приводов, базирующаяся на равенстве мощностей холостого (N_X) и рабочего хода (N_P) и на условиях обеспечения ими

времени рабочего цикла (T_2), равного времени рабочего цикла (T_1), обеспечиваемого простым насосным приводом, т.е. условиях: $T_1 = T_2$ и $N_X = N_P$.

5. Анализом установлены приемлемые соотношения базовых коэффициентов (соотношений) редукторно–мультипликаторного привода металлургических гильотинных ножниц; мультипликации ($1,5 < K_M < 2,0$); редукции ($0,4 < K_P < 0,8$); усиления силового блока ($1,5 < K_C < 2,5$). Показана возможность снижения установленной мощности насосов (по сравнению с простым насосным приводом) до 30%.

6. Уточнены зависимости для расчета сил резания наклонными ножами на основе развития методики расчета удельной работы сил резания. Предложен и обоснован способ экспериментального определения коэффициента надреза, базирующийся на шаговой резке листовых клиновых образцов наклонными ножами.

7. Предложено использование в качестве рамы металлургических гильотинных ножниц бесстанинного двухцилиндрового силового блока, в котором стойки рамы являются плунжерами силовых цилиндров, а цилиндры соединены с подвижной траверсой. Сформулирована и решена статически неопределимая задача расчета элементов рамы на прочность. Разработана концепция построения и процедура расчета рамы.

8. Разработана и испытана лабораторная установка ножниц с редукторно–мультипликаторным приводом, выполненная по схеме с отдельными редуктором и мультипликатором периодического действия. Испытаниями подтверждена работоспособность схемных и конструктивных решений и применимость разработанных методик для инженерных расчетов.

9. Результаты диссертационной работы внедрены и используются на производстве в ООО ИСК «ИВКО» и ЗФ ПАО «ГМК «Норильский никель». Суммарный экономический эффект составляет 7,1 млн руб. В учебном процессе ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова» и ФГБОУ ВО «ЗГУ им. Н.М. Федоровского».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Полухин, П. И. Прокатное производство. Учебник для вузов / П. И. Полухин, Н. М. Федосов, А. А. Королёв, Ю. М. Матвеев. – 3-е изд. – М.: Металлургия, 1982. – 696 с.
2. Беняковский, М. А. Технология прокатного производства. В 2-х книгах. Кн. 1. Справочник: М. А. Беняковский, К. Н. Богоявленский, А. И. Виткин, Э. А. Гарбер, С. А. Голованенко, Н. Ф. Грицук и др. – М.: Металлургия, 1991. – 440 с.
3. Целиков, А. И. Теория продольной прокатки / А. И. Целиков, Г. С. Никитин, С. Е. Рокотян. – М.: Металлургия, 1980. – 320 с.
4. Беняковский, М. А. Технология прокатного производства. В 2-х книгах. Кн. 2. Справочник: М. А. Беняковский, К. Н. Богоявленский, А. И. Виткин и др. – М.: Металлургия, 1991. – 423 с.
5. Антипин, В. Г. Прокатные станы. Справочник. В 3-х томах. Т.3. Листопрокатные станы и профилегибочные агрегаты / В. Г. Антипин, Д. К. Нестеров, В. Г. Кизиев, Э. М. Темников, В. А. Шульга, Е. Л. Орлов, В. И. Ивашин, В. В. Ланько, И. С. Тришевский, Я. В. Хижняков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1992. – 428 с.
6. Ковка и штамповка: Справочник: в 4-х т.; ред. совет: Е. И. Семенов (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1985. – Т. 1. Материалы и нагрев. Оборудование. Ковка; под ред. Е. И. Семенова, 1985. – 568 с.: ил.
7. Лемпицкий, В. В. Сортовые профили проката: справочник / В. В. Лемпицкий, И. П. Шулаев, И. С. Тришевский и др. – М.: Металлургия, 1981. – 624 с.
8. Антипин, В. Г. Прокатные станы. Справочник: в 3-х томах. Т.2. Средне-, мелкосортные и специальные станы 500-950 / В. Г. Антипин, С. В. Тимофеев, Д. К. Нестеров, Н. Ф. Грицук, В. А. Степанов, В. В. Пудинов, В. И. Григорьев, Е. Л. Орлов, И. Е. Пацека, Э. И. Меляков, В. В. Ланько. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1992. – 496 с.

9. Антипин, В. Г. Прокатные станы. Справочник: в 3-х томах. Т.1. Обжимные, заготовочные и сортопрокатные станы 500-950 / В. Г. Антипин, С. В. Тимофеев, Д. К. Нестеров, Н. Ф. Грицук, В. А. Степанов, В.В. Пудинов, В. И. Григорьев, Е. Л. Орлов, И. Е. Пацека, Э. И. Меляков, В. В. Ланько. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Metallurgy, 1992. – 429 с.

10. Целиков, А. И. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т. 2. Машины и агрегаты сталеплавильных цехов. Учебник для вузов / А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Metallurgy, 1988. – 432 с.

11. Машины и агрегаты металлургических заводов: в 3-х томах. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката. Учебник для вузов / А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Metallurgy, 1988. – 680 с.

12. Гребенник, В. М. Механическое оборудование металлургических заводов. Механическое оборудование конвертерных и мартеновских цехов: Учебник / В. М. Гребенник, Ф. К. Иванченко, Б. А. Павленко и др. – К.: Вища шк., 1990. – 288 с.: ил.

13. Пасечник, Н. В. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) и др. М.: Машиностроение. Машины и агрегаты металлургического производства. Т. IV–5 / Н. В. Пасечник, В. М. Синицкий, В. Г. Дрозд и др.; Под общ. ред. В. М. Синицкого, Н. В. Пасечника, 2000. – 912 с.: ил.

14. Лукашкин, Н. Д., Кохан Л. С., Якушев А. М. Конструкция и расчет машин и агрегатов металлургических заводов: учебник для вузов. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. – 456 с.: ил.

15. Королев, А. А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов / А. А. Королев. – М.: Metallurgy, 1985. – 376 с.

16. Королев, А. А. Механическое оборудование прокатных и трубных цехов: учебник для вузов / А. А. Королев. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Metallurgy, 1987. – 480 с.

17. Королев, А. А. Прокатные станы и оборудование прокатных цехов. Учебн. пособие для вузов / А. А. Королев. – М.: Metallurgizdat, 1981. – 203с.
18. Иванченко, Ф. К. та ін. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів. Навч. посіб. / Ф. К. Иванченко, В. М. Гребеник, В. І. Ширяєв – К.: Вища шк., 1995. – 455с.: іл.
19. Гулидов, И. Н. Оборудование прокатных цехов (эксплуатация, надежность): Учеб. пособие для студентов сред. спец. учеб. заведений / И. Н. Гулидов. – М.: Интернет Инжиниринг, 2004. – 320 с.: ил.
20. Нисковских, В. М. Машины непрерывного литья слябовых заготовок / В. М. Нисковских – М.: Metallurgiya, 1991. – 272с.
21. Ищенко, А. А. Участки резки проката дисковыми пилами. Учебное пособие / А. А. Ищенко – К.: Высшая шк., 1989, – 61с.: (Новое в науке и технике – студентам и учащимся; Вып. 17).
22. Ищенко, А. А. Пилы горячей резки проката. Конструкции и расчет: монография / А. А. Ищенко, Е. А. Лоза; ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет». – Мариуполь: ГВУЗ «ПГТУ», 2012. – 251 с.
23. Свистунов, В. Е. Кузнечно–штамповочное оборудование. Кривошипные прессы: Учебное пособие - В. Е. Свистунов – М.: МГИУ, 2008. – 698 с.
24. Технологическая инструкция ТИ 229–МЦ–141–2000. «Производство проката на экспорт» / ОАО «Алчевский металлургический комбинат», – 2000. – 42 с.
25. Мазниченко, С. А. Машины импульсной резки в линии непрерывного литья заготовок / С. А. Мазниченко, А. Н. Застела, Т. Е. Обрываева, Ю. А. Воробьев // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. – Х.: Нац. аэрокосм. ун–т «ХАИ». – 2013. – Вып. 59. – С. 77– 80.
26. А. с. 267308 СССР, МКИ В23J 49/01. Газовый пресс–молот импульсного действия: № 1234853/25–27: заявл. 16.04.68: опубл. 01.04.70 / И. А. Чечета, В. М. Борисов, Н. К. Щербаков. Бюл. № 12.

27. Артамонова, Е. А. Современные газорезательные машины ФРГ / Е. А. Артамонова, М. Р. Бесшапова // Прокатное производство. – М.: ЦНИИТЭИчермет. – 1989. – Вып. 16. – С. 1–8.
28. Никитина, Л. А. Газорезательные машины с ЧПУ / Л. А. Никитина // Обработка металлов давлением. – М.: ЦНИИТЭИчермет. – 1989. – Вып. 12. – С. 10–11.
29. Никитина, Л. А. Лазерная резка / Л. А. Никитина // Обработка металлов давлением. – М.: ЦНИИТЭИчермет. – 1989. – Вып. 12. – С. 11.
30. Резка и сварка: комплект решений / Messer Griesheim Schweissttechnik. Представительство по СНГ. – М., 1998. – Вып.: Кислородно-плазменная резка сталей – экономическое и технологическое сравнение с другими термическими методами резки. – 6 с.
31. Ширшов, И. Г. Плазменная резка / И. Г. Ширшов, В. Н. Котиков. – М.: Машиностроение, 1987. – 162 с.
32. Грудев, А. П. Теория прокатки: учебник для вузов / А. П. Грудев. – М.: Металлургия, 1988. – 240 с.
33. Петров, П. А. Решение задач прочности и износостойкости режущего инструмента дисковых пил в процессах разделения сортового металлопроката // Современные проблемы теории машин: Материалы III международной заочной научно–практической конференции / НОЦ «МС». – Новокузнецк: Изд. центр Сиб-ГИУ. – 2015. – №3. – С. 174-175.
34. Петров, П. А. Совершенствование технологии и оборудования процесса поперечного разделения сложнопрофильного металлопроката / П. А. Петров // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства: Сб. тезисов докл. междунар. науч.-тех. конф., посвященной 50-летию кафедры «Машины металлургического комплекса» ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ»; под общ. ред. В. А. Козачишена. – Алчевск: ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ». – 2016. – 85 с. С. 16–17.
35. Королев, А. А. Механическое оборудование заводов цветной металлургии. Учебник для вузов в 3-х частях. Ч. 3 / А. А. Королев,

А. Г. Навроцкий, В. А. Вердеревский и др. // Механическое оборудование цехов по обработке цветных металлов. – М.: Металлургия, 1989 – 624 с.

