

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ЛЬВОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИМ. ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

УДК 621.825.5

Гевко Роман Богданович

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО-  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ШАРИКОВЫХ ПРЕДОХРА-  
НИТЕЛЬНЫХ МУФТ

05.02.02 - Машиноведение  
и детали машин

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата  
технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук,  
профессор ХРИСАНОВ М.И.

Львов - 1990 г.

# СО Д Е Р Ж А Н И Е

	стр.
В В Е Д Е Н И Е .....	4
Глава I. АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ШАРИКОВЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ, ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	6
I.1. Анализ существующих конструкций и работ по их исследованию.....	6
I.2. Анализ существующих классификаций и их роли в совершенствовании конструкций муфт.....	19
I.3. Требования, предъявляемые к предохранительным муфтам приводов машин.....	26
I.4. Методы и задачи исследования, научная новизна и реализация работы.....	32
Глава II. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СРАБАТЫВАНИЯ САМООТКЛЮЧАЮЩИХСЯ ШАРИКОВЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ.....	35
2.1. Структурный анализ шариковых защитных устройств....	35
2.2. Состояние тел качения в процессе срабатывания предохранительных муфт.....	39
2.3. Силовой расчет предохранительной муфты с элементами зацепления шарик-лунка.....	42
2.4. Силовой расчет самоотключающейся предохранительной муфты с автоматическим включением со схемой зацепления полумуфт шарик-шарик.....	49
2.5. Воздействие динамических нагрузок на работу предохранительных муфт.....	61
Глава III. ПРОГРАММА, МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	78
3.1. Программа и методика экспериментальных исследований.....	78

3.1.1.	Конструкции самоотключающихся предохранительных шариковых муфт.....	78
3.1.2.	Стенд для определения характеристик предохранительных муфт.....	83
3.1.3.	Методика проведения экспериментальных исследований.....	93
3.2.	Результаты экспериментальных исследований.....	103
3.2.1.	Результаты исследований самоотключающейся предохранительной муфты с реверсивным включением.....	103
3.2.2.	Результаты исследований самоотключающейся предохранительной муфты с автоматическим включением.....	112
3.3.	Сопоставительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований.....	119
Глава IV.	ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ.....	124
4.1.	Инженерная методика расчета конструкций самоотключающихся предохранительных муфт.....	124
4.2.	Использование ЭВМ при расчете и проектировании защитных устройств.....	126
4.3.	Разработка перспективных конструкций шариковых предохранительных муфт.....	140
4.4.	Технико-экономическое обоснование выбора конструктивных решений защитных устройств.....	150
	ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО РАБОТЕ.....	152
	ЛИТЕРАТУРА.....	155
	ПРИЛОЖЕНИЕ.....	162

## ВВЕДЕНИЕ

Интенсификация современного производства требует расширения номенклатуры и типоразмеров машин, которые должны работать в самых различных условиях при качественном выполнении своих функциональных назначений, высокой надежности и долговечности.

Надежность машин в целом зависит от надежности отдельных их элементов: приводов, трансмиссий, рабочих органов, а также устройств по защите этих узлов - предохранительных муфт /защитных устройств/. В этом случае рациональное использование совершенных конструкций защитных устройств, с учетом динамики процесса перегрузки, способствует повышению срока службы машин и надежности их функционирования.

Причины возникновения перегрузок в механизмах машин разнообразны. Здесь велика вероятность возникновения перегрузок по технологическим причинам, так как состояние обрабатываемого продукта и рабочих органов изменяется в процессе работы. Для большинства механизмов сельскохозяйственных машин характерна возможность аварийной перегрузки в результате попадания в рабочие органы камней и других недробимых тел.

Применение на многих металлорежущих станках, сельскохозяйственных машинах различных фрикционных, кулачковых, шариковых и других предохранительных муфт не обеспечивает должной защиты приводов от перегрузок. Высокие ударные нагрузки, возникающие в процессе пробуксовки существующих защитных устройств, их низкая надежность и долговечность, привели к необходимости создания самоотключающихся предохранительных муфт с различными способами включений. Конструкции таких защитных устройств обеспечивают полное размыкание потока энергии, передаваемого от привода к рабочему органу, что в значительной степени снижает износ как са-

мих муфт, так и других элементов кинематической цепи. Поэтому определение функциональных и эксплуатационных характеристик самоотключающихся шариковых предохранительных муфт, разработка методик проектирования, комплекса научных и практических рекомендаций для создания новых высокоэффективных защитных устройств является весьма актуальной задачей.

Целью диссертационной работы является обеспечение надежной защиты приводов машин от перегрузок путем разработки новых конструкций и определения функционально-эксплуатационных характеристик самоотключающихся шариковых предохранительных муфт с реверсивным и автоматическим включениями.

На защиту выносятся следующие основные положения:

теоретическое обоснование условий взаимодействия тел качения в режиме относительного проворота подмуфт для различных схем зацепления;

расчет структурных и кинематических показателей, а также кинетостатических характеристик защитных устройств и определение их конструктивных, силовых и энергетических параметров;

теоретическое исследование динамических процессов, возникающих при функционировании перегруженных приводов, защищенных шариковыми предохранительными муфтами;

стендовые испытания разработанных конструкций защитных устройств и определение их функциональных и эксплуатационных характеристик;

разработка методик выбора конструктивных параметров предохранительных муфт с использованием ЭВМ.

## ГЛАВА I. АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ШАРИКОВЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ, ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.

### I. I. Анализ существующих конструкций и работ по их исследованию.

Надежность любой машины в целом зависит от надежности ее элементов в отдельности, правильности их расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации. Современные методы расчета с достаточной степенью точности обеспечивают возможность выбора конструктивных параметров деталей машин с учетом динамики их работы. При этом многие процессы, происходящие с механизмами во время их эксплуатации, трудно поддаются математическому моделированию, что требует надежной защиты этих машин от перегрузок. Требования надежности, низкой металлоемкости и себестоимости, предъявляемые к машинам, обуславливают необходимость дальнейшего совершенствования и создания качественно новых, высокоточных и надежных защитных устройств - предохранительных муфт.

В современных машинах применяются предохранительные муфты различных типов, к которым можно отнести следующие: со срезными штифтами, шариковые, кулачковые, фрикционные, рычажные и другие /12,30,59,62,66,67/. Наиболее широкое распространение получили кулачковые и фрикционные защитные устройства. Такое широкое их применение обусловлено тем, что они не требуют высокой точности изготовления и конструктивно просты. Также важным фактором, способствовавшим их массовому использованию, явилось то, что функциональным назначением кулачковых и фрикционных муфт в их первоначальном виде не было предохранение. Это были муфты для соединения валов, муфты включения-выключения, добавление упругой связи к которым, с незначительным изменением конструкции, привело к созданию кулачковых и фрикционных защитных устройств. При этом характеристики точности и надежности этих муфт не отвечают тре-

бованиям, которые предъявляются к защитным устройствам современных машин. Их коэффициенты точности чрезвычайно низки, а технические характеристики быстро падают с увеличением срока службы, особенно для кулачковых муфт, где профиль элементов сцепления изменяется с каждым относительным поворотом полумуфт в режиме срабатывания. Нагрев фрикционных дисков при относительном проскальзывании полумуфт ведет к изменению коэффициентов трения между ними, быстрому их износу, изменению формы поверхностей трения, что снижает точность срабатывания и надежность этих муфт. Создание фрикционных защитных устройств с шариковым отжимом /28/ не привело к положительным результатам, поскольку муфта, постоянно вибрируя при перегрузке, включаясь-выключаясь, может входить в автоколебательный режим и сама становится источником разрушения как самой муфты, так и других деталей привода.

Рычажные предохранительные муфты /13/, несмотря на свои высокие точностные характеристики, не нашли широкого распространения в приводах машин общего назначения из-за высокой сложности и трудоемкости изготовления, а также больших габаритных размеров.

Точность срабатывания шариковых предохранительных муфт значительно выше, чем кулачковых и фрикционных при достаточной простоте конструкции /74/. Это достигается за счет того, что значительная часть момента вращения передается за счет кинематической схемы механизма отжима муфты, а потери на трение в момент ее срабатывания ниже, чем в кулачковых и фрикционных защитных устройствах. Коэффициент трения-скольжения, возникающий между зацепленными шариками, частично переходит в коэффициент трения-качения при срабатывании муфты, а высокая чистота обработки и твердость поверхностного слоя тел качения обеспечивает им высокий срок службы в процессе эксплуатации. Использование различных схем шариковых зацеплений также может значительно расширить функциональные воз-

возможности защитных устройств. Такие муфты выполняют функции предохранения, компенсации смещения валов, демпфирования пусковых моментов и др. Но, несмотря на эти бесспорные преимущества, шариковые предохранительные устройства из-за необходимости высокой точности изготовления не получили такого широкого распространения, как кулачковые и фрикционные. В основном они используются в приводах с легким режимом работы.

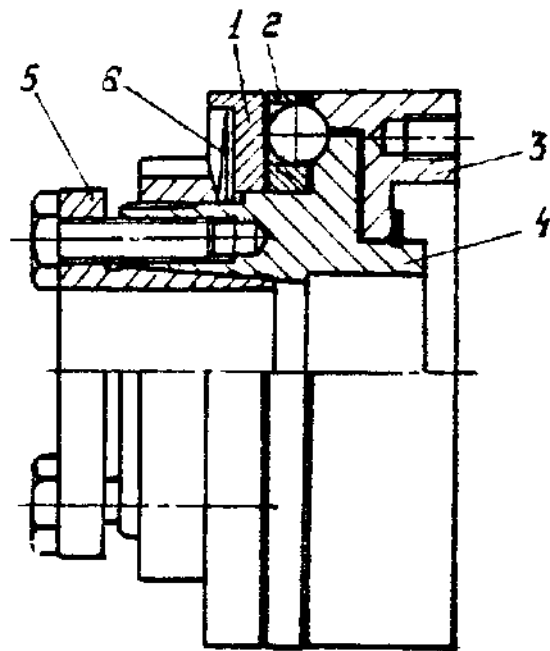
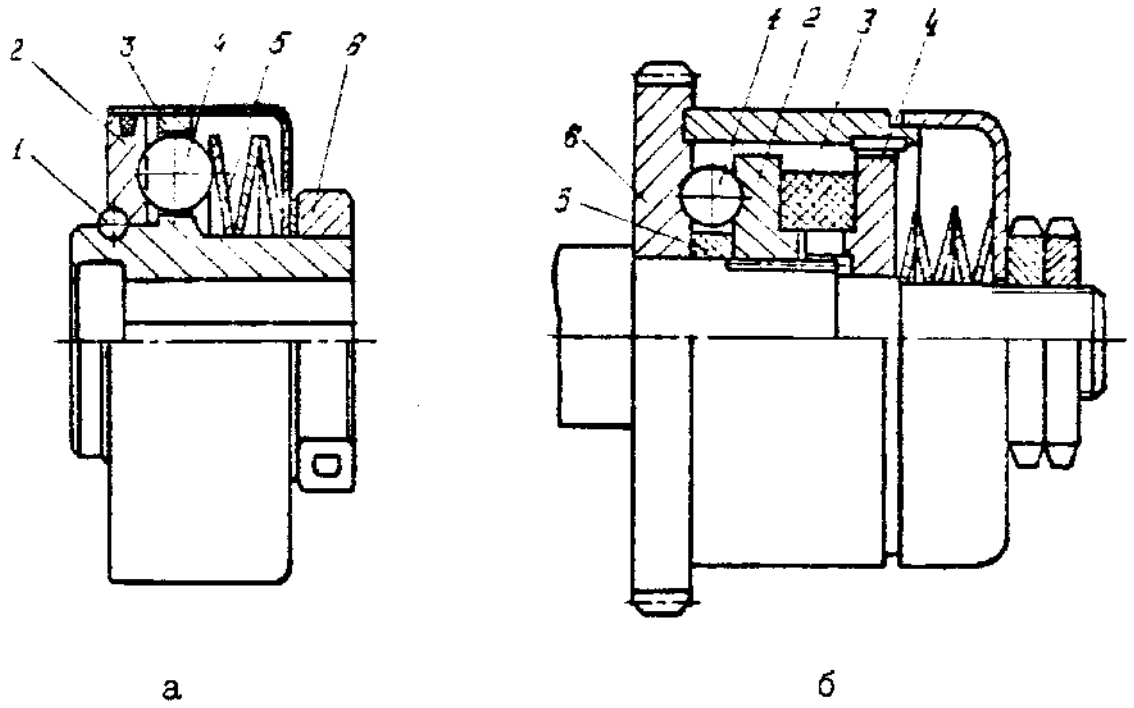
Использование прогрессивных технологий, высокоточных металлорежущих станков и автоматов обеспечивает возможность изготовления элементов шариковых муфт с высокой степенью точности. В этом случае проведение глубокого теоретического анализа функционирования шариковых предохранительных муфт с учетом динамики процесса перегрузки, исследование их основных функциональных и эксплуатационных характеристик с целью определения конструктивных, силовых и энергетических параметров этих защитных устройств будет активно способствовать их использованию в приводах новых машин.

Рассмотрим наиболее характерные конструкции шариковых предохранительных муфт. На рис. I.1а изображена муфта фирмы "Вальтершайд" /ФРГ/ /59/. Она содержит ступицу 3, диск с отверстиями, в которых установлены шарики 4, поджимаемые пакетом тарельчатых пружин 5. Опорный диск 2 имеет лунки под тела качения и беговую дорожку. Муфта замыкается на ступице с одной стороны шариками 1, а с другой стороны - регулировочной гайкой 6 со стопорной шайбой. В случае превышения силами сопротивления заданного предельного момента, ступица 3 с шариками 4 проворачивается относительно опорного диска 2. При этом шарики 4 выходят из лунок опорного диска, сжимая пакет тарельчатых пружин.

К положительным особенностям этой муфты относятся компактность, применение тарельчатых пружин, герметичность, простота конструкции.



Шариковые предохранительные муфты



В

Рис. I. I

К недостаткам следует отнести открытое исполнение шариковой опоры диска 2 на ступице, возможность перемещения смазки телами качения 4 из рабочей зоны в зону пакета тарельчатых пружин, проворачивание пружин шариками относительно ступицы, частые повторные включения муфты в режиме срабатывания, что значительно снижает ее долговечность.

При выходе из лунок опорного диска шарики не только катятся, но и скользят, интенсивно изнашивая лунки и канавку, что приводит к падению предельного момента, передаваемого муфтой. Этот недостаток присущ большинству шариковых предохранительных устройств и является одной из основных причин недостаточной их применяемости.

Существует ряд конструктивных мероприятий, которые в той или иной степени устраняют этот недостаток. К ним можно отнести, например, смещение положения точки взаимодействия нажимного диска с шариками ближе к их оси вращения /74/. В этом случае шарики имеют сложное вращательное движение. Применяв смешанную радиально-торцевую конструктивную схему взаимодействия шариков с ведомыми элементами муфты, частично можно заставить их вращаться.

Исследование шариковых предохранительных устройств показало, что их наиболее уязвимое место - высокие ударные нагрузки в режиме повторных замыканий, приводящие к усиленному износу лунок, быстрому падению передаваемого момента. К тому же высокие ударные нагрузки, чаще осевые, неблагоприятно сказываются на работе не только самих предохранительных муфт, но и других защищаемых узлов привода. Особенно чувствительны к таким воздействиям шарикоподшипники, зубчатые и цепные передачи, валы и другие элементы кинематических цепей. Эти недостатки привели к потребности создания конструкций защитных устройств с уменьшенными ударными нагрузками при их срабатывании.

Наиболее типичной конструкцией такого типа является шариковая предохранительная муфта /21/, показанная на рис. I. Iб. Она содержит ведущую 6 и ведомую 2 полумуфты, соединенные посредством шариков I. Между полумуфтами расположено демпфирующее кольцо 5, обеспечивающее частичное гашение ударных нагрузок в режиме перегрузки. Аналогично установлено кольцо 3 между ведомой полумуфтой 2 и нажимным диском 4, выполняющее те же функции демпфирования.

Такая конструкция шариковой предохранительной муфты значительно снижает силу ударов при включении полумуфт, однако не исключает быстрого износа лунок, шлицевых соединений, что приводит к падению ее технических характеристик с увеличением ресурса работы.

Для устранения частых повторных включений полумуфт при срабатывании, путем полного прекращения передачи потока энергии в случае возникновения перегрузки, применяются самоотключающиеся шариковые предохранительные устройства.

К ним можно отнести муфту западногерманской фирмы "Якоб", изображенную на рис. I. Iв /60/. При нормальном режиме работы машины шарик с помощью нажимной шайбы I и тарельчатых пружин 6 вдавливается в сферические лунки, расположенные наполовину в нажимном 4, наполовину во фланцевом кольце 3. Таким образом, они совершенно без зазора передают усилие или вращающий момент с нажимного кольца на фланцевое и наоборот. Нажимное кольцо с помощью конической втулки 5 без зазора закреплено на валу. При перегрузке нажимное кольцо проворачивается по отношению к фланцевому и выжимает посредством шариков нажимную шайбу, смещая ее в сторону сжатия тарельчатых пружин.

Так как в процессе включения в осевом направлении перемещаются только шарик и нажимная шайба, возникает незначительная масса включения. Повышение динамического момента вращения в ре-

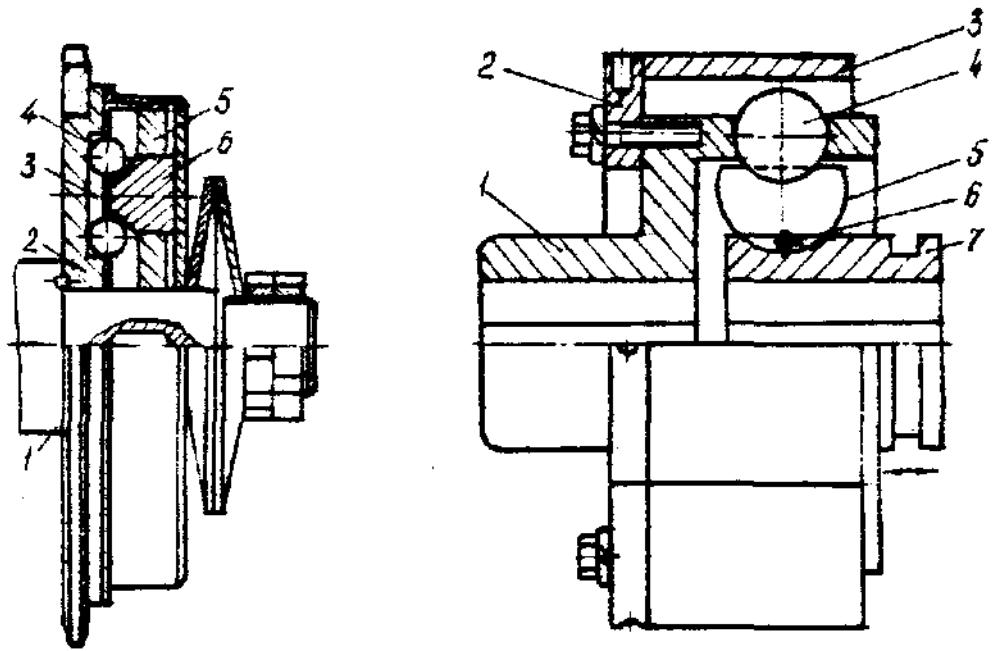
зультате ускорения этих масс остается очень небольшим. Эти явления обеспечивают хорошие характеристики муфты. Однако, повторное включение устройства производится путем реверсирования, проворотом фланцевого кольца относительно нажимного, что не всегда возможно осуществлять автоматически. Ручное включение муфты снижает производительность труда, требует больших усилий и затрат времени. К тому же такая конструкция муфты достаточно сложна в изготовлении.