36 Потапенков, А. П. Способы обработки катодного никеля / А. П. Потапенков, В. М. Чернобай, Ю. Г. Серебренников. – Норильск: Норильский индустриальный институт, 1990. – 13 с. – ДеП. в ЦНИИцветмет экономики и информации 23.03.90 г., №1920-90.

37 А.с. №979033 СССР. МКИЗ В23Д15/24. Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц: №2953948/25: заявл. 09.07.80: опубл. 07.12.82 / И. В. Становой, Л. Н. Кузьменко. Бюл. №45.

38. А.с. №405670 СССР. МКИ В23Д15/24. Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц: №1663736/25: заявл. 18.05.71: опубл. 05.11.73 / Г. К. Бронин, В. К. Викторов, В. В. Казак, И.В. Кононов. Бюл. №45.

39. А.с. №902990 СССР. МКИЗ В23Д15/14. Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц: №2948479/25: заявл. 30.06.80: опубл. 07.02.82 / В. К. Викторов. Бюл. №5.

40. А.с. №196519 СССР. МКИ В23Д. Листовые ножницы с наклонным ножом: №755212/25: заявл. 11.12.61: опубл. 16.05.1967 / М. Нисковских, А.В. Вараксин, Р.А. Адамович. Бюл. №11.

41. А.с. №1224182 СССР. МКИ В30Д15/24. Гидравлический вырубной пресс: №3764671/25: заявл. 16.07.84: опубл. 15.04.86 / С. Н. Архипов, Н. И. Баканов, В. Н. Архипов, А. В. Санжаровский. Бюл. №14.

42. А.с. №829453 СССР. МКИЗ В30В15/24. Гидравлический пресс: №2798197/25: заявл. 06.07.79: опубл. 15.05.81 / Г. Ф. Воронин, Г. А. Пискорский, Н. А. Сивченко. Бюл. №15.

43. А.с. №1167041 СССР. МКИ В30В15/24. Система синхронизации движения траверсы гидравлического прессы: № 3722045/25: заявл. 05.04.84. опубл. 15.07.85 / Н. В. Петров, Н. И. Баканов, В. Ф. Семенихин, О. А. Соков, В. В. Третьяков. Бюл. №26.

44. А.с. №341681 СССР. МКИ В30В15/24. Устройство для автоматического выравнивания подвижной траверсы гидравлического прессы: №1497796/25: заявл. 01.12.70: опубл. 14.06.72 / В. М. Сеницкий, Т. К. Анценгрубер. Бюл. №19.

45. А.с. №529092 СССР. МКИЗ В30В15/24. Гидравлический пресс: №2054626/27: заявл. 23.08.74: опубл. 25.09.76 / В. К. Мырсов, И. И. Учуватов, А. З. Фридман и др. Бюл. №35.

46. А.С. №1445982 СССР. МКИ В30В15/00. Система управления гидравлическим прессом: №4252226/31: заявл. 27.05.87: опубл. 23.12.88 / Г. Ф. Воронин, Н. Е. Скиба. Бюл. №47.

47. Королев, А. А. Механические оборудования прокатных цехов черной и цветной металлургии [текст] / А.А. Королев. – М.: Металлургия, 1976. – 544 с.

48. Потапенков, А. П. Исследование усилий резания наклонными ножами / А. П. Потапенков // Изв. Вуз. Черная металлургия. – 1998. – №8. – с.65-69.

49. Потапенков, А.П. Исследование усилия резания металлических листов / А. П. Потапенков, С. С. Пилипенко, Ю. Г. Серебренников, С. М. Степанов // Изв. Вуз. Черная металлургия. – 2009. – №11. – С. 56-59.

50. Нотченко, В. Д. К расчету энергосиловых параметров процесса резания листового металлопроката / В. Д. Нотченко, А. В. Сатонин, А.Н. Бойденко // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1999. – №6. – С. 78.

51. А.с. №1140900 СССР. МКИ В23Д15/14. Ножницы для резки листового материала: №3612196/25: заявл. 29.06.83: опубл. 23.02.85 / А. Ю. Антон, Н. М. Клепов. Бюл. №7.

52. А.с. №394236 СССР. МКИ В30В15/24. Гидравлический пресс: №1374391/25: заявл. 13.10.69: опубл. 22.08.73 / М. И Будман, В. В. Зоненко, Ф. И. Кагановский и др. Бюл. №34.

53. А.с. №1076301 СССР. МКИ В30В15/24. Устройство синхронного управления гидравлическими цилиндрами перемещения объекта, связанного с их штоками: №3289971/25: заявл. 20.05.81: опубл. 28.02.84 / А. В. Солодков, Л. М. Ковалев. Бюл. №8.

54. Патент № 2530917 С1 Российская Федерация, МПК В30В 15/16, В30В 1/34. Гидропривод траверсы прессы: № 2013119886/02: заявл. 29.04.2013: опубл. 20.10.2014 / М. Е. Гойдо, В. В. Бодров, Р. М. Багаутдинов.

55. Патент № 2601020 С2 Российская Федерация, МПК В23D 15/14. ножницы с переменным наклоном: № 2015102311/02: заявл. 10.07.2013: опубл. 27.10.2016 / Ф. Раунд.

56. Патент на полезную модель № 187578 U1 Российская Федерация, МПК В28В 3/02, В28В 1/04. Гидравлический пресс для изготовления изделий из порошковых материалов: № 2018143231: заявл. 05.12.2018: опубл. 12.03.2019 / А. А. Егоров, Р. Р. Галиуллин, Д. Н. Чегаев; заявитель АО «ПО «Завод имени Серго».

57. Патент № 2731468 С1 Российская Федерация, МПК В30В 1/32, В30В 15/16. Гидравлический пресс: № 2019137634: заявл. 21.11.2019: опубл. 03.09.2020 / С. С. Пилипенко, А. П. Потапенков, Я. Ю. Янко; заявитель ФГБОУ ВО «Норильский государственный индустриальный институт».

58. Патент на полезную модель № 146721 U1 Российская Федерация, МПК В23D 15/14. Гидравлические ножницы: № 2014100469/02: заявл. 09.01.2014: опубл. 20.10.2014 / С. Г. Димов, И. П. Каленников, А. М. Савинов; заявитель ООО «Южно–Уральский механический завод».

59. Добринский, Н. С. Гидравлический привод прессов [Текст] / Н. С. Добринский. – М.: Машиностроение, 1975. – 222 с.

60. Бочаров, Ю. А. Гидропривод кузнечнопрессовых машин: учебное пособие для машиностр. вузов [Текст] / Ю.А. Бочаров, В.Н. Прокофьев. – М.: Высшая школа, 1969. – 247 с.

61. Терентьев, Д. В. Выбор рациональной схемы привода для металлургических ножниц / Д. В. Терентьев, М. Р. Байгузин, В. В. Точилкин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 3. – С. 277-280.

62. Терентьев, Д. В. Разработка рациональной схемы привода с целью обеспечения равномерной нагрузки насосов и синхронизации рабочих цилиндров

/ Д. В. Терентьев, М. Р. Байгузин // От качества инструментов к инструментам качества: Сборник докладов Всероссийской научно–технической конференции, Тула, 19–20 октября 2023 года. – Тула: Тульский государственный университет, 2023. – С. 172-176.

63. Аврутин, Р. Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков / Р. Д. Аврутин. – М.-Л.: Машиностроение, 1965. – 268 с.

64. Пилипенко, С. С. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода с блочными дозаторами / С. С. Пилипенко, **М.Р. Байгузин**, А.П. Потапенков // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2016. – 59(10). – С.720-726.

65. Байгузин, М. Р. Разработка гидравлического редукторно-мультипликаторного привода металлургических машин / **М. Р. Байгузин**, С. С. Пилипенко, А.П. Потапенков // Механическое оборудование металлургических заводов. – 2016. – №1(6). – С.14-17.

66. Байгузин, М. Р. Совершенствование простого насосного привода гидравлического пресса / **М. Р. Байгузин**, С. С. Пилипенко, А.П. Потапенков // «MAGNITOGORSK ROLLING PRACTICE 2018». Материалы III международной молодежной научно–практической конференции. – Магнитогорск, 2018. – С. 115-116.

67. Байгузин, М.Р. Разработка и исследование двухцилиндрового редукторно-мультипликаторного гидропривода машин / **М. Р. Байгузин**, А. П. Потапенков, С. С. Пилипенко, Ю. Г. Серебренников, У. Е. Шимкина // Авиамашиностроение и транспорт Сибири: сб. статей IV Всероссийской науч.-практ. конф. (10-11 апреля 2014 г., г. Иркутск). – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2014. – С. 170-177.

68. Потапенков, А. П. Разработка и исследование двухцилиндрового гидропривода металлургических машин [Текст] / А. П. Потапенков, С. С. Пилипенко, С. М. Степанов и др. // Известия высших учебных заведений. Чёрная металлургия. – 2011. – №2. – С.58-62.

69. Патент №2084348 Российская Федерация. МКИ В30В15/24. Гидравлический пресс: №95104268/02: заявлено 23.03.95: опубл. 20.07.97 / А. П. Потапенков, В. И. Чабаненко, В. М. Чернобай, О. В. Миняков, А. В. Гончарук.

70. Патент №2258609 Российская Федерация. МПК7 В30В15/24. Гидравлический пресс: №2003118767/02: заявл. 23.06.03: опубл. 20.08.2005 / А. П. Потапенков, В. М. Чернобай, С. С. Пилипенко, О. В. Миняков, Л. В. Никоноров.

71. Патент №2461462. МПК В30В 1/34, В30В 15/24 Гидравлический пресс: №2010145622/02: заявл. 09.11.2010: опубл. 20.05.2012 / А. П. Потапенков, С. С. Пилипенко, С. М. Степанов и др. Бюл № 14.

72. Патент №2521757. МПК В30В 1/32, В30В 15/24 Гидравлический пресс: № 2013113054/02: заявл. 22.03.2013: опубл. 10.07.2014 / А. П. Потапенков, С. С. Пилипенко, **М. Р. Байгузин** и др. Бюл № 19.

73. Гречаный, А. Н. Обоснование выбора технических параметров гильотинных ножниц прокатного стана / А. Н. Гречаный // *Металургія*. – 2017. – № 2(38). – С. 126-130.

74. Ульяницкий, В. Н. Исследование нагрузок резания биметалла гильотинными ножницами с кромочными ножами / В. Н. Ульяницкий, П. А. Петров // *Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета*. – 2017. – № 6(49). – С. 108-113.

75. Бурцева, Е. А. Имитационное моделирование гидроприводной системы управления летучими ножницами гильотинного типа / Е. А. Бурцева, Д. В. Иванов, И. Л. Сандлер, И. И. Султанов // *Вестник Международного института рынка*. – 2017. – № 1. – С. 146-153.

76. Стерлигова, Я. М. Анализ работы ножниц для резки металла / Я. М. Стерлигова, Е. И. Демина // *Вестник Сибирского государственного индустриального университета*. – 2017. – № 1(19). – С. 46-48.

77. Леонов, И. С. Ножницы для резки листового и сортового проката / И. С. Леонов, Г. П. Фуга, Г. Л. Крылов, В. Г. Песоцкий. – М.: Машиностроение, 1972. – 372 с.

78. Потапенков, А.П. Экспериментальный способ определения коэффициента надреза / А. П. Потапенков, **М. Р. Байгузин**, С. С. Пилипенко. XXVI международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов МИКМУС–2014: Труды конференции. – М., 2015. – С. 16-20.

79. Патент № 2610576 МПК В23Д 15/06 Способ определения коэффициента надреза: № 2014148621: заявл. 02.12.2014: опубл. 27.06.2016 / А. П. Потапенков, С. С. Пилипенко, **М. Р. Байгузин**, А. А. Брага. – Бюл. №18.

80. Сторожев, М. В. Теория обработки металлов давлением / М. В. Сторожев, Е. А. Попов. – М.: Машиностроение, 1977. – 423 с.

81. Терентьев, Д. В. Математическое моделирование процесса резания листового металла параллельными ножами / Д. В. Терентьев, **М. Р. Байгузин**, С. И. Платов, Е. Ю. Звягина, Н. Ш. Тютеряков // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. – 2023. – Т. 21. – № 4. – С. 56-62.

82. Целиков, А. И. Прокатные станы / А. И. Целиков, В. В. Смирнов. – М.: Metallurgizdat, 1958. – 432 с.

83. Потапенков, А. П. Удельная работа и силовые параметры при резании проката ножницами / А. П. Потапенков, В. М. Чернобай, С. С. Пилипенко, Л. В. Никоноров // Непрерывные процессы обработки давлением: Труды Всероссийской научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения академика А. И. Целикова, (14–15 апреля 2004 г.). – М.: МГГУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – С. 215-219.

84. Целиков, А. И. Машины и агрегаты металлургических заводов, В 3-х томах. Т. 3. Машины и агрегаты для отделки проката / А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. И. Гребенник, Ф. К. Иванченко и др. – М.: Металлургия, 1981. – 576 с.

85. Потапенков, А. П. Удельная работа сил резания проката ножницами / А. П. Потапенков, С. С. Пилипенко, **М. Р. Байгузин** // Известия вузов. Черная металлургия, 2016. – №8. – Т. 59. – С 331-335.

86. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы: Справочник 2-е изд.; перераб. и доп. / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.

87. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023684518 Российская Федерация. Расчет скоростных и энергосиловых параметров насосного редукторно-мультипликаторного привода на основе математической модели процессов трения: № 2023683681: заявл. 03.11.2023: опубл. 15.11.2023 / С. А. Амирова, **М. Р. Байгузин**, А. С. Буренков, М. Е. Быков, Р. Р. Дема, А. С. Коровченко, В. А. Мустафин, Д. М. Шарафутдинов; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И.Носова».

88. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024610626 Российская Федерация. Расчет основных параметров редукторно-мультипликаторного привода листовых ножниц: № 2023689168: заявл. 22.12.2023: опубл. 12.01.2024 / Д. В. Терентьев, С. И. Платов, **М. Р. Байгузин**; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И.Носова».

89. Авторское свидетельство № 275973 А1 СССР, МПК В21В 13/00. Бесстанинная прокатная клеть: № 1127606/22-2: заявл. 27.01.1967: опубл. 14.07.1970 / А. П. Потапенков, В. З. Штепенко; заявитель Днепропетровский ордена Трудового Красного Знамени металлургический институт.

90. Потапенков, А. П. Перекос валка, движущегося в период прокатки / А. П. Потапенков, В. И. Ильченко, В. П. Усачёв и др. // Известия вузов. Черная металлургия. – 1987. – №5. – С.117-119.

91. Пилипенко, С. С. Конструктивные элементы и прочность бесстанниной рамы листовых ножниц с гидроприводом / С. С. Пилипенко, **М. Р. Байгузин**,

А. П. Потапенков, Д. Е. Бабошин // Кузнечно–штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2018. – № 3. – С. 33-41.

92. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023684091 Российская Федерация. Расчет бесстанинной конструкции двухцилиндрового силового блока листовых ножниц в зависимости от условий подачи смазочного материала: № 2023683195: заявл. 03.11.2023: опубл. 13.11.2023 / С. А. Амирова, **М. Р. Байгузин**, А. С. Буренков, М. Е. Быков, Р. Р. Дема, А. С. Коровченко, В. А. Мустафин, Д. М. Шарафутдинов; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И.Носова». – 1 с.

93. Писаренко, Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко и др. – Киев: Науков.думка, 1988. – 734 с.

94. Розанов, Б. В. Гидравлические прессы / Б. В. Розанов. – М.: Машгиз, 1959. – 428с.

95. Еронько, С. П. Исследование энергосиловых параметров ножниц для качественной резки тонкостенных труб / С. П. Еронько [и др.]. // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – 2018. – № 11. (54). – С. 131 – 135.

96. Ошовская, Е. В. Аналитический метод определения силы поперечной резки трубы клиновым ножом / Е. В. Ошовская, О. А. Ковалева // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института, 2022. – № 26(69). – С. 96-103.

97. Еронько, С. П. Механические ножницы для качественной резки тонкостенных труб на заготовки / С. П. Еронько, Е. Н. Смирнов, М. Ю. Ткачев, О. А. Ковалева // Заготовительные производства в машиностроении. – 2019. – Т. 17. – № 11. – С. 502-507.

98. Nikitin, A. G. Energy-saving method of cutting a pre-bent bar on the shear machine / A. G. Nikitin, E. I. Demina, E. Y. Zhivago [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Novokuznetsk, 15–16 ноября 2017 года. – Novokuznetsk: Institute of Physics Publishing, 2018. – Vol. 411. – P. 012053.

99. Никитин, А. Г. Способ резания на ножницах с параллельными ножами изогнутой полосы проката / А. Г. Никитин, Е. И. Демина // Современные проблемы теории машин. – 2020. – № 9. – С. 53-56.

100. Васильев К. И. Деформированное состояние ножевой балки листовых ножниц / К. И. Васильев, Н. А. Садеков // Кузнечно–штамповочное производство. – 2010. – № 7. – С. 23-26.

101. Васильев, К. И. Экспериментальное исследование поперечного прогиба ножевой балки листовых ножниц / К. И. Васильев, Н. А. Садеков // Мат–лы III науч.–образоват. конф. «Машиностроение – традиции и инновации» (МТИ 2010). (Секция «Оборудование машиностроительных производств»). – М.: МГТУ Станкин, 2010. – С. 28-34.

102. Корчак, Е.С. Определение показателей гидравлических прессов применительно к возвратному ходу и разгрузке рабочих цилиндров от давления / Е. С. Корчак // Вестник машиностроения. – 2011. – № 2. – С. 32-34.

103. Корчак Е.С. Динамические особенности возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов / Е. С. Корчак // Вестник машиностроения. – 2008. – № 10. – С. 67-70.