Другим способом снижения частых включений устройства и устранения высоких ударов при перегрузке является выполнение на одной из полумуфт замкнутых транспортных дорожек различных конфигураций /8, 9/. Такие муфты характеризуются высокой чувствительностью к изменениям величины передаваемых моментов. Они более долговечны, поскольку при прохождении шариками транспортных дорожек преобладает трение-качение, что значительно снижает износ рабочих частей полумуфт.

Рассмотрим шариковую предохранительную муфту /II/ такого типа, показанную на рис. 1.2а. Она состоит из ведомой полумуфты 2, свободно установленной на валу 1, с которой жестко соединена ведущая полумуфта 5. С торцевой стороны на ведомой полумуфте выполнена транспортная дорожка 3, образованная двумя эллипсами, большие оси которых взаимно перпендикулярны. В этой дорожке установлены шарики 4, которые с противоположной стороны диаметрально расположены в пазах ведущей полумуфты. Между телами качения в сквозных отверстиях ведущей полумуфты находятся призматические колодки 6, поджимаемые посредством нажимного диска 7, тарельчатыми пружинами.

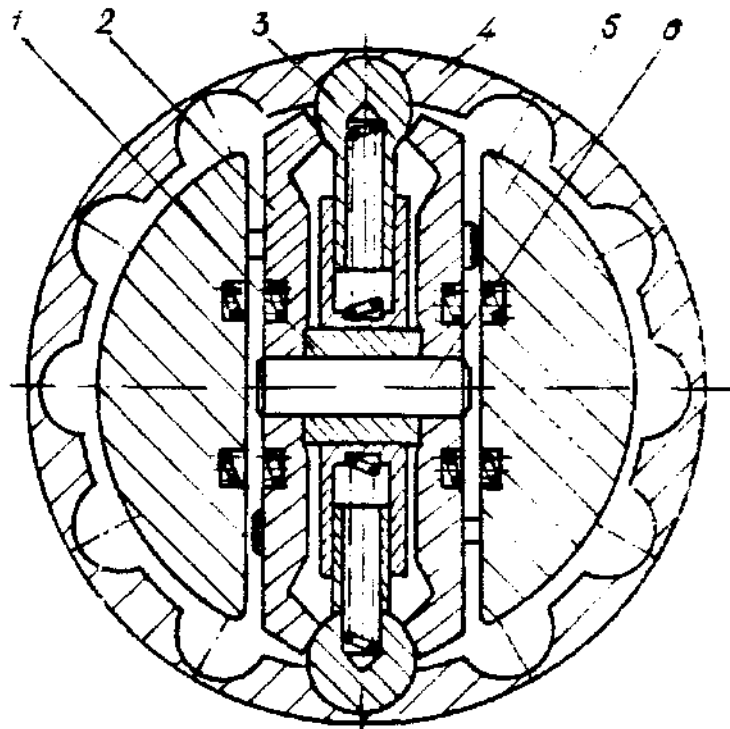
При относительном смещении полумуфт, в случае возникновения перегрузки, тела качения обкатываются по транспортной дорожке. Это приводит к радиальному движению попарно расположенных

Шариковые предохранительные муфты



а

б



в

Рис. I. 2

шариков навстречу друг к другу в радиальном пазу ведущей полу-муфты, что обеспечивает перемещение призматических колодок в сторону сжатия пружин.

Несмотря на хорошие технические характеристики, плавность и безударность срабатывания, муфта достаточно сложна в изготовлении, а выполнение транспортной дорожки в виде двух взаимоперпендикулярных эллипсов с высокой точностью возможно на станках с ЧПУ.

В последнее время все большее распространение находят шариковые предохранительные устройства с расширенными функциональными возможностями. Такие муфты особенно часто применяются в приводах сельскохозяйственных машин, где одна муфта выполняет несколько функций: предохранение, демпфирование пусковых моментов, компенсацию смещения осей валов.

Один из вариантов многофункциональной шариковой предохранительной муфты /72/ изображен на рис. 1.26. Она содержит ведущую полумуфту 1, связанную посредством болтовых соединений с поворотным диском 2 и многогранной втулкой 3. В сквозных отверстиях ведущей полумуфты установлены тела качения 4, контактирующие с гранями втулки 3 и упругим элементом 5. Упругий элемент выполнен в виде витой пружины, содержащей по периферии прямолинейные участки и закрепленной в пазах ступицы 7 посредством кольца 6.

Относительный проворот полумуфт, в случае возникновения перегрузки, происходит при отклонении витков пружины в окружном направлении и проскакивании между ними тел качения. Муфта выполняет функции предохранительной, упругой, компенсирующей, включения-отключения. Однако невысокая нагрузочная способность, низкая точность срабатывания, недолговечность пружины значительно снижает эксплуатационные и ресурсные характеристики муфты.

Особый интерес вызывает идея создания самоотключающихся

шариковых защитных устройств с автоматическим включением посредством центробежных сил. Суть таких конструкций заключается в том, что при возникновении перегрузки муфта срабатывает и полностью размыкает кинематическую цепь без повторных включений. При этом включение защитного устройства производится снижением частоты вращения ведущего вала, что не требует специальных механизмов для его включения.

Такие муфты характеризуются высокой долговечностью, сохранением своих технических показателей при длительном режиме работы.

Рассмотрим один из вариантов самоотключающейся предохранительной муфты с автоматическим включением /15/. Она изображена на рис. 1.2в и содержит ведущий вал I, на котором посредством пальца 6 с возможностью радиального перемещения расположены фиксирующие рычаги 2, контактирующие своими скошенными рабочими поверхностями с шарообразными пальцами 3, установленными в лунках ведомой полумуфты 4. Рычаги с помощью тяг соединены с центробежными колодками 5, каждая из которых связана с противоположным рычагом. Шарообразные пальцы и центробежные колодки подпружинены.

При передаче муфтой момента центробежные колодки вращаются с ведущими частями, стремясь сжать между собой рычаги 2, что ведет к повышению силы сцепления между шарообразными пальцами и ведомой полумуфтой.

В случае превышения момента сопротивления выше допустимого стопорится ведомая полумуфта, шарообразные пальцы выходят из зацепления с лунками и фиксируются рычагами благодаря действию центробежных сил. Повторное включение полумуфт невозможно, так как при заклинивании пальцев между рычагами обеспечивается полное рассоединение полумуфт. При выключении привода центробежная сила, действующая на колодки, уменьшается до определенного значения, при котором под действием пружин происходит включение муфты.

Такая конструкция защитного устройства обеспечивает полное рассоединение полумуфт в режиме срабатывания и их автоматическое включение при снижении частоты вращения ведущей части привода.

Однако рассмотренная конструкция очень сложна в изготовлении и величина передаваемого момента в значительной степени зависит от частоты вращения муфты, что также является существенным недостатком.

Создание простых самоотключающихся предохранительных устройств с незначительным влиянием центробежной силы на величину передаваемого момента во многом бы разрешило стоящие проблемы перед шариковыми предохранительными муфтами.

Среди стран членов СЭВ наиболее перспективные конструкции предохранительных муфт созданы в ПНР, Румынии, ВНР, ГДР /34,39, 51,64/. Эти страны имеют свои каталоги унифицированных конструкций предохранительных муфт, в настоящее время активно ведут поиск новых конструктивных решений.

Ведущими капиталистическими странами в области производства предохранительных муфт являются ФРГ /фирмы "Якоб", "Вальтершайд", "Строгмаг", "Майр", "Боленц и Шефер КГ", "Кауерманн"/, США /фирмы "Морзе", "Хилард корпорейшн", "Карил Джонсон меншн компания", "Вейслер Инжиниринг энд Мэньюэнкчуринг"/, Англия /фирмы "Метастрим", "Крофтс инжнирс лимитед"/, Франция /фирмы "Слема", "Глянзер опцер"/, Италия /фирмы "Бонди и Повеси"/ /35,36/.

Некоторые иностранные фирмы, выпускающие сельскохозяйственную технику, используют наряду с унифицированными предохранительными муфтами, получаемые от специализированных муфт, свои оригинальные конструкции.

В США - это фирмы "Уни Вайндровер", "Джон Дир", "Уни Хаккер", "Мейсей - Харрис", "Оливер", "Мак Кормик", "Рото-Баллер", "Аллис Чалмерс", в Бельгии - фирмы "Арнады", "Класус", в Канаде -



фирмы "Мэсси-Феррюсон", в Японии - фирма "Кубота", в ФРГ - фирма "Хорд" и др. /37,38/.

За рубежом, в ряде стран созданием и производством предохранительных муфт занимается одновременно несколько фирм, и часто случается, что в одной стране две или три фирмы выпускают муфты одного и того же типа с незначительными конструктивными отличиями. Все это не обеспечивает унификацию предохранительных муфт, выпускаемых отдельными фирмами, в пределах страны, но гарантирует фирмам сбыт невзаимозаменяемых муфт.

Имеет также большое значение число типоразмеров предохранительных муфт, выпускаемых отдельными фирмами, что позволяет удовлетворить различные требования конструкторов и широко использовать муфты в машинах. Однако, это удорожает изделия за счет снижения серийности. Большинство зарубежных фирм специализируются на выпуске предохранительных муфт для различных отраслей промышленности, в том числе и для отрасли сельскохозяйственного машиностроения.

Общая тенденция по применению предохранительных муфт в сельскохозяйственных машинах за рубежом сводится к тому, что многие страны Европы, а также ряд фирм США и Канады применяют предохранительные муфты специализированных фирм, например, "Вальтершайд" /ФРГ/, "Бондиоли и Павеси" /Италия/.

Из стран-членов СЭВ предохранительные муфты фирмы "Бондиоли и Павеси" применяют ПНР, НРБ, а также СФРЮ.

Широкое применение предохранительных муфт указанных специализированных фирм объясняется простотой конструкции выпускаемых муфт, их технологичностью и сравнительно низкой стоимостью, а также обеспечением потребителя всеми видами консультаций - сервиса.

Отличительной особенностью предохранительных муфт зарубеж-

ных стран является также уменьшенный габарит по длине и увеличенный по наружному диаметру. В основном же зарубежные базовые конструкции муфт аналогичны отечественным.

При теоретических исследованиях, как правило, рассматривались процессы, происходящие в момент первоначального срабатывания защитных устройств и определялась их грузонесущая способность /56/, время отключения /79/ и другие параметры. Значительное число работ /20, 50, 52, 54, 58, 61, 70/ посвящено расчету и конструированию предохранительных муфт.

Динамические нагрузки, возникающие при срабатывании защитных устройств, несмотря на активный поиск путей их снижения /5, 23, 25, 40, 41, 53, 55, 71, 81/, остались слабо изученными, а их воздействие в процессе относительного проворота полумуфт снижает функциональные и эксплуатационные характеристики как самих предохранительных муфт, так и других элементов кинематической цепи.

Большой вклад в формирование научных основ разработки защитных устройств внесли ученые Решетов Д.Н., Тепенкичев В.К., Хрисанов М.И., Иванов Е.А., Поляков В.С., Ряховский О.А., Барбаш И.Д., Есипенко Я.И., Афанасьев М.К., Тривайло М.С., Нагорняк С.Г., Флик Е.П., Киндратский Б.И., Дяченко С.К., Киркач Н.Ф., Зеленский А.С. и другие.

Вопросами теории и проектирования предохранительных муфт занимались ВИСХОМ, УкрНИИСХОМ, Краснодарское ОКТБ по цепным передачам для сельскохозяйственных машин, Киевские политехнический и автомобильно-дорожный институты, Львовский политехнический институт и другие.

Основной акцент при исследовании уделялся кулачковым и фрикционным предохранительным муфтам, в то время как шариковые защитные устройства изучены недостаточно полно. В ряде работ /24, 26, 29, 75/ определены только общие расчетные формулы, не позволяющие

в полной мере описать переходные процессы, возникающие при срабатывании шариковых предохранительных муфт. Элементарные схемы расчета по определению конструктивных параметров таких устройств для различных схем шариковых зацеплений приведены в работах Полякова В.С., Барбаша И.Д., Ряховского О.А.

Некоторыми вопросами профилирования лунок под шарики с целью обеспечения постоянного момента срабатывания занимался Нагорняк С.Г. /49/.

Вопросы точности срабатывания фрикционных муфт с шариковыми отжимными устройствами изложены в работах Есипенко Я.И., Паламаренко А.З., Афанасьева М.К. /27/.

Однако ни эти работы, ни ряд других не дают полного представления о переходных процессах, которые возникают при срабатывании шариковых предохранительных муфт.

## 1.2. Анализ существующих классификаций и их роли в совершенствовании конструкций муфт.

В основу существующих классификаций предохранительных муфт положены функционально-конструктивные признаки.

Известна классификация защитных устройств, разработанная Комитетом технической терминологии АН СССР /76/, по которой предохранительные муфты разделены на кулачковые, фрикционные и муфты с разрушающимся элементом. Более полная классификация защитных устройств приведена в общей классификации муфт для соединения валов, разработанной Советом Экономической Взаимопомощи. Данная классификация не исключает расширения ее по мере необходимости или уточнения путем введения дополнительных классификационных признаков, например, по взаимодействию рабочих органов и по их геометрической форме и т.д.

Существует более узкая классификация предохранительных муфт и упруго-предохранительных муфт повышенной точности в зави-

### КЛАССИФИКАЦИЯ ШАРИКОВЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ.

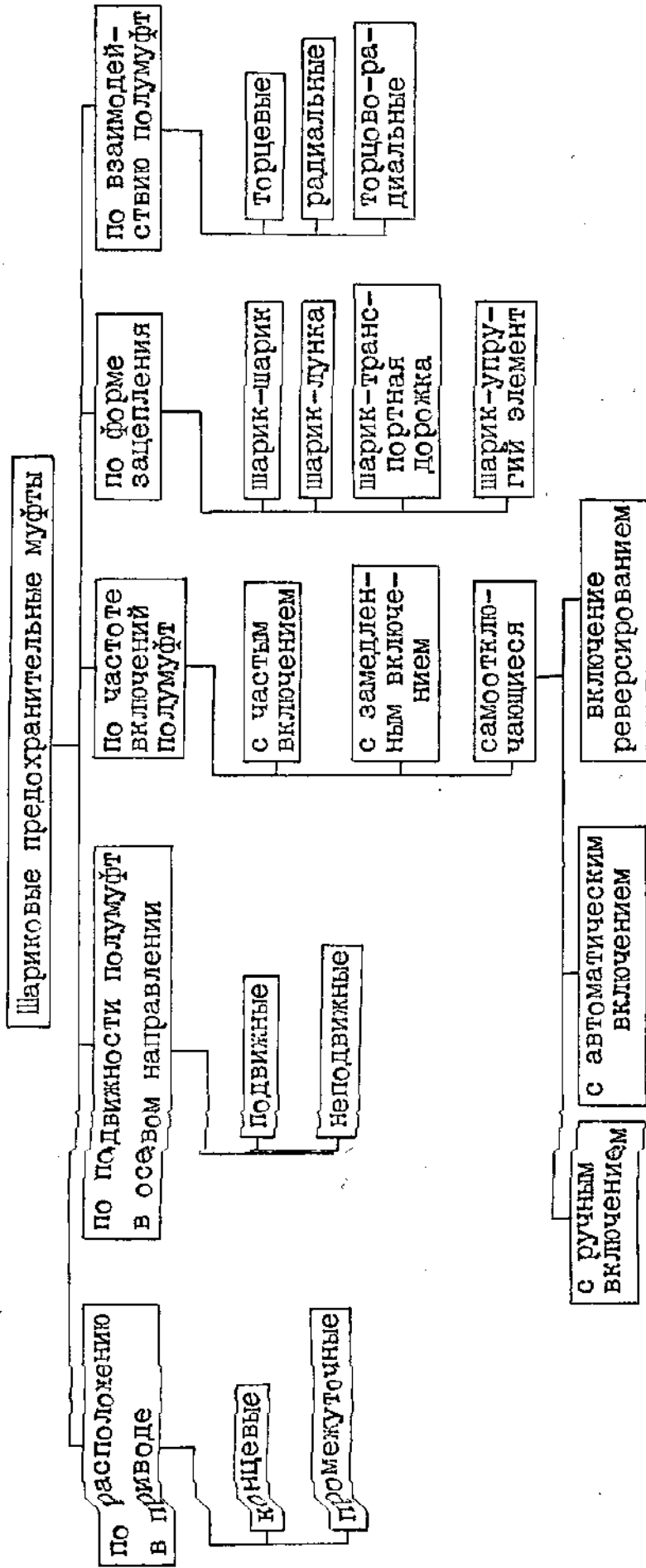


Рис. 1.3.

к интенсивному износу отверстий и снижению точности срабатывания муфты.

По частоте включения полумуфт в режиме пробуксовки защитные устройства подразделяются на муфты с частым и замедленным включением и самоотключением.

К муфтам с частым включением при относительном вращении полумуфт относятся обычные шариковые защитные устройства, состоящие из полумуфт, соединенных телами качения.

При одном провороте ведущей полумуфты относительно ведомой, муфта срабатывает столько раз, сколько шариков находится в зацеплении. Такие защитные устройства недолговечны.

Конструкция муфт с замедленной частотой включения /19/ более сложны в изготовлении, некоторые из них характеризуются наличием планетарных передач. Повторные срабатывания осуществляются через несколько относительных проворотов полумуфт, что в несколько раз снижает количество повторных включений в режиме пробуксовки. Однако сложность конструктивного исполнения таких муфт затрудняет их использование, несмотря на высокую точность срабатывания и длительный срок службы.

Самоотключающиеся предохранительные муфты /7, 15, 78/ обеспечивают полное рассоединение кинематической цепи при превышении момента сопротивления выше допустимого и исключают повторные замыкания силового потока приводов машин. Конструкции таких защитных устройств имеют высокие и стабильные характеристики при длительном сроке эксплуатации, а отсутствие динамических нагрузок в режиме пробуксовки не оказывает разрушающих воздействий на другие узлы защищаемых механизмов, в частности, на валы, подшипники, зубчатые передачи и др., для которых осевые ударные нагрузки особенно остро сказываются на долговечности. Включение таких муфт может производиться вручную, автоматически либо путем реверсиро-

вания ведущего звена.