Пример расчета основных параметров редукторно-мультипликаторного привода гильотинных ножниц

Исходные данные:

- толщина листа – $h=8$ мм;
- ширина листа – $b=2350$ мм;
- механические характеристики материала листа: $\sigma_B = 800$ МПа;
 $\varepsilon_H = 0,4$; $\varepsilon_B = 0,2$;
- угол наклона шевронного ножа: $\alpha = 4^\circ$ ($tg\alpha = 0,0699$);
- коэффициенты, учитывающие затупление ножей, боковой зазор, изгиб листа: $k=1,1$;
- базовые параметры привода (принимая исходя из анализа главы 4):
коэффициент мультипликации – $K_M = 2$;
коэффициент редукции – $K_P = 0,5$;
коэффициент силового блока – $K_C = 2$;
насосная скорость – $V_{II} = 120$ мм/с;
тип насоса: НШ ($P_H=16$ МПа) [86].

Расчетные величины:

- усилие резания:

$$P = \frac{\beta K \sigma_B h^2}{6 tg \alpha} (6 \xi_H - 3 \xi_H^2 - 2 \xi_B - \xi_B^2)$$

$$R = \frac{1,1 \cdot 800 \cdot 0,008^2}{6 \cdot 0,0699} (6 \cdot 0,4 - 3 \cdot 0,4 - 2 \cdot 0,2 - 0,2^2) = 0,201 \text{ МН}$$

$$2R = 2 \cdot 0,201 = 0,402 \text{ МН}$$

- относительная величина холостого хода:

$$a = \frac{H_X}{H}$$

$$H = h + \frac{b}{2} tg \alpha + \Delta + y = 8 + \frac{2350}{2} 0,0699 + 10 + 20 = 120,13 \text{ мм}$$

$$H_x = y + \Delta + h(1 - \varepsilon_H) = 20 + 10 + 8(1 - 0,4) = 34,8$$

$$a = \frac{34,8}{120,13} = 0,29$$

– площадь плунжеров силовых цилиндров (при $\eta_\Gamma = 0,8$; $\eta_M = \eta_C = 0,95$; $G = 0$):

$$F = \frac{R}{P_H K_M \eta_M \eta_P \eta_\Gamma} = \frac{0,201}{16 \cdot 2 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,8} = 0,00879 \text{ м}^2$$

– площадь плунжеров возвратных цилиндров:

$$F_O = F / K_C = 0,0087 / 2 = 0,00435 \text{ м}^2$$

– коэффициент – K_T

$$K_T = \frac{[aK_P + (1 - a)K_M]K_C + 1}{K_C + 1} = \frac{[0,29 \cdot 0,5 + (1 - 0,29)2]2 + 1}{2 + 1} = 1,376$$

– подача насосов:

$$\text{простой насосный привод } Q_{H1} = 2FV_\Pi = 2 \cdot 0,0087 \cdot 0,12 = 0,00208 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\text{редукторно-мультипликаторный привод } Q_{H2} = Q_{H1}K_T = 0,00208 \cdot 1,376 = 0,00287 \text{ м}^3/\text{с}$$

Насос НШ–100А–3 [35]

$$Q_H = 182,4 \text{ л/мин } (0,00304 \text{ м}^3/\text{с});$$

$$P_H = 16 \text{ МПа};$$

$$P_{MAX} = 21 \text{ МПа};$$

$$\eta_H = 0,95 / 0,86;$$

$$N_H = 52,7 \text{ кВт};$$

$$m_H = 17 \text{ кг}.$$

– давление в силовых цилиндрах, обусловленное силовой нагрузкой:

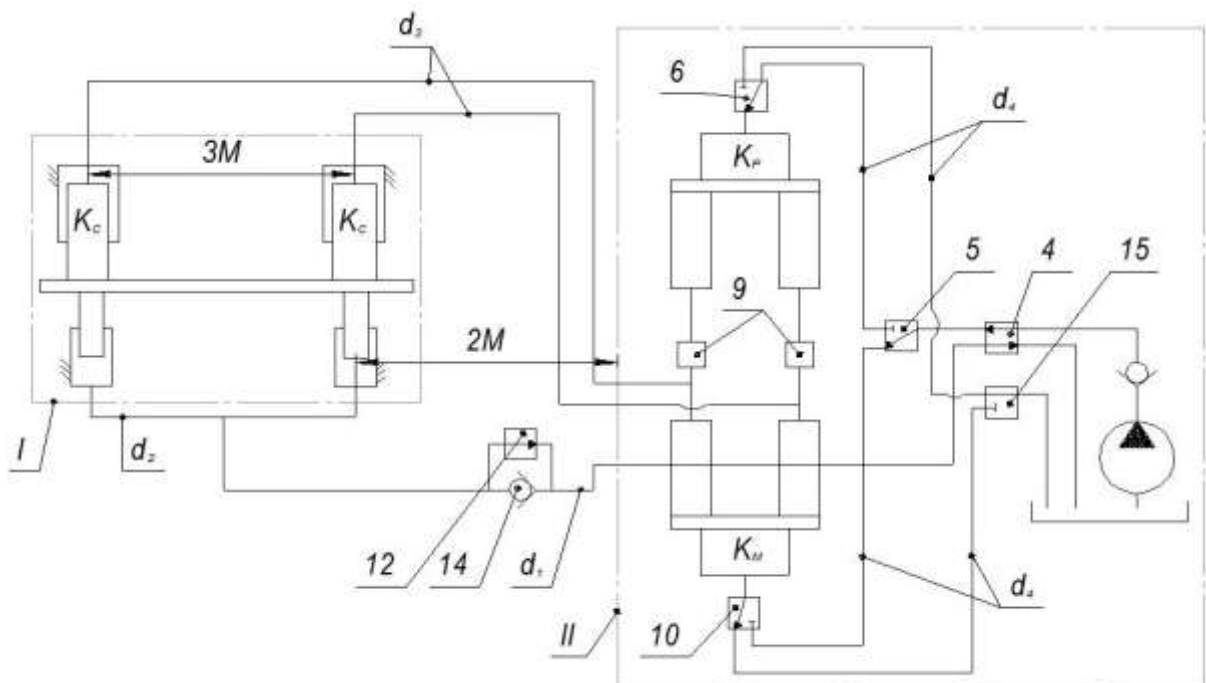
$$P_P = \frac{2R - G}{2F} = \frac{R}{F} = \frac{0,201}{0,0087} = 23,1 \text{ МПа}$$

– условное давление в силовых цилиндрах, соответствующее движущей силе G (принимаем $G = 0,10R$)

$$P_b = \frac{G}{2F} = \frac{0,10 \cdot 0,201}{2 \cdot 0,0087} = 1,16 \text{ МПа}$$

Параметры трубопроводов

Параметры трубопроводов определяем по примерной схеме компоновки гидропривода ножниц (рисунок А.1). На схеме участки трубопроводов (d_1, \dots, d_4) соответствуют расчетным схемам основных режимов (рисунки 4.4 – 4.7); позиции гидроаппаратов (4,5...14) соответствуют принципиальной схеме (рисунок 2.7)



I – силовой блок; II – насосная станция

Рисунок А.1 – Принципиальная схема компоновки привода ножниц

Внутренний диаметр трубопровода определяем исходя из допустимости скорости $[V]$ течения жидкости и расхода жидкости Q_i :

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi[V]}}$$

Принимаем $[V]=6$ м/с [59]. Расход жидкости приведен в таблице А.1.

Таблица А.1 – Расход жидкости в трубопроводах

	d_1	d_2	d_3	d_4
Рабочий ход	$Q_1 = \frac{Q_H}{K_M K_C} = \frac{Q_H}{4}$ $= 0,00076 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_2 = \frac{Q_H}{2K_M K_C} = \frac{Q_H}{8}$ $= 0,00038 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_3 = \frac{Q_H}{2K_M} = \frac{Q_H}{4}$ $= 0,00076 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_4 = Q_H =$ $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$
Холостой ход	$Q_1 = \frac{Q_H}{K_P K_C} = Q_H$ $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_2 = \frac{Q_H}{2K_P K_C} = \frac{Q_H}{2}$ $= 0,00152 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_3 = \frac{Q_H}{2K_P} = Q_H$ $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_4 = Q_H =$ $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$
Зарядка мультипликатора	$Q_1 = Q_H =$ $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_2 = \frac{Q_H}{2}$ $= 0,00152 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_3 = \frac{Q_H}{2} K_C = Q_H$ $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_4 = Q_H K_C K_P$ $= 4Q_H$ $= 0,01216 \text{ м}^3/\text{с}$
Зарядка редуктора	$Q_1 = Q_H =$ $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_2 = \frac{Q_H}{2}$ $= 0,00152 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_3 = \frac{Q_H}{2} K_C = Q_H$ $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_4 = Q_H K_C K_P = Q_H$ $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$
	Q_1^{max} $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$	Q_2^{max} $= 0,00152 \text{ м}^3/\text{с}$	Q_3^{max} $= 0,00304 \text{ м}^3/\text{с}$	Q_4^{max} $= 0,01216 \text{ м}^3/\text{с}$

Таблица А.2 – Расчетные параметры трубопроводов

	d_1	d_2	d_3	d_4
l	2	3	4	5
Внутренний диаметр, м (расчетный)	0,0254	0,0179	0,0254	0,05/0,0254
Внутренний диаметр, м (принимаем)	0,025	0,018	0,025	0,05/0,025
Число Рейнольдса при $\nu = 0,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$				
Рабочий ход	1106	768	1106	4425
Холостой ход	4425	3073	4425	4425

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
Зарядка мультипликатора	4425	3073	4425	8851
Зарядка редуктора	4425	3073	4425	4425
Коэффициент потерь (λ_i)				
Рабочий ход	0,058	0,083	0,058	0,039
Холостой ход	0,039	0,042	0,039	0,039
Зарядка мультипликатора	0,039	0,042	0,039	0,032
Зарядка редуктора	0,039	0,042	0,039	0,039
Длины трубопроводов (l_i), м				
Рабочий ход	7	2	5	3
Холостой ход	7	2	5	3
Зарядка мультипликатора	7	2	5	2
Зарядка редуктора	7	2	5	3
Местные сопротивления (ξ_i) []				
Рабочий ход	Тройник – 1,2 Изгибы – $4 \cdot 0,5 = 2$ Распределители – $2 \cdot 20 = 40$ $\sum \xi_i = 43,2$	Изгиб – 0,5 Вход в цилиндр – 2 $\sum \xi_i = 2,5$	Тройник – 1,2 Изгибы – $3 \cdot 0,5 = 1,5$ Вход в цилиндр – 2 Выход из цилиндра – 0,6 $\sum \xi_i = 5,3$	Изгибы – $3 \cdot 0,5 = 1,5$ Распределители – $3 \cdot 20 = 60$ Обратный клапан – 10 Вход в цилиндр – 2 $\sum \xi_i = 73,5$

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
Холостой ход	Тройник – 1,2 Изгибы – 4·0,5=2 Распределители – 2·20=40 $\sum \xi_i = 43,2$	Изгиб – 0,5 Вход в цилиндр – 2 $\sum \xi_i = 2,5$	Тройник – 1,2 Изгибы – 3·0,5=1,5 Вход в цилиндр – 2 Выход из цилиндра – 0,6 Распределитель – 20 $\sum \xi_i = 25,3$	Изгибы – 3·0,5=1,5 Распределители – 3·20=60 Обратный клапан – 10 Вход в цилиндр – 2 $\sum \xi_i = 73,5$
Зарядка мультипликатора	Тройник – 1,2 Изгибы – 4·0,5=2 Распределитель – 20 Обратные клапаны 2·10=20 $\sum \xi_i = 43,2$	Изгиб – 0,5 Вход в цилиндр – 2 $\sum \xi_i = 2,5$	Тройник – 1,2 Изгибы – 3·0,5=1,5 Вход в цилиндр – 2 Выход из цилиндра – 0,6 $\sum \xi_i = 5,3$	Изгибы – 3·0,5=1,5 Распределители – 2·20=40 Выход из цилиндра – 0,6 $\sum \xi_i = 42,1$
Зарядка редуктора	Тройник – 1,2 Изгибы – 4·0,5=2 Распределитель – 20 Обратные клапаны 2·10=20 $\sum \xi_i = 43,2$	Изгиб – 0,5 Вход в цилиндр – 2 $\sum \xi_i = 2,5$	Тройник – 1,2 Изгибы – 3·0,5=1,5 Вход в цилиндр – 2 Выход из цилиндра – 0,6 Распределитель – 20 $\sum \xi_i = 25,3$	Изгибы – 3·0,5=1,5 Распределители – 2·20=40 Выход из цилиндра – 0,6 $\sum \xi_i = 42,1$
Обобщенный коэффициент $K_i = \frac{8\rho}{\pi^2 d_i^4} (\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i), \frac{Hc^2}{M^8}$ (при $\rho = 900 \frac{кг}{M^3}$)				
Рабочий ход	$1111,53 \cdot 10^8$	$815,24 \cdot 10^8$	$316,03 \cdot 10^8$	$1461,59 \cdot 10^8$

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
Холостой ход	$1012,04 \cdot 10^8$	$498,74 \cdot 10^8$	$615,23 \cdot 10^8$	$1461,59 \cdot 10^8$
Зарядка мультипликатора	$1012,04 \cdot 10^8$	$498,74 \cdot 10^8$	$241,23 \cdot 10^8$	$50,73 \cdot 10^8$
Зарядка редуктора	$1012,04 \cdot 10^8$	$498,74 \cdot 10^8$	$615,23 \cdot 10^8$	$845,61 \cdot 10^8$

Участки трубопроводов d_1, d_2, d_3 используется при всех режимах работы, поэтому размер их внутреннего диаметра определяем исходя из максимального расхода.

Трубопровод участка d_4 имеет четыре ветви для каждого режима работы. Максимальный расход на этом участке ($Q_4 = 4Q_H$) имеет место при зарядке мультипликатора. Для остальных трех режимов расход одинаковый ($Q_4 = Q_H$)

В итоге – три ветви этого участка имеют трубы равного диаметра ($d_4=25$ мм, табл. А.2); ветвь для слива жидкости из входного цилиндра мультипликатора при его зарядке имеет диаметр $d_4=50$ мм.

Расчетное давление насоса

Рабочий ход (зависимость 4.42) при $P_C = 0$.

$$P_{НР} = \frac{P_P}{\eta_M \eta_C K_M} + Q_H^2 \left[K_4 + \frac{K_3}{4K_M^3 \eta_M} + \frac{(4K_1 + K_2)}{4K_M^3 K_C^3 \eta_C \eta_M} \right] = \frac{23,1}{2 \cdot 0,95 \cdot 0,95} + 10^8 \frac{0,00304^2}{10^6} \left[1461,59 + 316,034 \cdot 23 \cdot 0,95 + (4 \cdot 1111,24 + 815,24) \cdot 23 \cdot 23 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \right] = 13,659 \text{ МПа} < P_H = 16 \text{ МПа}$$

Холостой ход (зависимость 4.45) при $P_C = 0$.

$$P_{НР} = -\frac{P_B}{\eta_P K_P} + Q_H^2 \left[K_4 + \frac{K_3}{4K_P^3 \eta_P} + \frac{(4K_1 + K_2)}{4K_P^3 K_C^3 \eta_C \eta_P} \right] = -\frac{1,16}{0,5 \cdot 0,95} + \frac{0,00304^2}{10^6} \cdot 10^8 \left[1461,59 + 615,234 \cdot 0,53 \cdot 0,95 + 4 \cdot 1012,04 + 498,744 \cdot 0,53 \cdot 23 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \right] = -2,44 + 3,71 = 1,27$$

МПа $\leq P_H = 16$ МПа

Зарядка мультипликатора (зависимость 4.48) при $P_C = 0$.

$$P_{НР} = P_B \frac{K_C}{\eta_C} + Q_H \left[K_1 + \frac{K_2}{4} + \frac{K_2 K_C^3}{4\eta_C} + K_4 \frac{K_C^3 K_M^3}{\eta_C \eta_M} \right] = \frac{1,16 \cdot 2}{0,95} + \frac{0,00304^2}{10^6} \cdot 10^8 \left[1012,04 + \frac{498,74}{4} + \frac{241,23 \cdot 2^3}{4 \cdot 0,95} + 50,73 \frac{2^3 2^3}{0,95 \cdot 0,95} \right] = 7,28 \text{ МПа} < P_H = 16 \text{ МПа}$$

Зарядка редуктора (зависимость 4.49) при $P_C = 0$.

$$P_{HP} = P_B \frac{K_C}{\eta_C} + Q_H \left[K_1 + \frac{K_2}{4} + \frac{K_2 K_C^3}{4\eta_C} + K_4 \frac{K_C^3 K_P^3}{\eta_C \eta_P} \right] =$$

$$= \frac{1,16 \cdot 2}{0,95} + \frac{0,00304^2}{10^6} \cdot 10^8 \left[1012,04 + \frac{498,74}{4} + \frac{615,23 \cdot 2^3}{4 \cdot 0,95} + 845,61 \frac{2^3 \cdot 0,5^3}{0,95 \cdot 0,95} \right] = 5,55 \text{ МПа}$$

$$< P_H = 16 \text{ МПа}$$

Скорости:

$$\begin{aligned} - \text{насосная} - V_H &= \frac{Q_H}{2F} = \frac{0,00304}{2 \cdot 0,0087} = 0,174 \text{ М/с}; \\ - \text{редукторная} - V_P &= \frac{V_H}{K_P} = \frac{0,174}{0,5} = 0,346 \text{ М/с}; \\ - \text{мультипликаторная} - V_M &= \frac{V_H}{K_M} = \frac{0,174}{2} = 0,087 \text{ М/с}; \\ - \text{обратного хода} - V_O &= V_H \cdot K_C = 0,174 \cdot 2 = 0,346 \text{ М/с} \end{aligned}$$

Время рабочего цикла:

$$T_2 = \frac{aH}{V_P} + \frac{(1-a)H}{V_M} + \frac{H}{V_O} = \frac{2H}{V_{CP}} = 0,12013 \left[\frac{0,29}{0,346} + \frac{(1-0,29)}{0,087} + \frac{1}{0,346} \right] = 1,428 \text{ с}$$

Соотношение мощностей:

$$n = \frac{N_2}{N_1} = \frac{K_T}{K_M} = \frac{1,376}{2} = 0,688$$

Установленная мощность данного привода на 31,2 % меньше установленной мощности простого насосного привода при условии равенства времени рабочего процесса ($T_1 = T_2$).

**Пример расчета бесстанной конструкции двухцилиндрового силового блока
металлургических гильотинных ножиц**

При расчете используем исходные данные, приведенные в приложении А.

1. При рабочем давлении насоса $P_H=16$ МПа и коэффициенте мультипликации $K_M=2$ максимальное рабочее давление будет равно: $P_0=32$ МПа.