Муфты с ручным включением требуют дополнительных затрат времени, что снижает производительность труда.

Включение защитных устройств путем реверсирования ведущего звена /60/ ограничивает их применение, поскольку не все приводы могут реверсироваться.

Самоотключающиеся предохранительные муфты с автоматическим включением во многом устраняют вышеуказанные недостатки. Включение защитных устройств, в которых в качестве фиксирующих элементов используются центробежные колодки, производится путем снижения частоты вращения ведущего звена. Также известен способ автоматического включения муфты после ее срабатывания через определенное время /14/. Однако, эта муфта очень сложна в изготовлении, поскольку ее способ включения основывается на принципе перетекания из камеры в камеру вязкой жидкости - гидропласта.

По форме элементов сцепления шариковые защитные устройства подразделяются на зацепления: шарик-шарик, шарик-лунка, шарик-транспортная дорожка и шарик - упругий элемент.

Зацепление шарик-шарик более долговечно, чем шарик-лунка, поскольку износ тел качения по сравнению с лунками значительно ниже. Однако зацепление шарик-лунка более быстро прирабатывается и передает более равномерный момент всеми шариками в окружном направлении.

Муфты, в которых шарики расположены в транспортных кольцевых дорожках /11/, более чувствительны и характеризуются плавным режимом работы. Однако, они могут применяться только в низконагруженных приводах.

Зацепление шарик-упругий элемент /10/ относится к предохранительным муфтам, имеющим широкие функциональные назначения. Это в первую очередь упруго-предохранительные муфты с выполнением ком-

пенсирующих функций.

Многофункциональные защитные устройства могут найти широкое применение в приводах с малым числом звеньев, с целью выполнения одной муфтой всех функций, необходимых для нормальной работы машины /32/.

По взаимодействию полумуфт шариковые предохранительные муфты подразделяются на торцевые, радиальные и торцово-радиальные.

Торцевая схема наиболее распространена, но при необходимости использования узкогабаритных муфт в осевом направлении применяются муфты с радиальной схемой взаимодействий полумуфт.

Для повышения нагрузочной способности при использовании фрикционной конусной передачи с шариковым отжимом применяют торцово-радиальную схему взаимодействия полумуфт.

Таким образом, полная классификация в равной степени включает в себя признаки широкоприменяющихся муфт и муфт перспективных, развитие и исследование которых необходимо.

При работе машины случайные или закономерные причины могут привести к изменению соотношения основных нагрузок и вызвать перегрузки.

Классификацию перегрузок по основным признакам предложил Попов Е.М. /57/.

По причине возникновения перегрузки подразделяются на технологические и аварийные. К технологическим относятся перегрузки, возникающие в результате неправильно выбранных технологических режимов и мощности энергетической установки.

Рабочие органы в результате попадания посторонних предметов резко перегружаются, что приводит к значительным динамическим нагрузкам приводных систем. Такие аварийные перегрузки могут привести к поломкам, если не учитывать динамику привода и предохранительных устройств.

Технологические перегрузки можно предотвратить, совершенствуя эксплуатацию машин. Возникновение случайных аварийных перегрузок трудно предвидеть и здесь предотвращение поломок возможно только за счет применения надежных предохранительных муфт.

Перегрузки приводных систем можно условно разделить по скорости их нарастания на плавные и резкие. Резкие перегрузки протекают в интервале сотых долей оборота приводного вала и продолжительность их нарастания определяется скоростью вращения и жесткостью вала, а также жесткостью предмета, вызвавшего перегрузку элементов рабочего органа.

Плавные перегрузки нарастают в течение долей оборота и даже нескольких оборотов приводного вала. В основном это технологические перегрузки.

Поэтому при выборе, расчете и проектировании новых конструкций предохранительных муфт необходимо учитывать те виды перегрузок, которые могут возникать при функционировании рабочих органов, защищаемых машин. В приводах машин, при работе которых могут возникать как резкие так и плавные перегрузки более целесообразно применять защитные устройства со схемой зацепления типа шарик-лунка с минимально допустимым углом наклона лунок, поскольку такая предохранительная муфта при определенном угловом смещении полу-муфт может работать в упругом режиме с последующим восстановлением начального положения. Для приводов, работающих с резким изменением нагрузок, более благоприятной, является схема защиты типа шарик-шарик, поскольку при достижении критического момента и относительного проворота полу-муфт момент на защитном устройстве падает, что дает возможность мгновенно разгрузить привод.

Глубокое исследование различных схем шариковых зацеплений позволит оптимизировать их применяемость для защиты приводов, работающих при разных режимах возникновения перегрузок.



1.3. Требования, предъявляемые к предохранительным муфтам приводов машин.

Выбор предохранительных муфт для защиты приводов машин от перегрузок осуществляется по определенным критериям. Основными требованиями, предъявляемыми к муфтам ограничения нагрузки являются:

надежность и безотказность действия;

точность срабатывания, определяемая способностью разъединять кинематическую цепь при заданном крутящем моменте;

высокая чувствительность к перегрузкам и минимальная динамичность;

способность автоматически восстанавливать свою работоспособность после срабатывания;

возможность регулирования величины предельного крутящего момента;

высокая долговечность, определяемая сохранением стабильных функциональных и эксплуатационных характеристик при высоком ресурсе выработки;

компактность и простота конструкции.

Технические требования, предъявляемые к предохранительным муфтам, характеризуются коэффициентами точности и чувствительности срабатывания, коэффициентом динамичности и др. /28/.

Точность ограничения нагрузки муфтой характеризуется коэффициентом точности

$$j_{T4} = \frac{M_{max}}{M_{min}} \quad /1.1/$$

где  $M_{max}$  и  $M_{min}$  - наибольший и наименьший крутящие моменты, при которых возможно срабатывание муфт.

Обычно  $j_{T4} \geq 1$ , но чем ближе  $j_{T4}$  к единице, тем надежнее работает муфта, тем выше ее качество. В муфтах с разрушаю-

шимся элементом  $\delta_{T4} > 1$ , вследствие отклонений в размерах и механических свойствах материала разрушающегося элемента. Из-за непостоянства сил трения в сухих дисковых фрикционных муфтах коэффициент точности принимают  $\delta_{T4} \leq 2,5$ , в масляных -  $\delta_{T4} \leq 1,5$ . Учитывая непостоянство жесткости пружин и сил трения, коэффициент точности пружинно-кулачковых муфт равен  $\delta_{T4} \approx 1,25 \dots 1,5$ . Однако, такие коэффициенты точности не могут удовлетворить возрастающие требования, предъявляемые к точности срабатывания защитных устройств.

Чувствительность предохранительных муфт к перегрузкам характеризуется коэффициентом чувствительности

$$\delta_4 = \frac{M_0}{M_{np}}, \quad /1.2/$$

где  $M_0$  - крутящий момент, при котором начинается срабатывание муфты;  $M_{np}$  - предельная величина крутящего момента, при котором заканчивается срабатывание муфты.

Для фрикционных предохранительных устройств коэффициенты чувствительности равны единице, в то время как для кулачковых их величина колеблется в пределах 0,85-0,90.

Результаты исследований показали /57/, что нагрузки, возникающие в элементах привода при срабатывании предохранительных муфт превышают величину  $M_{np}$ . В зависимости от режима работы /пуск, торможение, внезапная остановка/ это превышение различно. Кроме того, максимальный момент  $M_{max}$  зависит от соотношения моментов инерции, жесткости системы, скорости нагружения.

Все вышеуказанные перегрузки учитываются коэффициентом динамичности

$$K_d = \frac{M'_{max}}{M_{np}}, \quad /1.3/$$

где  $M'_{max}$ ,  $M_{np}$  - соответственно моменты срабатывания муфты при динамическом приложении момента движущих сил /заданной частоте вращения ведущего вала/ и статическом / $\omega < 0,03c^{-1}$ /.

Динамические нагрузки, возникающие при срабатывании предохранительных муфт, а также их точность отключения во многом зависят от места установки последних. Надежность функционирования требует, чтобы одновременно с появлением нагрузки на рабочем органе, нагрузка на защитном устройстве приняла значение, соответствующее моменту срабатывания /57/. С этой точки зрения наиболее целесообразным является установка предохранительной муфты в непосредственной близости к месту приложения нагрузки. Величина момента на защитном устройстве в этот период составит:

$$M_{кр} = \frac{M_1 J_2' + M_2 J_1'}{J_1' + J_2'} K_d, \quad /1.4/$$

где  $M_1$  - момент движущих сил;  $M_2$  - момент сопротивления;

$J_1'$  и  $J_2'$  - приведенные моменты инерции ведущих и ведомых масс;

$K_d$  - коэффициент динамичности;  $M_{кр}$  - крутящий момент на защитном устройстве.

Чтобы  $M_1$  меньше отличался от  $M_2$ , необходимо при прочих равных условиях максимальное увеличение  $J_1$ , и уменьшение  $J_2$ , т.е. приближение предохранительного устройства к концу кинематической цепи.

Однако, при приближении муфты к рабочему органу крутящий момент пропорционален первой степени передаточного числа, момент инерции - второй степени, а вращающиеся массы - третьей степени. Это приводит к нежелательному возрастанию коэффициента динамичности. Поэтому необходимо определить оптимальное расположение муфты в приводе.

При действии импульсивных кратковременных нагрузок рекомендуется, чтобы время действия этих нагрузок  $t_d$  не превышало времени аварийного состояния  $t_{ав}$ , то есть  $t_d \leq t_{ав}$

$$t_{ав} = \frac{c_{кр} W/\rho (K-1)}{K V_n}, \quad /1.5/$$

где  $\sigma_{np}$  - предельное напряжение;  $W_p$  - полярный момент сопротивления сечения наиболее слабого звена;  $V_n$  - скорость приложения нагрузки;  $K$  - коэффициент запаса прочности.

Коэффициент, характеризующий действие предохранительной муфты при срабатывании

$$\delta_{дс} = \frac{M_{дс}}{M_{np}} \quad /1.6/$$

где  $M_{дс}$  - крутящий момент, устанавливающийся после срабатывания муфты.

Величина коэффициента  $\delta_{дс}$  зависит от принципа работы предохранительной муфты. Для шариковых муфт с автоматическим восстановлением соединений без прекращения передачи момента  $\delta_{дс} > 1$ , в то время как в муфтах полностью прерывающих поток энергии после срабатывания  $\delta_{дс} = 0$ . Это в полной мере относится к самоотключающимся предохранительным устройствам. Создание конструкций таких муфт позволяет устранить динамические нагрузки при перегрузках, а, следовательно, и напряжения в деталях машин, возникающие от их действия.

Предел снижения динамических нагрузок и приемлемости муфты по точности срабатывания решается на этапе конструирования данной машины, выполняемого технологического процесса, величины действующих нагрузок и характера их изменения, материала и др.

Стабильность работы характеризуется изменением момента срабатывания предохранительной муфты после определенного времени эксплуатации по сравнению с моментом срабатывания в первоначальный период. Этот показатель является важной ресурсной характеристикой защитных устройств. Большинство кулачковых и фрикционных муфт не отвечают требованиям высокой стабильности и долговечности, особенно те, которые работают в высоконагруженных приводах. Ресурсные характеристики шариковых муфт для различных схем зацеплений не

достаточно хорошо изучены и требуют дополнительных исследований.

Долговечность защитного устройства характеризуется числом срабатываний при достижении предельного состояния. Продолжительность одновременного срабатывания при эксплуатации равна времени которое необходимо для того, чтобы водитель машины среагировал на сигнал муфты или остановку трансмиссии и выключил привод.

Предельное состояние муфты определяется двумя признаками: уменьшением момента срабатывания в процессе включений при изнашивании элементов муфты, появлением значительных динамических усилий и нагрева вследствие задиров, деформаций и других недопустимых изменений характеристик деталей.

Многие из факторов, характеризующие технические характеристики предохранительных муфт, зависят от точности их изготовления, сборки, качества используемых материалов. Поэтому, важными требованиями, предъявляемыми к защитным устройствам, являются требования технологичности конструкции.

Единым критерием технологичности конструкции изделия /48/ является ее экономическая целесообразность при заданном качестве и принятых условиях производства, эксплуатации и ремонте.

При такой оценке конструкции необходимо рассматривать весь комплекс требований к ней в целом, чтобы, например, обеспечение требований к изготовлению не приводило к экономически невыгодному увеличению затрат на техническое обслуживание или ремонт.

Оптимальный вариант конструкции определяется при проектировании, поэтому на каждой стадии этого процесса необходимы показатели, характеризующие выполнение различных требований технологичности конструкций.

Важным технологическим фактором, повышающим точность срабатывания шариковой предохранительной муфты и равномерность передачи шариками момента в окружном направлении, является одновремен-

нов сверление полумуфт под шарики с соблюдением нулевого положения при повторном включении полумуфт /78/.

Использование технологических сменных вставок под шарики, штампованных дисков /39/ позволяет повысить долговечность муфт, улучшить их ремонтпригодность.

Важным эксплуатационным фактором является защита рабочей части шариковых предохранительных муфт от влияния внешней среды, наличие смазки на рабочих поверхностях.

При проектировании предохранительных муфт необходимо учитывать все предъявляемые к ним требования: технические, технологические, эксплуатационные, выполнение которых обеспечит высокую надежность защитных устройств при длительном сроке их эксплуатации.

В результате проведенного анализа существующих конструкций шариковых предохранительных муфт и работ по их исследованию выявлены общие недостатки защитных устройств, к которым можно отнести высокие динамические нагрузки, возникающие в процессе пробуксовки полумуфт, их низкая надежность и долговечность. С целью снижения этих недостатков определены перспективные пути решения этих проблем, в частности, проведение исследований самоотключающихся шариковых предохранительных муфт с различными способами включений полумуфт, позволяющие полностью рассоединять кинематическую цепь в момент возникновения перегрузки. При этом глубокое изучение различных схем шариковых зацеплений с их механизмами восстановления начальной связи позволит определить оптимальные конструктивные, силовые и энергетические параметры шариковых предохранительных муфт и ускорит их интенсивное внедрение в приводах различных типов машин.

#### 1.4. Методы и задачи исследования, научная новизна и реализация работы.

Учитывая современное состояние проблемы повышения качественной защиты приводов машин от перегрузок и исходя из цели исследования, были сформулированы следующие задачи:

проведение расчета структурных и кинематических показателей, а также кинетостатических характеристик защитных устройств с механизмами их отключений с целью определения конструктивных, силовых и энергетических параметров;

теоретические исследования динамических процессов, возникающих при работе перегруженных приводов, защищенных предохранительными муфтами и определение их динамических характеристик;

проведение стендовых испытаний разработанных конструкций защитных устройств с целью определения их функциональных и эксплуатационных характеристик;

разработка инженерной методики выбора конструктивных параметров, шариковых предохранительных муфт с использованием ЭВМ и выдача практических рекомендаций.

Методы исследования. Теоретические расчеты проводились на основе современных теорий статики и динамики, классической механики, линейной алгебры, дифференциальной геометрии. Экспериментальные исследования направлены на проверку и подтверждение теоретических положений, а также для определения функциональных и ресурсных характеристик разработанных конструкций защитных устройств. Испытания муфт проводились на опытном стенде путем определения механических параметров электрическими методами с использованием тензометрии и высокоточной измерительной аппаратуры. Расчет математических моделей и выбор конструктивных параметров защитных устройств проводились с применением ЭВМ.

При проведении теоретических расчетов принимались следующие допущения: шарики имеют форму идеальной сферы; конические лунки под тела качения выполнены с идеальной образующей; шарики, полумуфты принимаются абсолютно твердыми телами; радиальным и угловым смещением полумуфт пренебрегается, центробежные силы, действующие на тела качения, равны нулю; жесткость пружин в процессе работы муфты не меняется; внутренним трением в пружинах сжатия пренебрегается; прилегание торцевых поверхностей пружин к полумуфтам равномерно; поперечным колебанием пружин пренебрегается; контактные напряжения в зонах взаимодействия шариков с полумуфтами равны нулю.

Научная новизна выполненных исследований заключается:

разработан метод построения и расчета структурных схем механизмов отжима защитных устройств и теоретически обоснованы условия взаимодействия тел качения в процессе их срабатывания;

выведены аналитические зависимости для определения конструктивных, силовых и энергетических параметров шариковых предохранительных муфт;

разработана динамическая модель привода с предохранительной муфтой, составлены и решены с помощью ЭВМ системы дифференциальных уравнений, описывающие переходные процессы функционирования перегруженных приводов;

исследовано влияние динамических нагрузок на работу защитных устройств и рассчитаны их коэффициенты динамичности;

определены функциональные и эксплуатационные характеристики разработанных конструкций предохранительных муфт;

с использованием ЭВМ разработана инженерная методика выбора конструктивных параметров защитных устройств.

Практическая ценность работы. Разработаны конструкции самоотключающихся шариковых предохранительных муфт с реверсивным и



автоматическим включениями, защищенные авторскими свидетельствами; выведены аналитические зависимости по определению конструктивных и энергетических параметров конструкций защитных устройств; разработан стенд для проведения исследований характеристик предохранительных муфт; предложена методика проведения стендовых и производственных испытаний защитных устройств и определения их основных функциональных и эксплуатационных параметров; приведены числовые зависимости конструктивных параметров шариковых предохранительных муфт от величины передаваемого момента в широких диапазонах.

Реализация результатов работы. Шариковая предохранительная муфта с реверсивным включением по А.С. №1557386 внедрена на Тернопольском комбайновом заводе имени XXV съезда КПСС в опытно-стендовом оборудовании для испытания центральных редукторов сепарирующих устройств и двойных транспортеров самоходных корнеуборочных машин КС 6Б-05 и КС-6В с годовым экономическим эффектом 2869 руб.

Апробация работы. Научные положения и результаты диссертационной работы были доложены на следующих конференциях и советах: на научных конференциях в Киевском политехническом институте /1985, 1986 гг./, Тернопольском филиале Львовского политехнического института /1988 г./, на техническом совете ПО "ТекЗ" /Тернополь 1989 г./, на заседании кафедры "Дорожные машины" Киевского автомобильно-дорожного института /1989 г./.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 11 печатных работ и один информационный листок, конструкции предохранительных муфт защищены 7-ю авторскими свидетельствами на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложения. Основной текст изложен на 161 страницах машинописного текста и включает 54 рисунка и 2 таблицы. Библиография состоит из 82 наименований. Общий объем работы с приложением составляет 180 страниц машинописного текста.

## ГЛАВА II. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СРАБАТЫВАНИЯ САМООТКЛЮЧАЮЩИХСЯ ШАРИКОВЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

### 2.1. ~~Структурный анализ шариковых предохранительных муфт.~~

При возникновении перегрузки и срабатывании предохранительных муфт неизвестно поведение тел качения. В то же время проворот шариков, либо их неподвижность при относительном смещении полумуфт в значительной степени влияют на величину момента отключения защитных устройств, поскольку значения коэффициентов трения-качения и трения-скольжения различны.

Поэтому основной целью структурного анализа является определение степени подвижности механизмов отжима предохранительных муфт с различными схемами шариковых зацеплений.

Рассмотрим механизм отжима защитного устройства при взаимодействии полумуфт посредством элементов зацеплений типа шарик-лунка /рис.2.1а/. Структурная схема такого механизма представлена на рис. 2.1б.

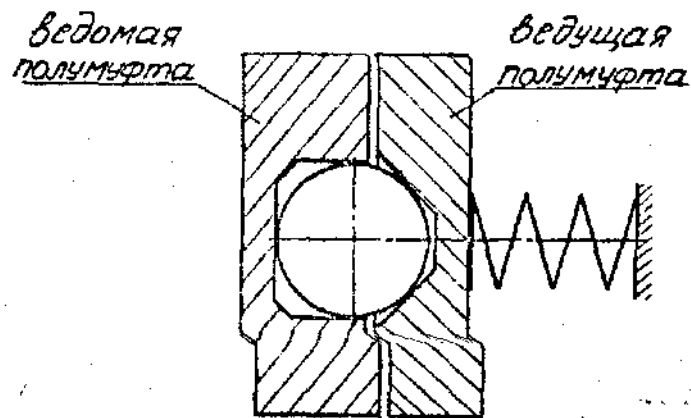
В режиме передачи момента взаимодействие шарика /звено 3/ осуществляется с двумя стенками гнезда ведомой полумуфты и одной стенкой лунки ведущей полумуфты. Эти контакты на схеме представлены поступательными и вращательными кинематическими парами 5 класса /звенья 1,2,4/. Подвижность ведущей полумуфты в окружном направлении с возможностью ее осевого перемещения изображена звеньями 5,6, входящими в поступательные кинематические пары 5 класса /1/.

Степень подвижности механизма отжима предохранительного устройства определяется по формуле Чебышева /47/

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 8 = 2, \quad /2.1/$$

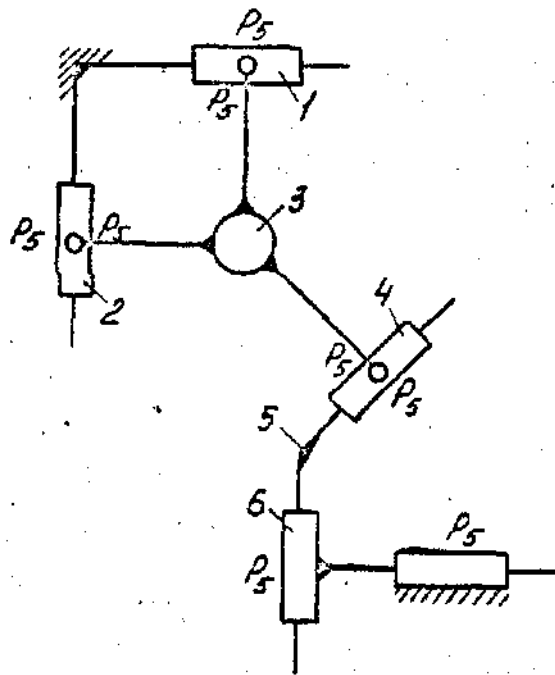
где  $n = 6$  - число подвижных звеньев;  $p_5 = 8$  - число кинематических пар 5 класса;  $p_4 = 0$  - число кинематических пар 4 класса.

Механизм отжима муфты с элементами зацепления типа шарик-лунка



а

Структурная схема механизма отжима муфты с элементами зацепления типа шарик-лунка



б

Рис. 2. I

Расчитанная степень свободы подвижности механизма отжима муфты указывает на то, что ведомые звенья имеют две степени свободы. Первая - характеризует возможность проворачивания шарика вокруг своей оси, вторая - его проскальзывание относительно лунок ведущей полумуфты, что соответствует ее осевому перемещению.

Рассмотрим конструкцию механизма отжима предохранительной муфты при соединении полумуфт элементами зацеплений типа шарик-шарик /рис.2.2а/. Структурная схема такого механизма изображена на рис.2.2б.

Взаимодействие тел качения между собой, со стенками полумуфт и нажимного диска представлено звеньями I-7, входящими в поступательные и вращательные кинематические пары 5 класса. Возможность осевого смещения нажимного диска /звено 8/ и вращения ведущей полумуфты /звено 9/ изображено кинематическими поступательными парами 5 класса.

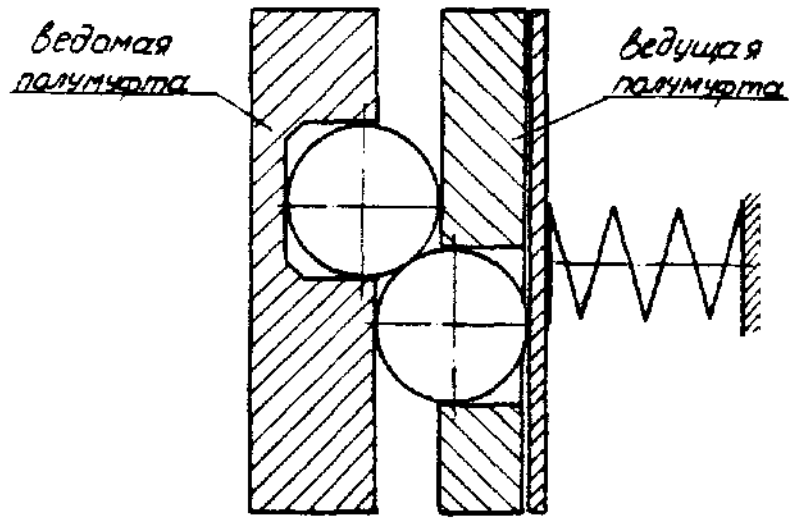
Степень подвижности механизма отжима определяется при  $n = 9$ ;  
 $p_5 = 12$ .

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 12 = 3 \quad /2.2/$$

Расчитанная степень свободы ведомых звеньев предохранительной муфты указывает на то, что кроме осевого перемещения нажимного диска /звено 8/ тела качения, установленные в гнездах и сквозных отверстиях полумуфт, имеют возможность проворота относительно своих осей, что создает дополнительные две степени свободы.

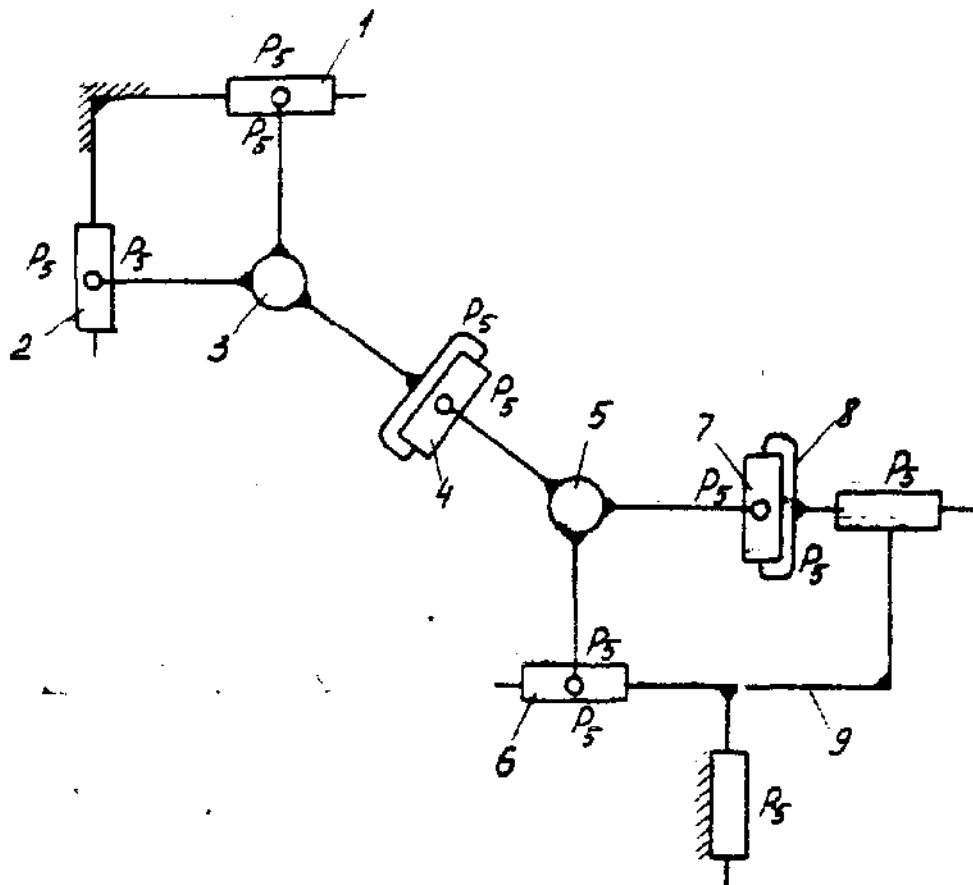
Таким образом, степени подвижности механизмов отжима, представленных структурными схемами, указывают на их статическую неопределенность. Поэтому для обеспечения возможности расчета механизма отжима защитных устройств необходимо рассмотреть те процессы, которые происходят с телами качения при относительном проворачивании полумуфт. Решив эту задачу можно внести определенные

Механизм отжима муфты с элементами зацепления типа шарик-шарик



а

Структурная схема механизма отжима муфты с элементами зацепления типа шарик-шарик



б

Рис.2.2

коррективы в структурные схемы и повторно определить степень подвижности механизмов отжима предохранительных муфт.

## 2.2. Состояние тел качения в процессе срабатывания предохранительных муфт.

Рассмотрим состояние тел качения при взаимодействии полумуфт посредством элементов зацепления типа шарик-лунка и шарик-шарик /рис.2.3/. В зонах контакта тел качения с поверхностями гнезд и лунок /шариков/ возникают реакции  $R'$ ;  $R''$ ;  $R$  и соответственно силы трения  $F_{тр}$ ;  $F_{тр}''$ ;  $F_{тр}$  при относительном провороте полумуфт.

Предположим, что шарик в процессе срабатывания муфты остается неподвижным. Тогда условие его равновесия запишется в следующем виде

$$\sum M_{i(0)} = F_{тр} z - F_{тр}' z - F_{тр}'' z = 0,$$

Откуда

$$Rf = R'f' + R''f'' \quad /2.3/$$

где  $f$  - коэффициент трения в зоне контакта шарик-лунка /шарик/;  $f'$  и  $f''$  - соответственно коэффициенты трения в зонах контакта шарик-гнездо.

Выразив реакции  $R'$  и  $R''$  через реакцию  $R$  и подставив их в уравнение /2.3/, определим зависимость между коэффициентами трения в зонах контакта.

$$f = f' \cos \alpha + f'' \sin \alpha \quad /2.4/$$

В случае, если стенки гнезд обрабатываются с одинаковой шероховатостью, то коэффициенты трения  $f'$  и  $f''$  равны между собой, и уравнение /2.4/ примет следующий вид

$$f = f' (\cos \alpha + \sin \alpha) \quad /2.5/$$

Схема для определения условия вращения шариков при срабатывании муфты

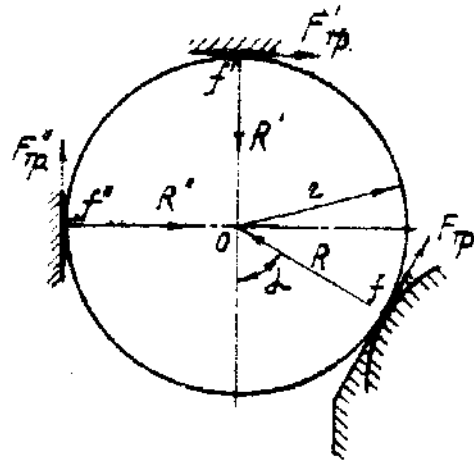


Рис.2.3

Структурная схема механизма отжима для элементов зацепления шарик-лунка

Структурная схема механизма отжима для элементов зацепления шарик-шарик

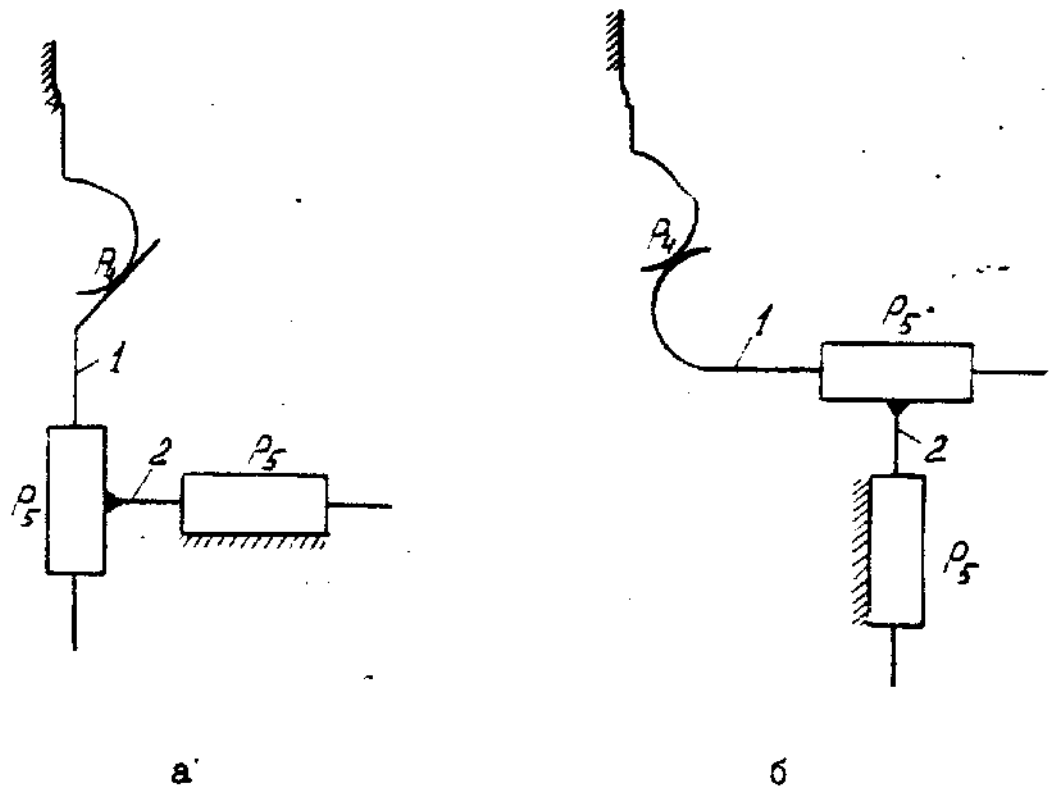


Рис.2.4

Таким образом, для углов зацепления  $\alpha = /30^\circ \dots 60^\circ/$  коэффициент трения  $f$  в зоне контакта шарика с лункой /шариком/ должен в 1,37...1,41 раз превышать коэффициент трения в зоне контакта шарика с гнездом.

Исследуя уравнение /2.5/ можно записать условия неподвижности /2.6/ или вращения /2.7/ тел качения в режиме срабатывания предохранительной муфты

$$f \leq f'(\cos \alpha + \sin \alpha) \quad /2.6/$$

$$f > f'(\cos \alpha + \sin \alpha) \quad /2.7/$$

Для схемы зацепления шарик-шарик, где чистота обработки поверхностного слоя последних достаточно высока, достичь чистоты обработки гнезд в 1,37-1,41 раз выше шариков довольно сложно. При одинаковой чистоте обработки гнезд и лунок тела качения в режиме срабатывания муфты вращаться не могут.

Исходя из вышеизложенного рассмотрим структурные схемы механизмов отжима защитных устройств для невращающихся шариков. Для случая зацепления шарик-лунка структурная схема механизма отжима представлена на рис.2.4а. Взаимодействие шарика со стенкой лунки представлено плоской кинематической парой 4 класса, состоящей из двух криволинейных звеньев.

Для этого случая степень подвижности механизма отжима предохранительной муфты равна

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1 \quad /2.8/$$

Аналогично изменится и структурная схема зацепления шарик-шарик /рис.2.4б/. Степень подвижности такого механизма также равна 1.

Расчитанные степени свободы механизмов отжима защитных устройств указывают на то, что при относительном смещении полумуфт ведомые звенья имеют лишь одну степень свободы - осевое переме-



~~... при взаимодействии шариков с лунками. Параметры предо-~~  
хранительных муфт необходимо рассматривать процессы срабатывания  
при невращающихся телах качения с учетом коэффициентов трения -  
скольжения между элементами сцепления.

### 2.3. Силовой расчет предохранительной муфты с элементами зацепления шарик-лунка.

Основным назначением силового расчета является определение  
зависимости крутящего момента от осевого смещения подвижной полу-  
муфты защитного устройства. Расчетная схема механизма отжима пре-  
дохранительной муфты представлена на рис. 2.5.

При взаимодействии полумуфт в зоне контакта шарика с лункой  
возникает нормальная реакция  $R_n$  и сила трения  $F_{тр}$ , направ-  
ленная в сторону противоположную перемещению ведущего звена. Ре-  
зльтирующая сила  $R_p$  смещена относительно реакции  $R_n$  на угол  
трения  $\rho$  в сторону окружной силы  $P$ .

Полное отключение муфты происходит при перемещении подвижной  
полумуфты в осевом направлении на величину  $h$ . Причем при смеще-  
нии на величину  $h'$  нормальная реакция  $R_n$  всегда направлена отно-  
сительно окружной силы  $P$  под углом  $\alpha$ . При дальнейшем осевом  
перемещении подвижной полумуфты в диапазоне от  $|h - h'|$  до  $h'$  проис-  
ходит изменение направления нормальной реакции  $R_n$ .