2. Принимаем: коэффициент $k_{\Pi} = \frac{[\sigma_c]}{[\sigma_{II}]} = 1$ ($[\sigma_c], [\sigma_{II}]$ – соответственно допустимые напряжения материала стойки и цилиндра) и при к.п.д привода $K = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_c \cdot \eta_M = 0,8 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,722$ рассчитываем величину m ($m = \frac{P_0}{[\sigma_H]}$)

$$m = \frac{1}{k} \left(\sqrt{\frac{k_{\Pi}^2 \sqrt{3} + k_{\Pi} k}{\sqrt{3}}} - k_{\Pi} \right) = \frac{1}{0,722} \left(\sqrt{\frac{1^2 \cdot \sqrt{3} + 1 \cdot 0,722}{\sqrt{3}}} - 1 \right) = 0,262$$

3. Допускаемое напряжение и предел текучести материала цилиндра $[\sigma_{II}]$

$$[\sigma_{II}] = \frac{P_0}{m} = \frac{32}{0,262} = 122,13 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{II} = [\sigma_{II}] \cdot n_y = 121,13 \cdot 3,0 = 366,41 \text{ МПа,}$$

где $n_y = 3,0$ – коэффициент запаса прочности по пределу текучести.

По σ_{II} выбираем материал: *сталь 50* ($\sigma_{II} = 380$ МПа).

$$\text{Действительный запас прочности: } n_y = \frac{\sigma \cdot m}{P_0} = \frac{380 \cdot 0,262}{32} = 3,11;$$

4. Усилие резания $R=0,201$ МН (расчет приведен в приложении А)

5. Определяем основные размеры цилиндра стойки (D_{HO}, D, D_c):

$$D_{HO} = 2 \sqrt{\frac{R(k_{\Pi} + k \cdot m)}{\pi k \cdot k_{\Pi} \cdot m [\sigma_{II}] \cdot (1 - m \sqrt{3})}} = 2 \sqrt{\frac{0,201(1 + 0,722 \cdot 0,262)}{3,14 \cdot 0,722 \cdot 1 \cdot 0,262 \cdot 122,13(1 - 0,262 \sqrt{3})}} = 0,155 \text{ м}$$

$$D = 2 \sqrt{\frac{R(k_{\Pi} + k \cdot m)}{\pi k \cdot k_{\Pi} \cdot m [\sigma_{II}]}} = 2 \sqrt{\frac{0,201 \cdot (1 - 0,262 \cdot 0,722)}{3,14 \cdot 0,722 \cdot 1 \cdot 0,262 \cdot 122,13}} = 0,112 \text{ м}$$

$$D_c = 2 \sqrt{\frac{R}{\pi \cdot k_{\pi} \cdot [\sigma_{\pi}]}} = 2 \sqrt{\frac{0,201}{3,14 \cdot 1 \cdot 122,13}} = 0,0457 \text{ м}$$

С учётом стандартных размеров уплотнительных резиновых колец по ГОСТ 14896–84, принимаем [86]: $D = 120$ мм; $D_c = 55$ мм.

[При этом площадь F цилиндра: $F = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_c^2) = \frac{3,14}{4} (0,12^2 - 0,055^2) = 0,0089 \text{ м}^2$. Это на 2,5% больше F ($F=0,0087$) принятой в расчетных примерах п. 4.6]

Размеры уплотнительных манжет:

по диаметру $D=120$: 10x140x120 ($h_1 \times D_y \times D$, рисунок 5.3);

по диаметру $D_c=55$: 14,5x80x55 ($h_2 \times D_{cy} \times D_c$, рисунок. 5.3).

Конструктивные размеры цилиндра (рисунок 5.3):

принимаем: $D_{HO} = 170$ мм;

толщина стенки: $t = \frac{D_{HO} - D}{2} = \frac{170 - 120}{2} = 25$ мм;

максимальный диаметр: $D_{HY} = D_y + 2t = 140 + 2 \cdot 25 = 190$ мм;

толщина опорного фланца: $h_{\phi} = 1,75 \cdot t = 1,75 \cdot 25 = 43,75$ мм;

ширина опорного фланца: $b_{\phi} = 0,7 \cdot t = 0,7 \cdot 25 = 17,5$ мм.

Конструктивные элементы уплотнительных узлов:

высота направляющей втулки: $H_1 = 0,75 D = 0,75 \cdot 120 = 90$ мм.

Усилие, действующее на нажимные шпильки:

$$R_{ш} = \frac{\pi}{4} (D_y^2 - D^2) \cdot P = \frac{3,14}{4} (0,14^2 - 0,12^2) \cdot 32 = 0,13 \text{ МН.}$$

Количество (z) и диаметр ($d_{ш}$) нажимных шпилек:

$$d_{ш} = 2 \sqrt{\frac{R_{ш}}{\pi \cdot z \cdot [\sigma_{ш}]}} = 2 \sqrt{\frac{0,248}{3,14 \cdot 6 \cdot 120}} = 0,0151 \text{ м.}$$

Принимаем $z = 6$, резьба М18, $[\sigma_{ш}] = 120$ МПа, (сталь 45);

Толщина нажимного фланца: $h_{нл} = 2d_{ш} = 2 \cdot 18 = 36$ мм;

Глубина расточки цилиндра под уплотнение: $H_y = h_1 + 15 = 10 + 15 = 25$ мм, где 15 мм – глубина для входа выступа нажимного фланца;

Высота уплотнительного узла с учётом высоты нажимных шпилек:

$$H_{y1} = H_y + h_{н1} + 2d_{ш} = 25 + 36 + 2 \cdot 18 = 97 \text{ мм.}$$

по диаметру $D_c = 65 \text{ мм}$:

$$\text{высота направляющей втулки: } H_2 = 0,75 \cdot D_c = 0,75 \cdot 55 = 41,25 \text{ мм.}$$

Принимаем $H_2 = 45 \text{ мм}$;

Усилие, действующее на шпильки:

$$R_{ш} = \frac{\pi}{4} (D_{cy}^2 - D_c^2) \cdot P = \frac{3,14}{4} (0,09^2 - 0,055^2) \cdot 32 = 0,085 \text{ МН};$$

Количество (z) и диаметр ($d_{ш}$) нажимных шпилек:

$$d_{ш} = 2 \sqrt{\frac{R_{ш}}{\pi[\sigma_{ш}] \cdot z}} = 2 \sqrt{\frac{0,085}{3,14 \cdot 120 \cdot 6}} = 0,0122 \text{ м.}$$

Принимаем $z = 6$, резьба М16, $[\sigma_{ш}] = 120 \text{ МПа}$, (сталь 45);

Толщина нажимного фланца: $h_{н2} = 2d_{ш} = 2 \cdot 16 = 32 \text{ мм}$;

Глубина расточки цилиндра под уплотнение: $h_y = h_2 + 10,5 = 14,5 + 10,5 = 25 \text{ мм}$.

Высота уплотнительного узла с учётом высоты нажимных шпилек:

$$H_{y2} = h_y + h_{н1} + 2d_{ш} = 25 + 32 + 2 \cdot 16 = 89 \text{ мм,}$$

Моменты инерции сечений:

$$\text{Стойка: } Y_a = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,12^4}{64} = 1,017 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

$$Y_c = \frac{\pi D_c^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,055^4}{64} = 0,45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

$$\text{Цилиндр: } Y_T = \frac{\pi D_{HO}^4}{64} (1 - C_H^4) = \frac{3,14 \cdot 0,17^4}{64} (1 - 0,7^4) = 30,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

$$C_H = \frac{D_{cy}}{D_{HO}} = \frac{120}{170} = 0,7.$$

$$Y_N = \frac{\pi D_{HV}^4}{64} (1 - C_B^4) = \frac{3,14 \cdot 0,19^4}{64} (1 - 0,737^4) = 45,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

$$C_B = \frac{D_v}{D_{HV}} = \frac{140}{190} = 0,737$$

6. Ход ножей (H).

Принимаем $H=125$ мм (расчет, приложение А)

7. Определяем геометрические параметры траверс

– размер по длине (размер L)

$$L = \frac{B}{2} + \frac{D_{HY}}{2} + 80 = \frac{2350}{2} + \frac{190}{2} + 80 = 1350 \text{ мм} = 1,35 \text{ м}$$

– момент сопротивления сечений траверс изгибу ($W_{H(B)}$):

материал траверс: сталь 35Х ($\sigma_B = 500$ МПа, $\sigma_T = 300$ МПа);

коэффициент запаса прочности $n_B = 7$;

$$W_{H(B)} = \frac{L \cdot R \cdot n_B}{\sigma_B} = \frac{1,35 \cdot 0,201 \cdot 7}{500} = 0,0038 \text{ м}^3$$

– размеры прямоугольного сечения:

при $b_T = 0,75$ м – ширина сечения траверсы, высота сечения

$$h_T = \sqrt{\frac{6W_{H(B)}}{b_T}} = \sqrt{\frac{0,0038 \cdot 6}{0,75}} = 0,174 \text{ м.}$$

Принимаем $h_T = 175$ мм.

– тогда момент инерции сечения:

$$Y_H = Y_B = \frac{b_T \cdot h_T^3}{12} = \frac{0,75 \cdot 0,175^3}{12} = 334,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

8. Конструктивные и расчётные размеры по длине стойки и цилиндра (рисунок 5.2)

– общий размер: $b = H + \frac{2(H_1 + H_2)}{3} = 125 + \frac{2(90 + 45)}{3} = 215$ мм;

– размеры стойки (плунжера):

$$a_{\max} = H + \frac{2H_1}{3} = 125 + \frac{2 \cdot 90}{3} = 215 \text{ мм};$$

$$a_{\min} = \frac{2H_1}{3} = \frac{2 \cdot 90}{3} = 60$$

$$C_{\max} = 2H + \frac{2H_1}{3} + H_2 + H_{y2} = 2 \cdot 215 + \frac{2 \cdot 90}{3} + 45 + 89 = 444 \text{ мм};$$

$$C_{\min} = H + \frac{2H_1}{3} + H_2 + H_{y2} = 125 + \frac{2 \cdot 110}{3} + 45 + 89 = 319 \text{ мм};$$

$$l_a = H_1 + H_{y1} + H = 90 + 97 + 125 = 312 \text{ мм};$$

$$l_c = H + H_2 + H_{y2} = 125 + 45 + 89 = 259 \text{ мм};$$

$$l_{\Sigma} = l_a + l_c = 312 + 259 = 591 \text{ мм};$$

– размеры цилиндра:

$$d = b - a_{\min} = 215 - 60 = 155 \text{ мм};$$

$$l = H + \frac{2H_2}{3} + H_1 + H_y - h_{\phi} = 125 + \frac{2 \cdot 45}{3} + 90 + 25 - 45 = 225 \text{ мм}$$

$$H_{\Sigma} = H + h_y + H_y + H_1 + H_2 = 125 + 90 + 45 + 25 + 25 = 310$$

9. Зазоры в зонах точек А и С (стойка), В и D (цилиндр) – рисунки Б.1 и Б.2

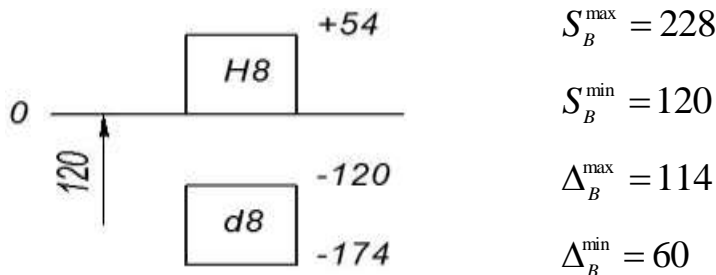


Рисунок Б.1 – Посадка $\varnothing 120 \frac{H9}{d8}$ (зона А и В)

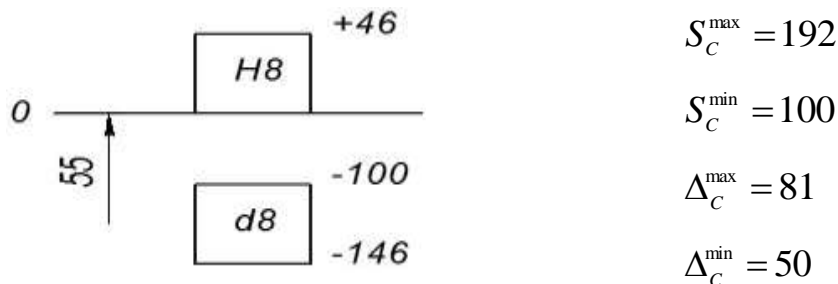


Рисунок Б.2 – Посадка $\varnothing 55 \frac{H9}{d8}$ (зона С и D)

10. Расчет сил Т (зависимость 5.8) и N (зависимость 5.9)

– расчет обобщённых геометрических параметров:

1) параметры A_N ; Λ ; A_{RN} (зависимость 5.3);

2) параметры A_T ; Λ ; A_{RT} (зависимость 5.4).

Таблица Б.1 – Исходные данные для данных расчетов:

b	L	L_R^{\min}	L_R^{\max}	a_{\max}	a_{\min}	c_{\max}	c_{\min}	Y_a	Y_C	Y_H
0,215	1,35	0	1,785	0,185	0,06	0,444	0,319	$1,017 \cdot 10^{-6}$	$0,45 \cdot 10^{-6}$	$334,9 \cdot 10^{-6}$

Расчет выполняем для двух сочетаний данных:

- 1) $C_{\min}, a_{\min}, L_R^{\min}$;
- 2) $C_{\max}, a_{\max}, L_R^{\max}$.

Результаты расчетов – в таблице 3.

- 1) параметры $Y_T; M; K_{RT}$ (зависимость 5.5);
- 2) параметры $Y_N; M; K_{RN}$ (зависимость 5.6)

Таблица Б.2 – Исходные данные для данных расчетов:

b	l	d	L	L_R^{\min}	L_R^{\max}	Y_T	Y_N	Y_B
0,215	0,225	0,155	1,35	0	1,785	$30,7 \cdot 10^{-6}$	$45,3 \cdot 10^{-6}$	$334,9 \cdot 10^{-6}$

Расчет выполняем для двух сочетаний исходных данных:

- 1) при L_R^{\min} ;
- 2) при L_R^{\max} .

Результаты расчетов – в таблице Б.3.

Таблица Б.3 – Результаты расчетов обобщённых геометрических параметров

условия параметр [1/М]	Значения параметров при:				
	C_{\max}, a_{\min} L_R^{\min} [М]	$C_{\max}, a_{\max}, L_R^{\max}$ [М]	параметр [1/М]	L_R^{\min} [М]	L_R^{\max} [М]
I	2	3	4	5	6
A_{RN}	867,9	292,9	K_{RT}	148,4	612,2

Продолжение таблицы Б.3

1	2	3	4	5	6
A_N	24302,7	61147,6	Y_T	300,6	300,6
Λ	3550,5	21832,9	M	9,2	9,2
A_T	844,4	9106,6	Y_N	4	4
A_{RT}	282,5	151	K_{RN}	6,5	27,2
Λ	3550,5	21832,9	M	9,2	9,2

Используя значения обобщённых геометрических параметров, выполним расчет сил N и T при двух сочетаниях зазоров зонах точек В и С (рисунок 5.1):

- 1) Δ_B^{\max} и Δ_C^{\max} ;
- 2) Δ_B^{\min} и Δ_C^{\min} .

Результаты расчетов в таблице Б.4.

Таблица Б.4 – Результаты расчетов сил N и T

условия сила, МН	Значения сил s и T при:			
	$C_{min}, a_{min}, L_R = L_R^{\min}$		$C_{max}, a_{max}, L = L_R^{\max}$	
	$\Delta_B^{\min}, \Delta_C^{\min}$	$\Delta_B^{\max}, \Delta_C^{\max}$	$\Delta_B^{\min}, \Delta_C^{\min}$	$\Delta_B^{\max}, \Delta_C^{\max}$
N	0,126	0,0112	0,00313	0
T	0,024	0,021	0,00184	0

11. Вычисление расчетных изгибающих моментов для стойки и коэффициентов K_R, K_d (зависимость 5.25) и K_C (зависимость 5.27).

Результаты расчетов сил N и T (таблица 5.2) показывает, что наибольшее силовое нагружение стойки имеют при: $\Delta_B^{\min}, \Delta_C^{\min}$ и C_{min}, a_{min} ($T=0,126$ МН, $N=0,024$ МН).

Изгибающие моменты в опасных сечениях стойки (рисунок 5.2а):

Сечение А–А: $M_{AN} = N \cdot b = 0,024 \cdot 0,215 = 0,00516$ МНм.

Сечение В–В:

$$M_{BN} = N \cdot C_{min} - T(C_{min} - b) = 0,024 \cdot 0,319 - 0,126(0,319 - 0,215) = -0,00545 \text{ МНм.}$$

Коэффициенты рассчитываем для более нагруженного сечения В–В:

$$k_R = \frac{M_{BH}}{R} = \frac{0,00545}{0,201} = 0,0271;$$

$k_d = 0,96$ (принимаем)

$$k_c = \frac{8k_R + k_d \cdot D_C}{k_d^3 \cdot D_C} = \frac{8 \cdot 0,027 + 0,96 \cdot 0,055}{0,96^3 \cdot 0,055} = 5,54$$

Необходимый предел текучести для материала стойки (зависимость 5.24):

$$\sigma_c = \sigma_{ц} \frac{k_{п} \cdot n_c \sigma_1}{n_{ц}} = 380 \frac{1 \cdot 2 \cdot 5,54}{3,11} = 1354 \text{ МПа}$$

В итоге: материал стойки – сталь 30ХГСНА ($\sigma_c = 1400$ МПа).

12. Изгибающие моменты в опасных сечениях цилиндра (рисунок 5.26).

Сечение С–С: $M_{CB} = T \cdot b = 0,126 \cdot 0,215 = 0,0271$ МНм.

Сечение D–D:

$$M_{DB} = Tl - N(l - b) = 0,126 \cdot 0,215 - 0,024(0,225 - 0,215) = 0,0259 \text{ МНм.}$$

Напряжение изгиба в опасном сечении (С–С)

$$\sigma_n = \frac{M_{CB} \cdot D_{HY}}{2Y_N} = \frac{0,0271 \cdot 0,19}{2 \cdot 45,3 \cdot 10^{-6}} = 56,8 \text{ МПа}$$

$$\text{При } [\sigma_{ц}] = 122,18 \text{ МПа и } \sigma_{ц} = 380 \text{ МПа: } n_{ц} = \frac{380}{122,18} = 3,11.$$

– необходимый запас $n_{ц}$ на компенсацию σ_n :

$$k_n = \frac{\sigma_n}{[\sigma_{ц}]} = \frac{56,8}{122,18} = 0,464$$

– имеющийся запас $n_{ц}$ на компенсацию σ_n :

$$k'_n = \frac{n_{ц} - [n_{ц}]}{[n_{ц}]} = \frac{3,11 - 2,5}{2,5} = 0,244$$

Требуется повышение k'_n до $k_n = 0,464$,

или повышение $n_{ц}$ до $n_{ц} = [\sigma_n](1 + k_n)$: $n_{ц} = 2,5(1 + 0,464) = 3,66$.