Рассмотрим изменение величины передаваемого момента на двух  
этапах срабатывания муфты:

I этап - перемещение подвижной полумуфты в осевом направле-  
нии на величину  $h'$  в диапазоне

$$h' = [0; h - z(1 - \sin \alpha)], \quad 12.91$$

II этап - дальнейшее перемещение полумуфты на величину  $h$  до  
полного выхода шариков из зацепления

Расчетная схема механизма отжима муфты  
с реверсивным включением

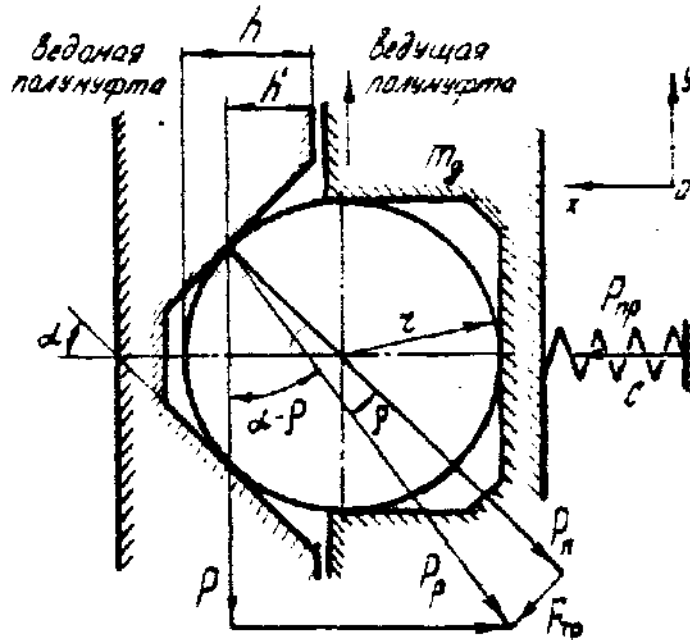


Рис.2.5

Расчетная схема для определения изменения  
окружной силы  $\rho$  от угла наклона лунки  $\alpha'$

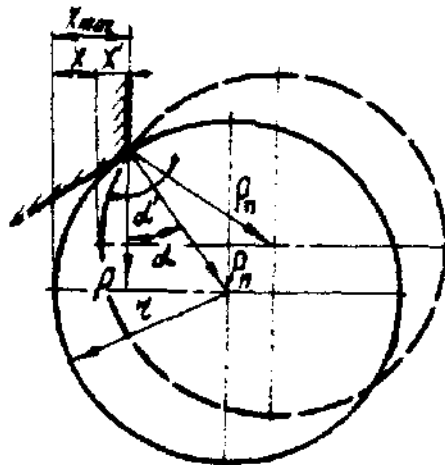


Рис.2.6

$$x = [h - \varepsilon(1 - \sin \alpha)], \quad /2.10/$$

Поскольку на первом этапе срабатывания муфты нормальная реакция  $P_p$  всегда расположена под углом  $\alpha$  к окружной силе  $P$ , то зависимость между окружной силой  $P$  и силой пружины  $P_{np}$  можно выразить известным уравнением /56/

$$P_{np} = \{P [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d], \quad /2.11/$$

где  $\alpha$  - угол наклона лунки;  $\rho$  - угол трения;  $D$  - диаметр окружности, на которой расположены шарики;  $f$  - коэффициент трения в шлицах подвижной полумуфты;  $d$  - средний диаметр расположения шлицов.

С другой стороны, сила пружины  $P_{np}$  выражается через ее жесткость и перемещение

$$P_{np} = c\Delta + ch', \quad /2.12/$$

где  $c$  - жесткость пружины;  $\Delta$  - предварительное сжатие пружины;  $h'$  - величина текущего перемещения подвижной полумуфты.

Приравняв /2.11/ и /2.12/ определим окружную силу  $P$

$$P = \frac{c\Delta + ch'}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d}. \quad /2.13/$$

Величина передаваемого момента определяется из условия

$$M = PD/2. \quad /2.14/$$

Подставляя в уравнение /2.14/ значение /2.13/ определим передаваемый муфтой момент при смещении подвижной полумуфты на величину

$$M' = \frac{D(c\Delta + ch')}{2[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d]}. \quad /2.15/$$

На втором этапе срабатывания муфты, при котором происходит дальнейшее осевое перемещение полумуфты на величину  $x = |r - r'|$ , изменяется направление действия нормальной реакции  $P_n$ . Поэтому ~~изменяется направление действия нормальной реакции~~  $P_n$  от перемещения подвижной полумуфты. Расчетная схема для определения этих соотношений изображена на рис. 2.6.

Зависимость значения текущего угла наклона  $\alpha'$  нормальной реакции от дальнейшего перемещения  $x$  подвижной полумуфты выразится следующим образом

$$\sin \alpha' = \frac{r - x'}{r}, \quad /2.16/$$

где  $x'$  - текущая величина зацепления шарика с лункой.

Величина  $x'$  выражается через перемещение  $x$  подвижной полумуфты.

$$x' = x_{max} - x \quad /2.17/$$

где  $x_{max} = (r_{max} - r'_{max})$  - максимальная величина зацепления шарика, при которой угол  $\alpha$  наклона нормальной реакции  $P_n$  равен углу наклона лунки.

Подставив значение /2.17/ в уравнение /2.16/ определим зависимость угла наклона  $\alpha'$  нормальной реакции  $P_n$  от перемещения  $x$  полумуфты.

$$\alpha' = \arcsin \frac{(r - x_{max} + x)}{r} \quad /2.18/$$

Обозначим величину  $(r - x_{max})$  через  $Z$

$$Z = (r - x_{max}) = r - r(1 - \sin \alpha) = r \sin \alpha \quad /2.19/$$

Тогда выражение /2.18/ примет следующий вид

$$\alpha' = \arcsin\left(\frac{z+x}{z}\right) \quad /2.20/$$

Составляющая уравнение /2.11/  $\operatorname{tg}(\alpha'-\rho)$  с учетом /2.20/ выразится следующим образом

$$\operatorname{tg} \alpha' = \operatorname{tg}\left(\arcsin \frac{z+x}{z}\right) = \frac{\sin(\arcsin(z+x)/z)}{\sqrt{1-\sin^2(\arcsin(z+x)/z)}} = \frac{z+x}{\sqrt{z^2-(z+x)^2}}$$

$$\operatorname{tg}(\alpha'-\rho) = \frac{\operatorname{tg} \alpha' - \operatorname{tg} \rho}{1 + \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \rho} = \frac{\left[(z+x) - \operatorname{tg} \rho \sqrt{z^2-(z+x)^2}\right] / \left[\sqrt{z^2-(z+x)^2}\right]}{\left[\sqrt{z^2-(z+x)^2} + \operatorname{tg} \rho (z+x)\right] / \left[\sqrt{z^2-(z+x)^2}\right]}$$

$$\operatorname{tg}(\alpha'-\rho) = \frac{(z+x) - \operatorname{tg} \rho \sqrt{z^2-(z+x)^2}}{\sqrt{z^2-(z+x)^2} + \operatorname{tg} \rho (z+x)} \quad /2.21/$$

Подставляя уравнение /2.21/ в формулу /2.11/ определим зависимость окружной силы от силы сжатия пружины

$$P_{mp} = \rho \left[ \frac{(z+x) - \operatorname{tg} \rho \sqrt{z^2-(z+x)^2}}{\sqrt{z^2-(z+x)^2} + \operatorname{tg} \rho (z+x)} \right] - Df/d \quad /2.22/$$

Величина передаваемого момента на втором этапе срабатывания муфты примет следующий вид

$$M'' = \frac{0,5 D \left[ c \Delta + c(k_{max} + x) \right]}{\left[ (z+x) - \operatorname{tg} \rho \sqrt{z^2-(z+x)^2} \right] / \left[ \sqrt{z^2-(z+x)^2} + \operatorname{tg} \rho (z+x) \right] - Df/d} \quad /2.23/$$

Таким образом в диапазоне перемещений  $x' = [0; h - z(1 - \sin \alpha)]$  подвижной полумуфты величина передаваемого момента определяется по формуле /2.15/, а в диапазоне перемещений  $x = [h - z(1 - \sin \alpha); h]$  изменение крутящего момента муфты исчисляется по уравнению /2.23/.

Просчитав численным методом с помощью ЭВМ "РОБОТРОН-1910" уравнение моментов по формулам /2.15/ и /2.23/ при  $D = 120$  мм;  $l = 80$  н/мм;  $\Delta = 20$  мм;  $f = 0,17$ ;  $d = 62$  мм на рис. 2.7 представлены графики изменения крутящего момента от перемещения подвижной полумуфты в режиме срабатывания защитного устройства при различных углах наклона лунок. Исследуя эти зависимости приходим к выводу, что предельный момент срабатывания предохранительной муфты определяется по формуле /2.15/ при максимальном перемещении подвижной полумуфты на величину  $h'$ . Изменение угла наклона лунки в пределах  $65^\circ \dots 45^\circ$  приводит к увеличению момента срабатывания в 2,6 раза.

Исходя из уравнения /2.15/ определим коэффициент полезного действия /КПД/ защитного устройства, который определяется как отношение условного момента срабатывания  $M_{усл.}$ , без учета сил трения, к действительному  $M_{действ.}$ .

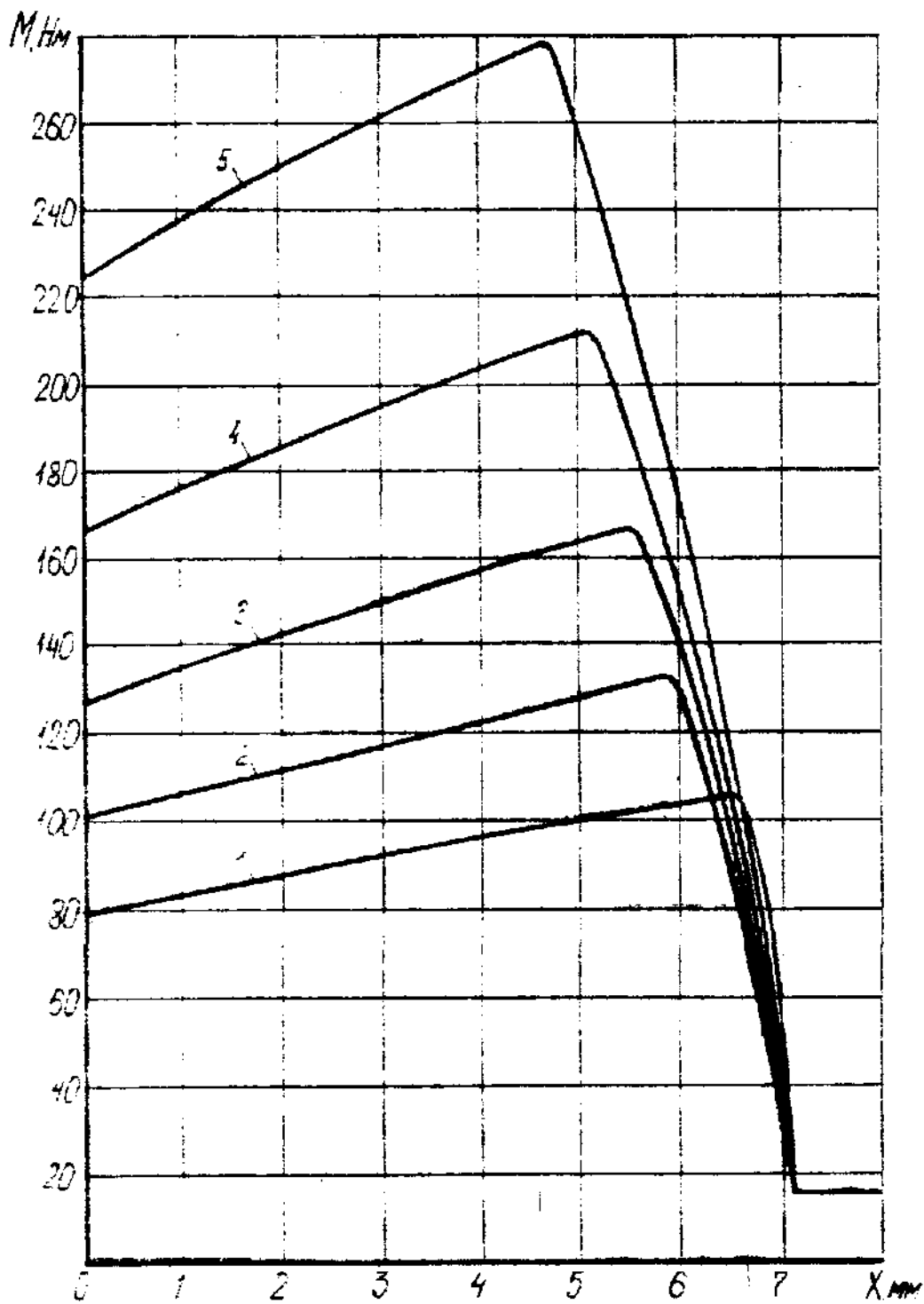
$$\eta = \frac{M_{усл.} (F_{тр} = 0)}{M_{действ.}} \quad /2.24/$$

КПД самоотключающейся шариковой предохранительной муфты с реверсивным включением определяется из уравнения

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d}{\operatorname{tg} \alpha} \quad /2.25/$$

Для механизма отжима защитного устройства, без учета сил трения в шлицевом зацеплении при осевом перемещении подвижной полумуфты КПД зацепления шарик-лунка исчисляется по формуле

Графики зависимости крутящего момента  $M$  от осевого перемещения  $X$  подвижной полумуфты



1-  $\alpha=65^\circ$ ; 2-  $\alpha=60^\circ$ ; 3-  $\alpha=55^\circ$ ; 4-  $\alpha=50^\circ$ ; 5-  $\alpha=45^\circ$ .

Рис.2.7

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha} \quad |2.26|$$

При  $\alpha = 60^\circ$ ;  $\rho = 6^\circ$ ;  $D = 120$  мм;  $f = 0,14$ ;  $d = 62$  мм,  
КПД муфты = 64%, КПД механизма отжима = 79%.

Таким образом, потери на трение в механизме отжима полумуфт составляют 21%, а потери на трение при функционировании муфты равны 36%.

#### 2.4. Силовой расчет самоотключающейся предохранительной муфты с автоматическим включением со схемой зацепления полумуфт шарик-шарик.

Рассмотрим процесс срабатывания самоотключающейся муфты с элементами сцепления типа шарик-шарик. Отключение механизма отжима условно можно разбить на два этапа:

I этап - работа муфты в упруго-предохранительном режиме, при котором отжим шариков осуществляется до такого положения, при котором торцевое скольжение кулачков центробежных колодок и нажимного диска переходит в скольжение по наклонным поверхностям;

II этап - процесс полного отключения муфты с фиксацией нажимного диска, при котором кулачки скользят только по наклонным поверхностям.

Определим изменение величины передаваемого муфтой момента в зависимости от осевого смещения нажимного диска на первом этапе срабатывания муфты.

Расчетная схема механизма отжима защитного устройства представлена на рис.2.8. При взаимодействии шариков в зоне их контакта возникает нормальная реакция  $R_n$  и сила трения  $F_{тр}$ , направленная в сторону противоположную движению ведущей полумуфты.

Результирующая  $R_p$  от  $R_n$  и  $F_{тр}$  смещена относительно нормальной реакции  $R_n$  на угол трения  $\rho$ .



Расчетная схема механизма отжима муфты с автоматическим включением на первом этапе срабатывания

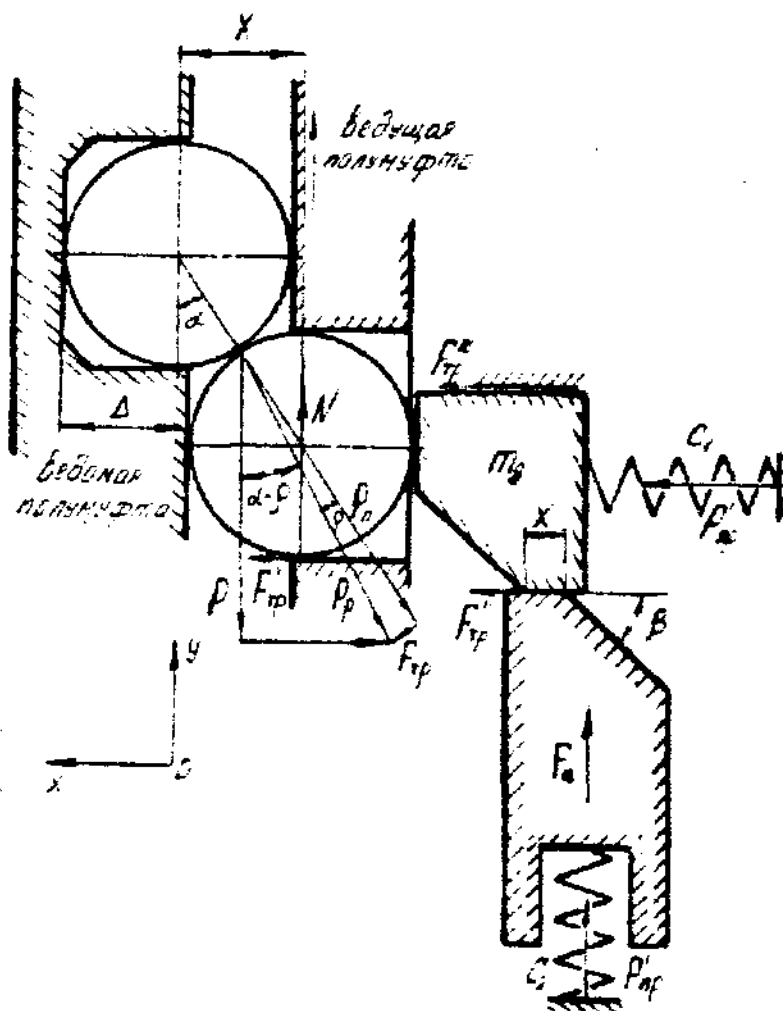


Рис.2.8

2

Окружная сила  $P$ , возникающая при взаимодействии тел качения, определяет величину передаваемого момента и расположена в плоскости вращения муфты.

Зависимость между осевыми перемещениями нажимного диска и углом  $\alpha$  наклона нормальной реакции  $P_n$  в точке контакта шариков запишется в виде

$$x = d_w \sin \alpha, \quad 12.27/$$

где  $d_w$  - диаметр шарика;  $x$  - расстояние между центрами взаимодействующих шариков в осевом направлении.

На первом этапе срабатывания муфты угол наклона  $\alpha_I$  нормальной реакции меняется в диапазоне:

$$\alpha = \left[ \arcsin \frac{\Delta'}{d_w}; \arcsin \frac{\Delta' + x'_{max}}{d_w} \right], \quad 12.28/$$

где  $\Delta'$  - величина углубления шарика в гнездо ведомой полумуфты;  $x'$  - перемещение колодок, при котором их контакт происходит по торцевым поверхностям.

Сумма сил, действующих в направлении оси X.

$$\sum F_i(x) = P'_{np} + F'_{mp} + F''_{mp} + F'''_{mp} - P \operatorname{tg}(\alpha - \rho), \quad 12.29/$$

где  $P'_{np}$  - сила поджатия центральной пружины;  $F'_{mp}$  - сила трения между шариком и поверхностью сквозного отверстия ведущей полумуфты;  $F''_{mp}$  - сила трения между кулачками;  $F'''_{mp}$  - сила трения между крышкой нажимного диска и поверхностью вала.

Сила центральной пружины  $P'_{np}$  определяется из условия

$$P'_{np} = c_1 (\delta_1 + x'), \quad 12.30/$$

где  $C_1$  - жесткость пружины;  $\bar{\Delta}_1$  - предварительная деформация пружины.

Сила трения  $F'_{mp}$  между шариком и стенкой отверстия ведущей полумуфты при учете  $N=P$  запишется в виде

$$F'_{mp} = P f_1, \quad /2.31/$$

где  $f_1$  - коэффициент трения между шариком и стенкой отверстия.