Необходимый предел текучести материала цилиндра:

$$\sigma_{ц} = n_{ц}[\sigma_{ц}] = 3,66 \cdot 122,18 = 447,19 \text{ МПа.}$$

В итоге: материал цилиндра – сталь 15Х ($\sigma_{ц} = 500 \text{ МПа}$).

13. Расчетные изгибающие моменты в опасных сечениях траверс (сечение 0–0, рисунок 5.2 а и б)

Нижняя траверса:

$$\begin{aligned} M_{OH} &= N \cdot c_{min} - T(c_{min} - b) - R(L - 0) = \\ &= 0,024 \cdot 0,319 - 0,126(0,319 - 0,215) - 0,201 \cdot 1,35 = -0,2506 \text{ МН} \end{aligned}$$

Верхняя траверса:

$$\begin{aligned} M_{OB} &= T \cdot l - N(l - b) - R(L - 0) \\ &= 0,126 \cdot 0,225 - 0,024(0,225 - 0,215) - 0,201 \cdot 1,35 = -0,245 \text{ МН} \end{aligned}$$

$$M_{OH} > M_{OB}$$

$$W_H = \frac{bh^2}{6} = \frac{0,75 \cdot 0,175^2}{6} = 0,3828 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$$

$$\sigma_H = \frac{M_{OH}}{W_H} = \frac{0,2506}{0,3828 \cdot 10^{-2}} = 65,45 \text{ МПа}$$

$$\text{Запас прочности: } n_H = \frac{\sigma_{ц}}{\sigma_H} = \frac{500}{65,45} = 7,63 > [n_H] = 7.$$

**Акт внедрения материалов диссертационной работы в производственную
деятельность ООО ИСК «ИВКО»**

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

Общество с ограниченной ответственностью
Индустриально-строительная компания «ИВКО»

Титенко К.В.

01 2024 г.



АКТ

**о внедрении (использовании) результатов
диссертационной работы
Байгузина Марселя Раисовича**

Комиссия в составе:

- председатель:

Петров С.П. – главный конструктор ООО ИСК «ИВКО» – начальник конструкторского отдела;

- члены комиссии:

1. **Колбин А.А.** – начальник технического отдела ООО ИСК «ИВКО»;
2. **Зотов С.В.** – главный механик ООО ИСК «ИВКО»;
3. **Сомов А.В.** – главный энергетик ООО ИСК «ИВКО».

Комиссия составила настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы **Байгузина Марселя Раисовича**, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, внедрены и используются в цехе изготовления металлоконструкций ООО ИСК «ИВКО» при модернизации существующих гильотинных ножниц.

Краткое описание выполненной работы.

Модернизированы существующие гидравлические гильотинные ножницы НГ3322.25, предназначенные для резки листового проката толщиной до 16 мм. В ходе работ модернизирован электрогидравлический привод ножниц. Конструкторским отделом разработаны мультипликатор и редуктор в соответствии с рекомендациями, изложенными в диссертационной работе. Заменены гидравлический насос и электродвигатель.

Полученный результат.

Модернизация электропривода существующих гильотинных ножниц позволила достигнуть следующих результатов:

- снижение установленной мощности насоса и давления на 25,9%, что позволило заменить существующий насос на шестерёнчатый.
- снижение необходимой электрической мощности, что позволило заменить существующий электродвигатель мощностью 18,5 кВт на 13 кВт. Снижение составило 30%.
- повышение скорости работы ножниц позволило увеличить количество резов с 6 в минуту до 10.
- экономический эффект составляет 1,5 млн. руб.

Председатель комиссии:

главный конструктор ООО ИСК «ИВКО» –
начальник конструкторского отдела

Рябинин А.П. 

Члены комиссии:

начальник технического
отдела ООО ИСК «ИВКО»

Колбин А.А. 

главный механик

ООО ИСК «ИВКО»

Зотов С.В. 

главный энергетик

ООО ИСК «ИВКО»

Сомов А.В. 

Акт внедрения материалов диссертационной работы в производственную деятельность ЗФ ПАО «ГМК «Норильский никель»




 УТВЕРЖДАЮ
 Главный механик
 ЗФ ПАО "ГМК "Норильский никель" -
 директор Департамента главного
 механика

 _____ И.Н. Бородин
18 марта 2024

АКТ

15 марта 2024

№ ЗФ/34-19-акт

О внедрении результатов диссертационной работы Байгузина М.Р. в производственную деятельность ЗФ ПАО "ГМК "Норильский никель"

Основание: рассмотрение материалов диссертационной работы Байгузина Марселя Раисовича на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Составлен комиссией:

Председатель комиссии:	Начальник Проектно-конструкторского центра Института "Норильскпроект" ООО "Институт Гипроникель" Летов С.В.
Члены комиссии:	Начальник отдела механо-технологического оборудования Проектно-конструкторского центра Института "Норильскпроект" ООО "Институт Гипроникель" Носырев Д.В.
	Главный менеджер отдела обеспечения ремонтной деятельности Департамента главного механика ЗФ ПАО "ГМК "Норильский никель" Таланцев В.И.

Комиссия составила настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы **Байгузина Марселя Раисовича**, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук внедрены и используются в производственной деятельности ЗФ ПАО "ГМК "Норильский никель", а именно:

1. В Проектно-конструкторском центре Института "Норильскпроект" ООО "Институт Гипроникель" используются программы для ЭВМ при разработке проектов на ремонт и изготовление металлургического оборудования с гидравлическим приводом:

- Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023684518 Российская Федерация. Расчет скоростных и энергосиловых параметров насосного редукторно-мультипликаторного привода на основе математической модели процессов трения.
- Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023684091 Российская Федерация. Расчет бесштанной конструкции двухцилиндрового силового блока листовых ножниц в зависимости от условий подачи смазочного материала.
- Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024610626 Российская Федерация. Расчет основных параметров редукторно-мультипликаторного привода листовых ножниц.

2. На Механическом заводе ООО «Норильскникельремонт» в цехах сборочно-сварочного производства модернизированы:

2.1 Гидравлические двухцилиндровые гильотинные ножницы НГ3225 предназначенные для резки листового проката толщиной до 40 мм и шириной до 3200 мм. Модернизация электропривода существующих двухцилиндровых гильотинных ножниц позволила достигнуть следующих результатов:

- снижение установленной мощности насоса и давления на 20,1%;
- снижение необходимой электрической мощности, что позволило заменить существующий электродвигатель мощностью 40 кВт на 32 кВт. Снижение составило 20%;
- экономический эффект составляет 2,5 млн. руб.

2.2 Листогибочный двухцилиндровый гидравлический пресс MetaTec HBC 600/6000 предназначенные для гибки листового металла с шириной листа до 6000 мм и усилием до 600 т. Модернизация электропривода, существующего листогибочного двухцилиндрового гидравлического пресса позволила достигнуть следующих результатов:

- снижение установленной мощности насоса и давления на 24,3 %;
- снижение необходимой электрической мощности, что позволило заменить существующий электродвигатель мощностью 45 кВт на 33,3 кВт. Снижение составило 26%;
- экономический эффект составляет 3,1 млн. руб.

Техническим отделом Механического завода разработаны гидравлический мультипликатор и гидравлический редуктор в соответствии с методиками,

методиками, изложенными в диссертационной работе, что показывает их пригодность для инженерных расчетов.

Председатель комиссии



Летов С.В.

Члены комиссии



Носырев Д.В.

Таланцев В.И.

**Акт внедрения материалов диссертационной работы в учебную деятельность
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»**



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по образовательной деятельности
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»

И.Р. Абдулвелеев

«03» сентября 2024 г.

АКТ

использования в учебном процессе

ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова» результатов диссертационной работы:

Байгузина Марселя Раисовича

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Материалы диссертационного исследования внедрены в образовательный процесс на кафедре «Машины и технологии обработки давлением и машиностроения» и используются при подготовке кадров высшей квалификации в аспирантуре по направлению подготовки 2.5.7. Технологии и машины обработки давлением при преподавании учебной дисциплины «Технологии и машины металлургического производства».

Согласовано:

Зав. кафедрой МиТОДиМ,
д.т.н., профессор
С.И. Платов
03.09.24

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

**Акт внедрения материалов диссертационной работы в учебную деятельность
ФГБОУ ВО «ЗГУ им. Н.М. Федоровского»**

УТВЕРЖДАЮ

Декан горно-технологического факультета
кандидат географических наук, доцент
ФГБОУ ВО ЗГУ им. Н.М. Федоровского

 А.А. Черемисин

« 30 »  2024

АКТ

использования в учебном процессе

ФГБОУ ВО Заполярный государственный университет им.

Н.М. Федоровского результатов диссертационной работы Байгузина

Марселя Раисовича на соискание ученой степени кандидата технических наук

Материалы диссертационного исследования внедрены в образовательный процесс на кафедре *технологических машин и оборудования* используются при подготовке бакалавров направления 15.03.02 – «Технологические машины и оборудование», профиль подготовки металлургические машины и оборудование, цифровой инжиниринг и 3D-печать при преподавании учебных дисциплин:

- «Гидро и пневмопривод металлургических машин»;
- «Гидравлические и пневматические машины»;
- «Металлургические машины и оборудование».

Согласованно:

Заведующий каф. ТМиО,
к.т.н., доцент





А.А. Федоров

Исполнитель:

Ст. преподаватель каф. ТМиО



М.Р. Байгузин