Сила трения  $F''_{mp}$  между торцевыми поверхностями кулачков определяется

$$F''_{mp} = (F_u + P''_{np}) f_2, \quad /2.32/$$

где  $F_u$  - центробежная сила, действующая на колодки;  $P''_{np}$  - сила поджатия пружин, разжимающих центробежные колодки;  $f_2$  - коэффициент трения между кулачками.

Центробежная сила определяется уравнением

$$F_u = 2 m_k \omega^2 R_u, \quad /2.33/$$

где  $m_k$  - масса колодок;  $\omega$  - угловая скорость вращения ведущей полумуфты;  $R_u$  - расстояние от оси вращения до центра масс центробежных колодок; 2 - количество центробежных колодок.

Сила пружин  $P''_{np}$ , поджимающих центробежные колодки

$$P''_{np} = 2 C_2 \bar{\Delta}_2, \quad /2.34/$$

где  $C_2$  - жесткость пружин;  $\bar{\Delta}_2$  - предварительная деформация пружины; 2 - количество пружин, поджимающих центробежные колодки.

Подставив значение /2.33/ и /2.34/ в уравнение /2.32/ сила трения  $F''_{mp}$  примет следующий вид

$$F''_{mp} = 2 (m_k \omega^2 R_u + C_2 \bar{\Delta}_2) f_2. \quad /2.35/$$

Принимая массы центробежных колодок одинаковыми и учитывая, что радиальные пружины не контактируют со ступицей, можно утверждать, что давления, возникающие между кулачками центробежных ко-

лодок и нажимного диска равны между собой. В этом случае перемещение крышки нажимного диска по ступице в осевом направлении происходит с минимальным сопротивлением и силой трения  $F_{тр}'''$  можно пренебречь.

Подставляя значение  $P_{np}'$ ;  $F_{np}'$ ;  $F_{np}''$ , определяемые по формулам /2.30/, /2.31/, /2.35/ в уравнение /2.29/, определим окружную силу

$$c_1(\delta_1 + x') + P f_1 + 2(m_k \omega^2 R_4 + c_2 \delta_2) f_2 - P \operatorname{tg}(\alpha - \rho) = 0;$$

$$P [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f_1] = c_1(\delta_1 + x') + 2(m_k \omega^2 R_4 + c_2 \delta_2) f_2;$$

$$P = \frac{c_1(\delta_1 + x') + 2(m_k \omega^2 R_4 + c_2 \delta_2) f_2}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f_1} \quad /2.36/$$

Учитывая, что угол наклона  $\alpha_T$  нормальной реакции  $P_n$  на первом этапе срабатывания муфты меняется в диапазоне  $[\arcsin \Delta'/d_w; \arcsin(\Delta' + x'_{\max})/d_w]$ , выражение  $\operatorname{tg}(\alpha - \rho)$  представим следующим образом

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \left[ \arcsin \frac{\Delta' + x'}{d_w} \right] = \frac{\sin[\arcsin(\Delta' + x')/d_w]}{\sqrt{1 - \sin^2[\arcsin(\Delta' + x')/d_w]}} = \frac{\Delta' + x'}{\sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2}},$$

$$\operatorname{tg}(\alpha - \rho) = \frac{(\Delta' + x')/\sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2} - \operatorname{tg} \rho}{1 + [(\Delta' + x')/\sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2}] \operatorname{tg} \rho},$$

$$\operatorname{tg}(\alpha - \rho) = \frac{\Delta' + x' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2}}{\sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2} + \operatorname{tg} \rho (\Delta' + x')} \quad /2.37/$$

Подставляя /2.37/ в /2.36/ определим окружную силу

$$\rho = \frac{c_1(\delta_1 + x') + 2(m_k \omega^2 R_4 + c_2 \delta_2) f_2}{\left[ \Delta' + x' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2} \right] / \left[ \sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2} + \operatorname{tg} \rho (\Delta' + x') \right] - f_1} \quad /2.38/$$

Величина передаваемого момента на первом этапе срабатывания муфты с учетом /2.35/ окончательно выражается

$$M = \frac{0,5 D \left[ c_1(\delta_1 + x') + 2(m_k \omega^2 R_4 + c_2 \delta_2) f_2 \right]}{\left[ \Delta' + x' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2} \right] / \left[ \sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2} + \operatorname{tg} \rho (\Delta' + x') \right] - f_1} \quad /2.39/$$

Определим зависимость крутящего момента от осевого перемещения нажимного диска на втором этапе срабатывания муфты, при котором кулачки центробежных колодок и нажимного диска скользят только по своим наклонным поверхностям до полного отключения полумуфт. Расчетная схема для этого случая изображена на рис.2.9.

Сумма сил, действующих в направлении оси X

$$\sum F_i(x) = P'_{np} + F'_{mp} + F'''_{mp} - P_k \operatorname{tg}(\beta - \rho') - P \operatorname{tg}(\alpha - \rho), \quad /2.40/$$

где  $P_k$  - суммарная сила от воздействия центробежных сил колодок и поджимающих их пружин;  $\beta$  - угол наклона кулачков;  $\rho'$  - угол трения между кулачками.

Сила центральной пружины

$$P'_{np} = c_1(\delta_1 + x'_{\max} + x''), \quad /2.41/$$

Расчетная схема механизма отжима муфты с автоматическим включением на втором этапе срабатывания

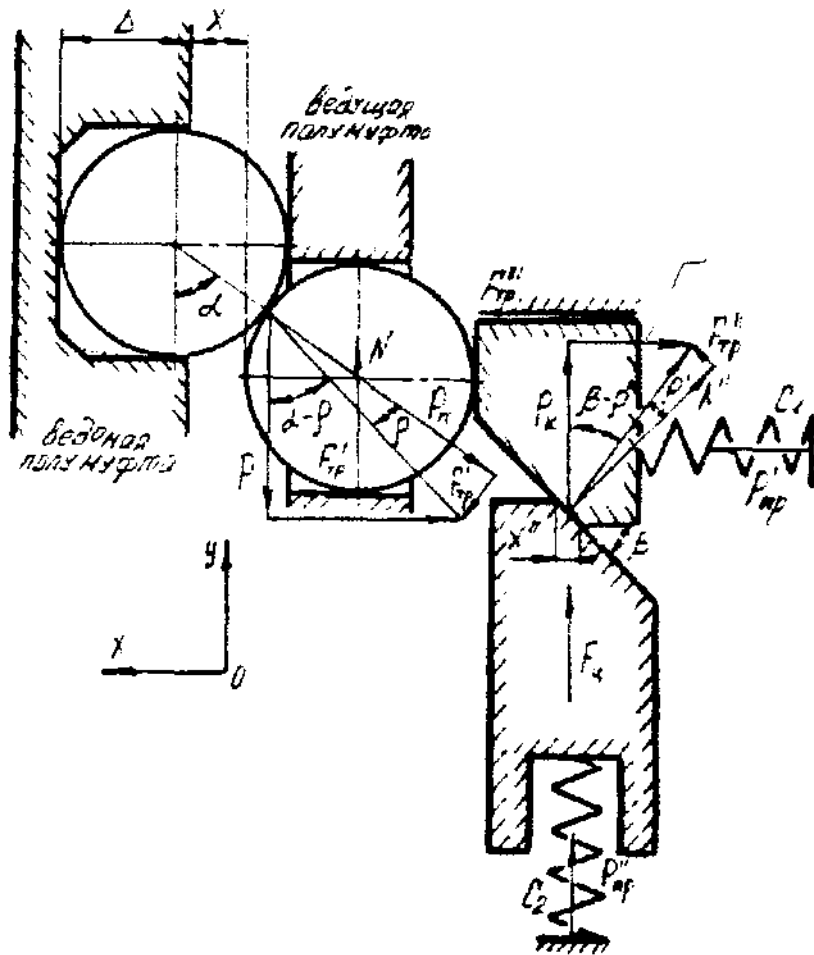


Рис. 2.9

где  $x''$  - текущее значение величины перемещения нажимного диска.

Поскольку в процессе фиксации нажимного диска центробежные колодки перемещаются в радиальном направлении, то величина центробежных сил  $F_{ц}$  и сил поджатия радиальных пружин  $P_{пр}''$  соответственно зависит от осевого смещения  $x''$  нажимного диска.

$$F_{ц} = 2 m_{к} \omega^2 (R_{ц} + x'' \operatorname{tg} \rho). \quad 12.42/$$

$$P_{пр}'' = 2 c_2 (\delta_2 - x'' \operatorname{tg} \beta). \quad 12.43/$$

Суммарная сила  $P_{к}$  от воздействия центробежных колодок выразится зависимостью

$$P_{к} = 2 [m_{к} \omega^2 (R_{ц} + x'' \operatorname{tg} \rho) + c_2 (\delta_2 - x'' \operatorname{tg} \beta)]. \quad 12.44/$$

Учитывая, что угол наклона  $\alpha_{II}$  нормальной реакции  $P_n$  на втором этапе срабатывания муфты меняется в диапазоне  $\arcsin \frac{\Delta' + x'_{max}}{d_w}$ ;  $\arcsin \frac{\Delta' + x'_{max} + x''}{d_w}$ , представим угол наклона в зависимости от перемещения нажимного диска  $x$ .

$$\alpha_{II} = \arcsin \frac{\Delta' + x'_{max} + x''}{d_w}. \quad 12.45/$$

Обозначим величину  $(\Delta' + x'_{max})$  через  $l$

$$\alpha_{II} = \arcsin \frac{l + x''}{d_w}. \quad 12.46/$$

Тогда выражение  $\operatorname{tg}(\alpha_{II} \rho)$  примет следующий вид:

$$\operatorname{tg} \alpha_{II} = \operatorname{tg}(\arcsin \frac{l+x''}{d_w}) = \frac{\sin(\arcsin[l+x'']/d_w)}{\sqrt{1-\sin^2(\arcsin[l+x'']/d_w)}} = \frac{l+x''}{\sqrt{d_w^2 - (l+x'')^2}},$$

$$\operatorname{tg}(\alpha_{II} - \rho) = \frac{[l + x''] / [\sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2} - \operatorname{tg} \rho]}{1 + [\operatorname{tg} \rho (l + x'')] / [\sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2}]},$$

$$\operatorname{tg}(\alpha_{II} - \rho) = \frac{l + x'' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2}}{\sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2} + \operatorname{tg} \rho (l + x'')} \quad 12.471$$

Подставляя /2.41/, /2.31/, /2.44/ в уравнение /2.40/ определяем окружную силу

$$C_1(\delta_1 + x'_{max} + x'') + P f_1 - 2 m_k \omega^2 (R_u + x'' \operatorname{tg} \beta) + C_2(\delta_2 - x'' \operatorname{tg} \beta) \times \\ \times \operatorname{tg}(\beta + \rho) - \rho \frac{l + x'' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2}}{\sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2} + \operatorname{tg} \rho (l + x'')} = 0;$$

$$P = \frac{C_1(\delta_1 + x'_{max} + x'') - 2 [m_k \omega^2 (R_u + x'' \operatorname{tg} \beta) + C_2(\delta_2 - x'' \operatorname{tg} \beta)] \operatorname{tg}(\beta - \rho)}{[l + x'' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2}] / [\sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2} + \operatorname{tg} \rho (l + x'')] - f_1} \quad 12.481$$

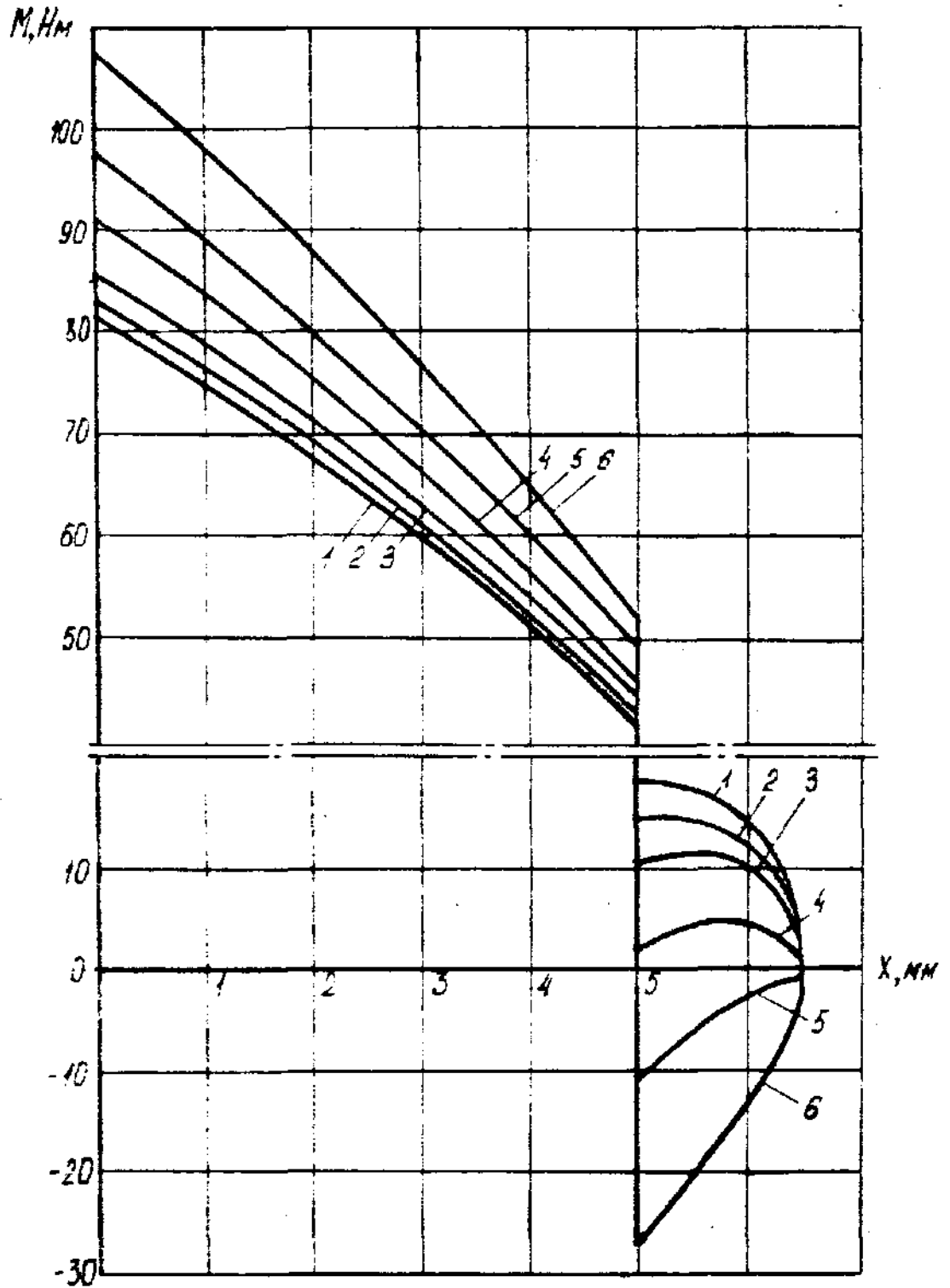
Изменение величины передаваемого крутящего момента в зависимости от перемещения  $x''$  нажимного диска на втором этапе срабатывания муфты окончательно выражается

$$M = \frac{D \{ C_1(\delta_1 + x'_{max} + x'') - 2 [m_k \omega^2 (R_u + x'' \operatorname{tg} \beta) + C_2(\delta_2 - x'' \operatorname{tg} \beta)] \operatorname{tg}(\beta - \rho) \}}{2 \{ [l + x'' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2}] / [\sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2} + \operatorname{tg} \rho (l + x'')] - f_1 \}} \quad 12.491$$

Уравнения /2.39/ и /2.49/ описывают изменение передаваемого муфтой момента на двух этапах ее отключения. Просчитав с помощью ЭВМ при  $D = 160$  мм;  $C_1 = 60$  н/мм;  $\delta_1 = 8,5$  мм;  $C_2 = 50$  н/мм;  $\delta_2 = 6$  мм;  $m_k = 0,8$  кг;  $R_u = 54$  мм;  $\rho = 6^\circ$ ;  $d_w = 19$  мм;  $f_1 = 0,12$ ;  $\rho = 9,6$ ;  $\beta = 45^\circ$ , эти уравнения, на рис.2.10 представлены харак-



Графики зависимости крутящего момента  $M$  от осевого перемещения  $X$  нажимного диска



1-  $\omega = 0$  об/сек; 2-  $\omega = 4$  об/сек; 3-  $\omega = 8$  об/сек;  
4-  $\omega = 12$  об/сек; 5-  $\omega = 16$  об/сек; 6-  $\omega = 20$  об/сек.

Рис.2.10

теристики изменения моментов срабатывания для разных частот вращения приводного вала. Исследуя эти зависимости можно констатировать, что предельный крутящий момент определяется по формуле /2.39/ при начальном положении зацепленных шариков. Увеличение частоты вращения приводного вала до 20 об/сек. приводит к возрастанию момента срабатывания муфты в 1,3 раза по сравнению со статическим.

При переходе торцевого контакта кулачков центробежных колодок и нажимного диска на контакт по наклонным поверхностям появляется составляющая  $N'$  /рис.2.9/, направление которой противоположно направлению силы  $P_{np}'$  от воздействия центральной пружины. Вследствие этого увеличение числа оборотов приводного вала приводит к возрастанию реакции  $N'$ , которая создает противомомент. Поэтому на рис.2.10 кривые 5 и 6, характеризующие изменение крутящего момента, на втором этапе срабатывания муфты имеют отрицательное значение.

При выходе из зацеплений тел качения нажимной диск фиксируется кулачками центробежных колодок при определенной частоте вращения приводного вала. В этом случае сила трения  $F_{тр}$  меняет свое направление и фиксация нажимного диска осуществляется при выполнении следующего условия

$$P_k \operatorname{tg}(\beta + \rho') > P_{np}' \quad /2.50/$$

Процесс включения муфты происходит при выравнивании составляющих условия /2.50/ в момент, когда контакт кулачков переходит с наклонных поверхностей на торцевые. В этом случае  $\alpha'' = 0$ . Подставляя формулу /2.41/ и /2.44/ в уравнение /2.50/, определим угловую скорость  $\omega_{вк}$  вращения ведущего звена, при достижении которой происходит самовключение муфты

$$\omega_{вк} = \sqrt{\frac{c_1(\delta_1 + x'_{max}) - 2 \operatorname{tg}(\beta + \rho') c_2 \delta_2}{2 m_k \operatorname{tg}(\beta - \rho')}} \quad 12.51/$$

Таким образом, рабочая скорость вращения  $\omega_{вп}$  ведущего звена должна быть больше угловой скорости  $\omega_{вк}$ , при которой происходит самовключение муфты. В случае, если  $\omega_{вк} = 0$ , то включение муфты произойдет при полной остановке привода.

Исходя из уравнения /2.39/ для самоотключающейся шариковой предохранительной муфты с автоматическим включением КПД определяется по формуле

$$\eta = \frac{c_1 \delta_1 \left[ (\Delta' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - \Delta'^2}) / (\sqrt{d_w^2 - \Delta'^2} + \Delta' \operatorname{tg} \rho) - f_1 \right]}{\left[ c_1 \delta_1 \Delta' + 2(m_k \omega^2 R_u + c_2 \delta_2) f_2 \Delta' \right] / \sqrt{d_w^2 - \Delta'^2}} \times 100\% \quad 12.52/$$

Для механизма отжима муфты, без учета сил трения в зоне контакта кулачков центробежных колодок и нажимного диска, КПД зацепления шарик-шарик при перемещении тел качения в сквозных отверстиях полумуфт определяется из уравнения

$$\eta = \frac{\sqrt{d_w^2 - \Delta'^2} \left[ (\Delta' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - \Delta'^2}) / (\sqrt{d_w^2 - \Delta'^2} + \Delta' \operatorname{tg} \rho) - f_1 \right]}{\Delta'} \times 100\% \quad 12.53/$$

При  $\Delta' = 12,5$  мм;  $d_w = 19$  мм;  $c_1 = 60$  Н/мм;  $c_2 = 50$  Н/мм;  $\delta_1 = 6,5$  мм;  $\delta_2 = 6$  мм;  $\rho = 5^\circ$ ;  $f_1 = 0,1$ ;  $f_2 = 0,12$ ;  $m_k = 0,8$  кг;  $\omega = 29\pi$ ;  $n = 4$  об/сек.;  $R_u = 54$  мм; КПД муфты = 62,6%; КПД механизма отжима муфты = 72%.

Таким образом, потери на трение в механизме отжима полумуфт составляют 28%, что на 6% меньше чем при функционировании муфты с элементами зацеплений типа шарик-шарик /2.25/. Учитывая отно-

Динамическая схема привода с предохранительной муфтой

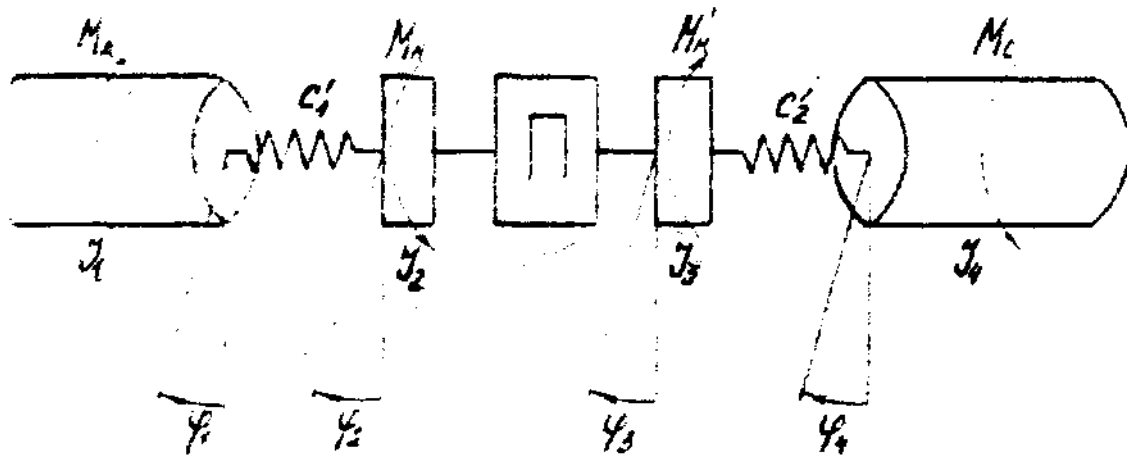


Рис.2.II

ное перемещение массы  $J_2$  на угол выхода из зацеплений шариков. За время этого периода момент на муфте возрастает от  $M_{min}$  до  $M_{max}$ .

Третий период соответствует времени от момента размыкания до следующего входа в зацепление шариков полумуфт. В это время колебательные процессы в системе протекают отдельно в обеих частях. Момент, действующий на полумуфты, практически равен нулю. Для самоотключающихся защитных устройств время протекания этого периода ограничивается только оператором машины, который производит включение муфты.

Четвертый период начинается в момент контакта шариков полумуфт и заканчивается входом их в зацепление между собой.

В дальнейшем процесс будет повторяться в той же последовательности.

В зависимости от соотношения масс и жесткостей элементов привода наибольшие динамические нагрузки могут возникать в системе на протяжении второго или четвертого периодов. Во время четвертого периода наблюдаются высокие осевые ударные нагрузки, однако колебательные процессы при включении полумуфт быстро затухают. Расцепление полумуфт, происходящее во время второго периода, осуществляется, когда момент сопротивления превышает максимально допустимый. В этом случае динамические нагрузки достигают своих наибольших значений, что приводит к разрушению элементов муфт. Математически наиболее сложно описывается процесс колебаний во время второго периода, который и рассматривается ниже.

Уравнение движения для системы привода с предохранительной муфтой запишется в виде

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_A \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_1 (\varphi_2 - \varphi_1) &= -M_M \end{aligned} \right\} (1') \quad /2.54/$$

$$\left. \begin{aligned} J_3 \ddot{\varphi}_3 + C_2 (\varphi_3 - \varphi_4) &= M_M \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 + C_2 (\varphi_4 - \varphi_3) &= -M_C \end{aligned} \right\} (2')$$

Связь между массами полумуфт  $J_2$  и  $J_3$  выражается неявно, через момент, передаваемый муфтой  $M_M$ , который определяется из условия равновесия подвижной полумуфты.

производя преобразование системы дифференциальных уравнений /2.54/ известными способами /42, 43/, последняя примет упрощенный вид

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{вд} + C_1 \varphi_{вд} / J_{вд} = M_A / J_1 + M_M / J_2 \\ \ddot{\varphi}_{вм} + C_2 \varphi_{вм} / J_{вм} = M_M / J_3 + M_C / J_4 \end{cases} \quad /2.55/$$

Рассмотрим условия равновесия подвижной полумуфты под действием воспринимаемых ею сил и момента для шариковой предохранительной муфты с реверсивным включением. Расчетная схема в этом случае соответствует рис. 2.5.

Условие равновесия подвижной полумуфты примет следующий вид

$$m_g x + c x = P \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d \right] - c \Delta \quad /2.56/$$

Зависимость между смещением полумуфт в окружном направлении и изменением величины деформации пружины выразится следующим образом

$$y = (\varphi_2 - \varphi_3) R = x \operatorname{tg} \alpha,$$

Откуда

$$x = \frac{(\varphi_2 - \varphi_3) R}{\operatorname{tg} \alpha} \quad /2.57/$$

Система уравнений, с помощью которых возможно определить динамические нагрузки при работе привода с предохранительной муфтой на первом этапе ее срабатывания, примет следующий вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\varphi}_{вд} + c_1 \dot{\varphi}_{вд} / J_{вд} = M_A / J_1 + M_M / J_2 \\ \ddot{\varphi}_{вм} + c_2 \dot{\varphi}_{вм} / J_{вм} = M_M / J_3 + M_C / J_4 \\ \varphi_1 - \varphi_2 = \varphi_{вд} \\ \varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{вм} \\ x = (\varphi_2 - \varphi_3) R / \operatorname{tg} \alpha \\ m \ddot{x} + c x = P \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d \right] - c \Delta \\ P = M / R \end{array} \right. \quad /2.58/$$

На втором этапе отключения муфты уравнения динамики привода выразятся системой

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\varphi}_{вд} + c_1 \dot{\varphi}_{вд} / J_{вд} = M_A / J_1 + M_M / J_2 \\ \ddot{\varphi}_{вм} + c_2 \dot{\varphi}_{вм} / J_{вм} = M_M / J_3 + M_C / J_4 \\ \varphi_1 - \varphi_2 = \varphi_{вд} \\ \varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{вм} \\ x = (\varphi_2 - \varphi_3) R / \operatorname{tg} \alpha \\ m \ddot{x}' + c x' = P \left[ \frac{z + x' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{z^2 - (z + x')^2}}{\sqrt{z^2 - (z + x')^2} + \operatorname{tg} \rho (z + x')} - Df/d \right] - c(\Delta + h'_{max}) \\ P = M_M / R \end{array} \right. \quad /2.59/$$

Обратимся к расчетной схеме /рис.2.8/ механизма отжима предохранительной муфты с автоматическим включением в момент ее срабатывания, при котором кулачки нажимного диска скользят по торцевым поверхностям кулачков центробежных колодок.

Запишем условие равновесия нажимного диска

$$m_2 \ddot{x} + c_1 x' = P \left[ \frac{\Delta' + x' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2}}{\sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2} - \operatorname{tg} \rho (\Delta' + x')} - f_1 \right] - [c_1 \delta_1 + 2(m_k \omega^2 R_B + c_2 \delta_2) f_2] \quad /2.60/$$

Зависимость между смещением полумуфты в окружном направлении и изменением величины деформации центральной пружины имеет следующий вид

$$y = (\varphi_2 - \varphi_3) R = d_w \cos \alpha,$$

Откуда

$$\cos \alpha = \frac{(\varphi_2 - \varphi_3) R}{d_w} \quad /2.61/$$

Используя уравнение 2.27 выразим осевое смещение  $x$  нажимного диска через  $\alpha$

$$x = d_w \sin \alpha = d_w \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = \sqrt{d_w^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2} \quad /2.62/$$

Система уравнений для определения динамических нагрузок при работе привода с предохранительной муфтой на первом этапе ее отключения примет следующий вид

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{B2} + c_1 \varphi_{B2} / J_{B2} = M_2 / J_1 + M_M / J_2 \\ \ddot{\varphi}_{B3} + c_2 \varphi_{B3} / J_{B3} = M_M / J_3 + M_C / J_4 \\ \varphi_1 - \varphi_2 = \varphi_{B2} \\ \varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{B3} \\ x = \sqrt{d_w^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2} \\ m_2 \ddot{x} + c_1 x' = P \left[ \frac{\Delta' + x' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2}}{\sqrt{d_w^2 - (\Delta' + x')^2} - \operatorname{tg} \rho (\Delta' + x')} \right] - [c_1 \delta_1 + 2(m_k \omega^2 R_B + c_2 \delta_2) f_2] \\ P = M_M / R \end{cases} \quad /2.63/$$



Расчетная схема механизма отжима муфты на втором этапе ее срабатывания, при котором кулачки нажимного диска скользят по наклонным поверхностям центробежных колодок, соответствует рис.2.9.

Тогда условие равновесия нажимного диска выразится в виде

$$m_2 \ddot{x}'' + c_1 x'' = \rho \left[ \frac{l + x'' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2}}{\sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2} + \operatorname{tg} \rho (l + x'')} \right] - f_1 - \left\{ c_1 (\delta_1 + x'_{max}) + \right. \\ \left. + 2 \left[ m_k \omega^2 (R_4 + x'' \operatorname{tg} \beta) + c_2 (\delta_2 - x'' \operatorname{tg} \beta) \right] \operatorname{tg} (\beta - \rho) \right\} \quad /2.64/$$

Система уравнений динамики привода с предохранительной муфтой на втором этапе ее срабатывания запишется следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\varphi}_{B2} + c_1 \varphi_{B2} / J_{B2} = M_A / J_1 + M_M / J_2 \\ \ddot{\varphi}_{B3} + c_2 \varphi_{B3} / J_{B3} = M_M / J_3 + M_C / J_4 \\ \varphi_1 - \varphi_2 = \varphi_{B2} \\ \varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{B3} \\ x = \sqrt{d_w^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2} \\ m_2 \ddot{x}'' + c_1 x'' = \rho \left[ \frac{l + x'' - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2}}{\sqrt{d_w^2 - (l + x'')^2} + \operatorname{tg} \rho (l + x'')} \right] - f_1 - \\ - \left\{ c_1 (\delta_1 + x'_{max}) + 2 \left[ m_k \omega^2 (R_4 + x'' \operatorname{tg} \beta) + c_2 (\delta_2 - x'' \operatorname{tg} \beta) \right] \operatorname{tg} (\beta - \rho) \right\} \\ \rho = M_M / R \end{array} \right. \quad /2.65/$$

Для возможности использования стандартных программ /82/ при решении дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты-Мерсона необходимо систему уравнений второго порядка привести к пер-

вому. При этом, используя систему уравнений /2.54/, формулы /2.56/ и /2.57/, определим динамический момент, возникающий при срабатывании муфты

$$\frac{\ddot{x} \operatorname{tg} \alpha}{R} = \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3 = \frac{C_1}{J_2} \varphi_{вз} - \frac{M_M}{J_2} + \frac{C_2}{J_3} \varphi_{вм} - \frac{M_M}{J_3},$$

Откуда

$$\ddot{x} = \frac{R}{\operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{C_1}{J_2} \varphi_{вз} + \frac{C_2}{J_3} \varphi_{вм} - M_M \left( \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \right) \quad /2.66/$$

С другой стороны  $\ddot{x}$  выражается

$$\ddot{x} = -\frac{C}{m_0} x + \frac{M_M}{m_0 R} \left[ \operatorname{tg} (\alpha - \rho) - Df/d \right] - \frac{C\Delta}{m_0} \quad /2.67/$$

Приравнявая уравнения /2.66/ и /2.67/ определим динамический крутящий момент, передаваемый предохранительной муфтой

$$M_M = \frac{(\operatorname{tg} \alpha / m_0 R) (C\Delta + Cx) + (C_1 \varphi_{вз} / J_2) + (C_2 \varphi_{вм} / J_3)}{(\operatorname{tg} \alpha / m_0 R^2) \left[ \operatorname{tg} (\alpha - \rho) - Df/d \right] + 1/J_3 + 1/J_4} \quad /2.68/$$

Окончательно система уравнений динамики привода, включающего предохранительную муфту с реверсивным включением выражается

$$\begin{cases} \varphi_{вз} = \omega_{вз} \\ \dot{\omega}_{вз} = -C_1 \varphi_{вз} / J_{вз} + M_A / J_1 + M_M / J_2 \\ \varphi_{вм} = \omega_{вм} \\ \dot{\omega}_{вм} = -C_2 \varphi_{вм} / J_{вм} + M_M / J_3 + M_C / J_4 \\ \dot{x} = v \\ \dot{v} = \frac{1}{m_g} \left\{ -Cx + \frac{M_M}{R} \left[ \operatorname{tg} (\alpha - \rho) - Df/d \right] - C\Delta \right\} \\ M_M = \frac{(\operatorname{tg} \alpha / m_g R) (Cx + C\Delta) + (C_1 \varphi_{вз} / J_2) + (C_2 \varphi_{вм} / J_3)}{(\operatorname{tg} \alpha / m_g R^2) \left[ \operatorname{tg} (\alpha - \rho) - Df/d \right] + 1/J_2 + 1/J_3} \end{cases} \quad /2.69/$$

Начальные условия для решения системы уравнений /2.69/

при  $t = 0$

$$M_M = \frac{c \Delta R}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d} ,$$

12.70/

$$\varphi_{\omega 0} = J_{\omega 0} / C_1' (M_A / J_1 + M_M / J_2),$$

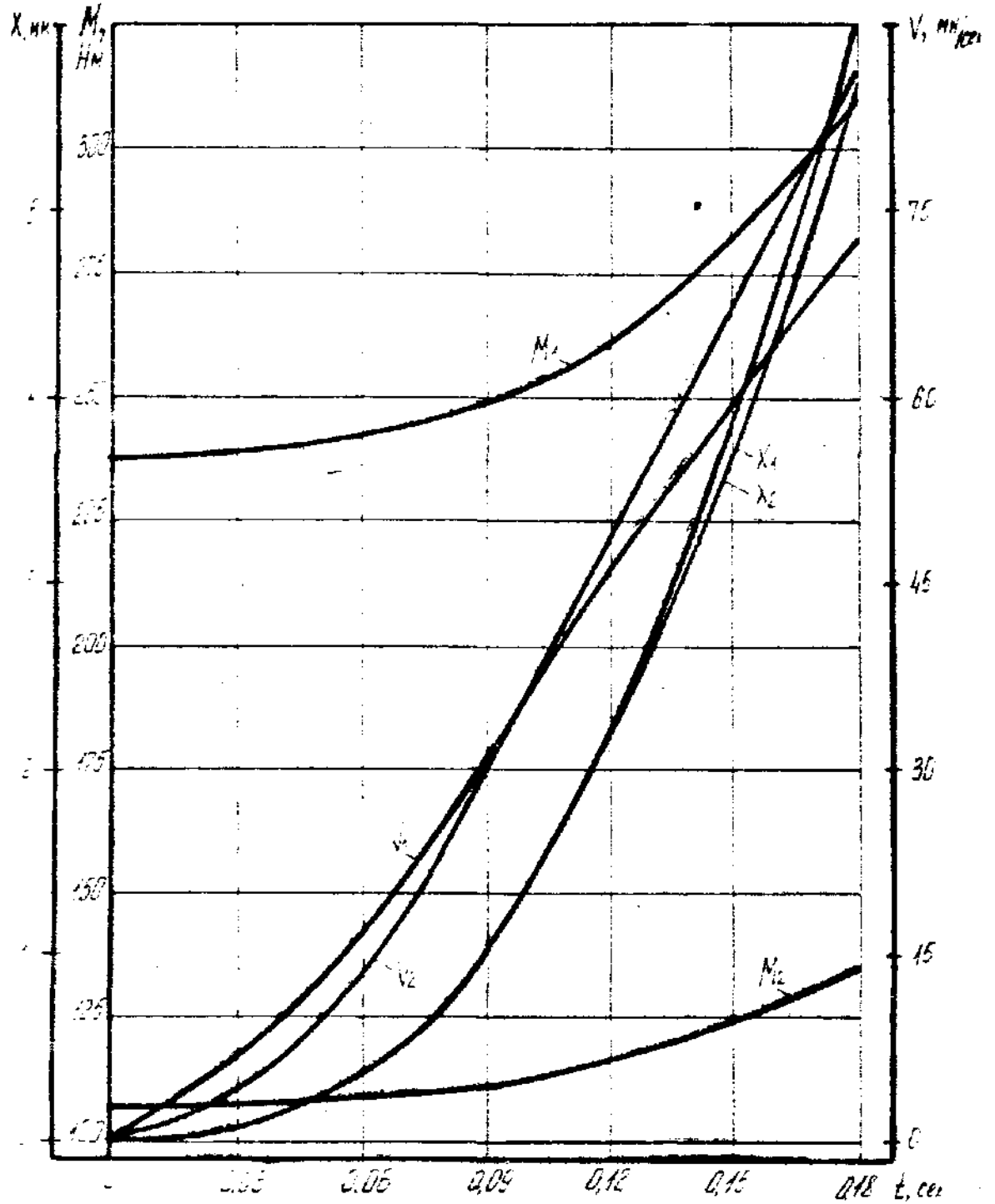
$$\varphi_{\omega M 0} = J_{\omega M} / C_2' (M_M / J_3 + M_C / J_4).$$

На рис.2.12 представлены графики зависимости динамического момента срабатывания муфты  $M_M$ , линейной скорости  $V$ , осевого перемещения  $X$  подвижной полумуфты от времени  $t$  при  $D = 120$  мм;  $c = 80$  Н/мм;  $\Delta = 20$  мм;  $f = 0,17$ ;  $d = 62$  мм;  $C_1' = 10000$  Нм/рад;  $C_2' = 10000$  Нм/рад;  $J_1 = 40$  Нм · сек<sup>2</sup>;  $J_2 = 1,5$  Нм · сек<sup>2</sup>;  $J_3 = 1,5$  Нм · сек<sup>2</sup>;  $J_4 = 40$  Нм · сек<sup>2</sup>.

Программа расчета системы уравнений /2.69/ представлена в приложении. Анализируя характеристики изменения крутящего момента можно констатировать, что увеличение угла наклона лунки  $\alpha$  приводит к относительному увеличению начального и конечного момента срабатывания по сравнению со статическим отключением защитного устройства. Для муфты с углом наклона лунки  $\alpha = 45^\circ$  коэффициент динамичности  $K_d$ , который определяется как отношение динамического момента срабатывания /рис.2.12/ к статическому /рис.2.7/, составляет 1,12, а для  $\alpha = 60^\circ - K_d = 1,06$ . При этом изменение линейных скоростей  $V_1$  и  $V_2$  и осевых перемещений  $x_1$  и  $x_2$  для различных углов наклона лунок практически не отличаются.

На рис. 2.13 представлены характеристики изменения угловой скорости  $\omega_{\omega 0}$  и углового перемещения  $\varphi_{\omega 0}$  подвижной полумуфты от времени  $t$ . Из анализа этих графиков можно констатировать, что при одинаковом времени отключения относительная величина изменения угловых скоростей и перемещений меньше для больших углов наклона лунок: для  $\alpha = 60^\circ - \Delta\varphi = 1,3$ , а для  $\alpha = 45^\circ - \Delta\varphi = 1,33$ ;  $\omega = 2,52$ . Таким образом, исследуя графики /2.12/ и /2.13/ можно

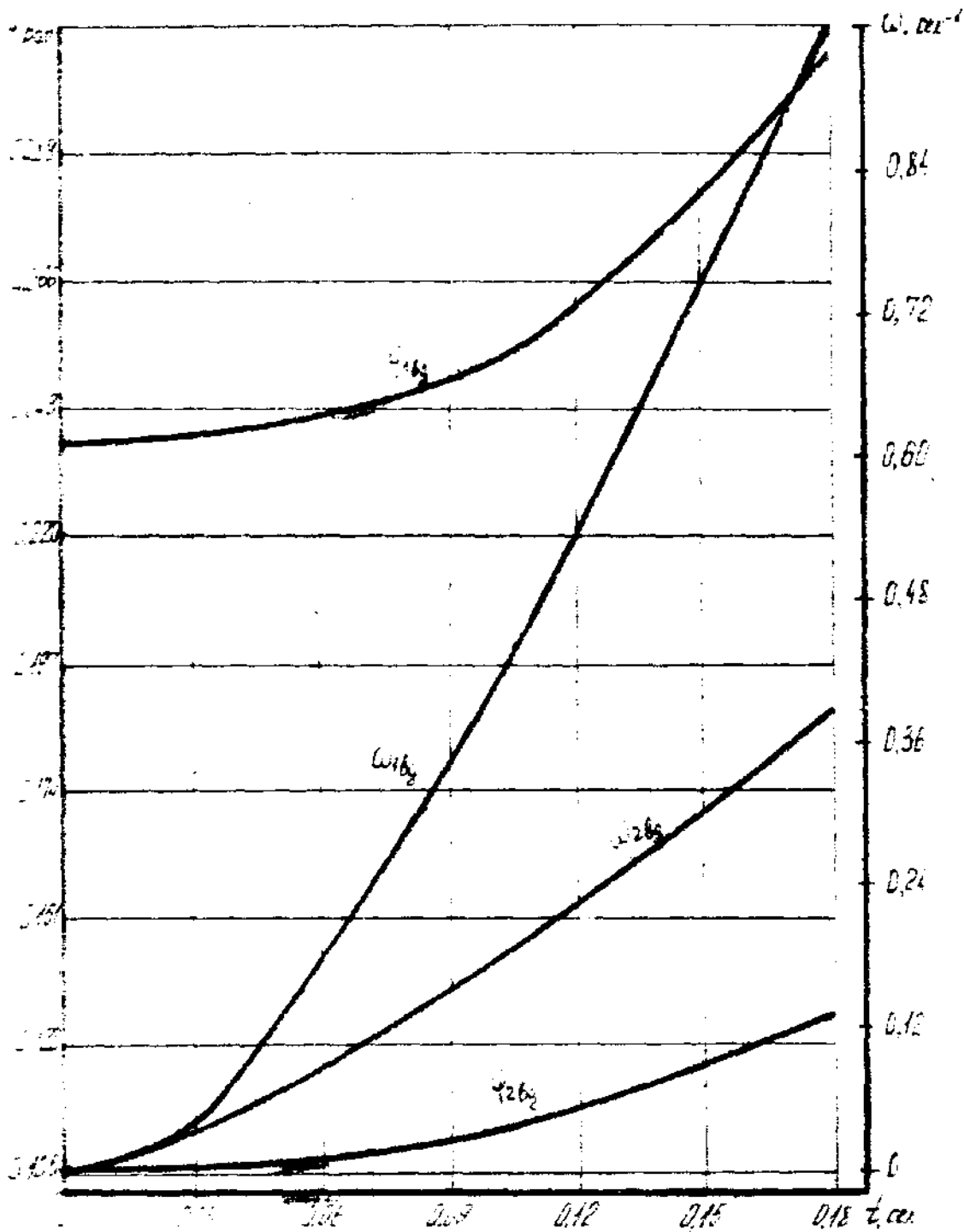
Графики зависимости  $M$ ,  $X$ ,  $V$  от времени  
для муфты с реверсивным включением



1 -  $\alpha = 45^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 60^\circ$ .

Рис. 2.12

Графики зависимости  $\psi_{60}$ ,  $\omega_{60}$  от времени  $t$   
для муфты с реверсивным включением



1 -  $\alpha = 45^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 60^\circ$ .

Рис. 2.13

сделать вывод о том, что меньшей динамичностью обладают муфты с большими углами наклона лунок.

Аналогично произведем преобразования системы дифференциальных уравнений второго порядка /2.63/, описывающих динамику привода с предохранительной муфтой, включение которой происходит автоматически. Используя уравнения /2.54/, /2.60/, /2.61/ и /2.62/ определим динамический момент, возникающий при срабатывании защитного устройства

$$\ddot{x} = - \frac{R^2}{\sqrt{d_w^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2}} \left\{ \frac{R^2}{(d_w^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2)} (\varphi_2 - \varphi_3)^2 \times \right. \quad /2.71/$$

$$\left. \times (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 + (\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3) + (\varphi_2 - \varphi_3) (\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3) \right\},$$

$$\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3 = C_1 (\varphi_2 - \varphi_1) / J_1 - M_M / J_1 + C_2 (\varphi_3 - \varphi_4) / J_3 - M_M / J_3, \quad /2.72/$$

$$\ddot{x} = M_M / R m_g \left\{ \left[ \frac{\Delta + x - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (\Delta + x)^2}}{\sqrt{d_w^2 - (\Delta + x)^2} - \operatorname{tg} \rho (\Delta + x)} - \right. \right.$$

$$\left. - f_1 \right\} - C_1 x / m_g - \left[ C_1 \delta_1 + 2(m_k \omega^2 R_4 + C_2 \delta_2) f_2 \right] / m_g. \quad /2.73/$$

Подставляя значение /2.72/ в уравнение /2.71/ и приравнявая последнее с /2.73/ определим динамический момент муфты

$$M_M = \left\{ \frac{C_1 x}{m_g} + \frac{1}{m_g} \left[ C_1 \delta_1 + 2(m_k \omega^2 R_4 + C_2 \delta_2) f_2 \right] - \frac{R^2}{\sqrt{d_w^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2}} \times \right.$$

$$\times \left[ \frac{R^2}{\sqrt{d_w^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2}} (\varphi_2 - \varphi_3)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 + (\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)^2 + (\varphi_2 - \varphi_3) \times \right.$$

$$\left. \left. (C_2 (\varphi_3 - \varphi_4) / J_3 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) / J_1) \right] \right\} / \left\{ (\varphi_2 - \varphi_3) (1 / J_1 + 1 / J_2) + \right. \quad /2.74/$$

$$\left. \left[ \frac{\Delta + x - \operatorname{tg} \rho \sqrt{d_w^2 - (\Delta + x)^2}}{\sqrt{d_w^2 - (\Delta + x)^2} - \operatorname{tg} \rho (\Delta + x)} - f_1 \right] / R m_g \right\}.$$

Принимая соответствующие обозначения можно прийти к системе дифференциальных уравнений первого порядка

$$\left. \begin{aligned}
 & \varphi_{23} = \varphi_2 - \varphi_3 \\
 & \Delta^1 x = \Delta x \\
 & \sqrt{d\omega^2 - (\varphi_2 - \varphi_3)^2 R^2} = \varepsilon_1 \\
 & \sqrt{d\omega^2 - \Delta x^2} = \varepsilon_2 \\
 & \varphi_1 - \varphi_2 = \varphi_{\delta\delta} \\
 & \varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{\delta M} \\
 & M_M = \left\{ c_1 x / m_g + [c_1 \bar{d}_1 + 2(m_k \omega^2 R_4 + c_2 \bar{d}_2) f_2] / m_g - R^2 / \varepsilon_1 \times \right. \\
 & \left. \left[ R^2 \varphi_{23}^2 \varphi_{23}^2 / \varepsilon_1^2 + \varphi_{23}^2 + \varphi_{23} (c_1 \varphi_{\delta\delta} / J_2 + c_2 \varphi_{\delta M} / J_3) \right] \right\} / \\
 & \left\{ \varphi_{23} (1/J_2 + 1/J_3) + \left[ \frac{(\Delta x) - \operatorname{tg} \rho \varepsilon_2}{\varepsilon_2 - \operatorname{tg} \rho (\Delta^1 x)} - f_1 \right] \right\} \quad 12.75/ \\
 & \dot{\varphi}_1 = \omega_1 \\
 & \omega_1 = [M_{\delta} - c_1 \varphi_{\delta\delta}] / J_1 \\
 & \dot{\varphi}_2 = \omega_2 \\
 & \omega_2 = [c_1 \varphi_{\delta\delta} - M_M] / J_2 \\
 & \dot{\varphi}_3 = \omega_3 \\
 & \omega_3 = [M_M - c_2 \varphi_{\delta M}] / J_3 \\
 & \dot{\varphi}_4 = \omega_4 \\
 & \omega_4 = [c_2 \varphi_{\delta M} - M_c] / J_4 \\
 & \dot{x} = v \\
 & \dot{v} = \left\{ M_M \left[ \frac{(\Delta x - \operatorname{tg} \rho \varepsilon_2)}{(\varepsilon_2 - \operatorname{tg} \rho \Delta x)} - f_1 \right] - c_1 x - \right. \\
 & \left. [c_1 \bar{d}_1 + 2(m_k \omega^2 R_4 + c_2 \bar{d}_2) f_2] \right\}
 \end{aligned} \right\}$$

Начальными условиями для решения системы уравнений /2.75/ при  $t = 0$  являются

$$\begin{aligned}
 \varphi_{\delta\delta} &= \frac{J_{\delta\delta}}{c_1} \left( \frac{M_{\delta}}{J_1} + \frac{M_M}{J_2} \right); \quad \varphi_{20} = 0; \quad \varphi_{10} = \varphi_{\delta\delta}; \\
 \varphi_{\delta M} &= \frac{J_{\delta M}}{c_2} \left( \frac{M_M}{J_3} + \frac{M_c}{J_4} \right); \quad \varphi_{40} = 0; \quad \varphi_{30} = \varphi_{\delta M}; \quad 12.76/ \\
 M_M &= R \frac{c_1 \bar{d}_1 + 2(m_k \omega^2 R_4 + c_2 \bar{d}_2) f_2}{[\Delta x - \operatorname{tg} \rho \varepsilon_2] / [\varepsilon_2 - \operatorname{tg} \rho \Delta x] - f_1}
 \end{aligned}$$

На рис. 2.14 и 2.15 представлены характеристики  $M$ ;  $x$ ;  $V$ ;  $\varphi_{\text{об}}$ ;  $\omega_{\text{об}}$  в зависимости от времени  $t$  для муфты с автоматическим включением при  $D = 160$  мм;  $C_1 = 60$  Н/мм;  $\delta_1 = 8,5$  мм;  $C_2 = 50$  Н/мм;  $\delta_2 = 6$  мм;  $m_k = 0,8$  кг;  $R_4 = 54$  мм;  $\rho = 6^\circ$ ;  $d_w = 19$  мм;  $f = 0,12$ ;  $\rho_1 = 9,6^\circ$ ;  $\beta = 45^\circ$ ;  $C_1' = 10000$  Нм/рад;  $C_2' = 10000$  Нм/рад;  $J_1 = 40$  Нм · сек<sup>2</sup>;  $J_2 = 1,5$  Нм · сек<sup>2</sup>;  $J_3 = 1,5$  Нм · сек<sup>2</sup>;  $J_4 = 40$  Нм · сек<sup>2</sup>. Программа расчета системы уравнений /2.77/ представлена в приложении.

Анализируя эти зависимости и изменение статического момента срабатывания /рис.2.10/ определим коэффициент динамичности муфты -  $K_d = 1,07$ . При сравнении его с коэффициентом динамичности ранее исследованного защитного устройства очевидно, что они близкие между собой для углов наклона лунок  $\alpha = 55^\circ \dots 60^\circ$ . Характер изменения скоростей и перемещений подвижных звеньев для двух муфт практически одинаковы. Таким образом, муфта с реверсивным включением при использовании полумуфт с большими углами наклона лунок  $55^\circ \dots 65^\circ$  и муфта с автоматическим включением обладают низкой динамичностью, что указывает на целесообразность их применения в приводах машин.

В результате проведенного теоретического анализа шариковых предохранительных муфт исследованы структурные схемы их механизмов отжима и определены условия состояния тел качения при относительном смещении полумуфт. Вращение тел качения происходит в случае, если коэффициент трения  $f$  в зацеплении шарик-лунка в  $1,37 \dots 1,41$  раз превышает коэффициент трения  $f_1$  в зацеплении шарик-гнездо.

Исследованы кинематические и кинетостатические показатели защитных устройств, определены их конструктивные, силовые и энергетические параметры. Для муфты с реверсивным включением установлено, что изменение угла наклона лунки в пределах  $65^\circ \dots 45^\circ$  при-



Графики зависимости  $M$ ,  $X$ ,  $V$  от времени  $t$   
для муфты с автоматическим включением

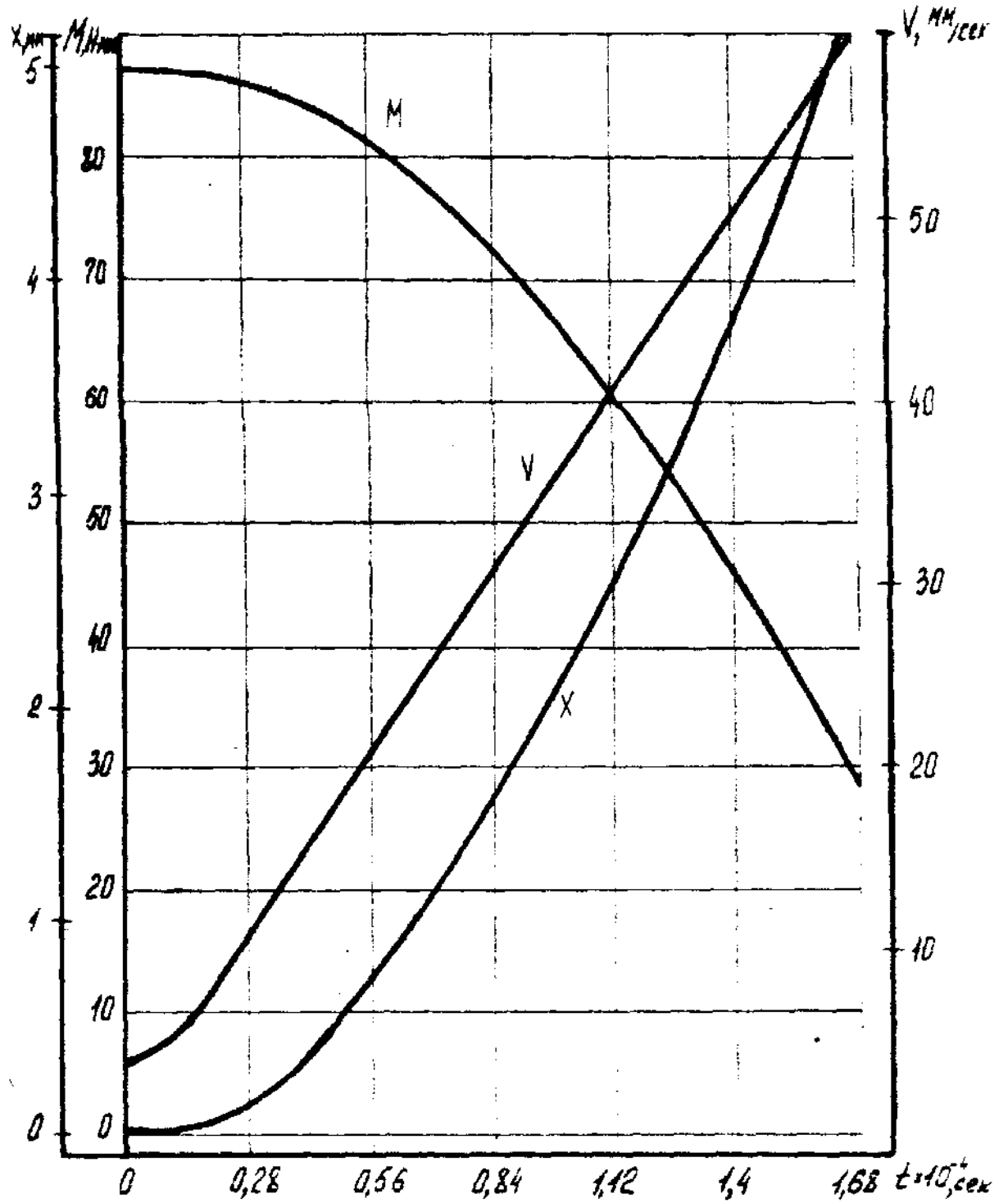


Рис.2.14

Графики зависимости  $\varphi_{ог}$ ,  $\omega_{ог}$  от времени  $t$   
для муфты с автоматическим включением

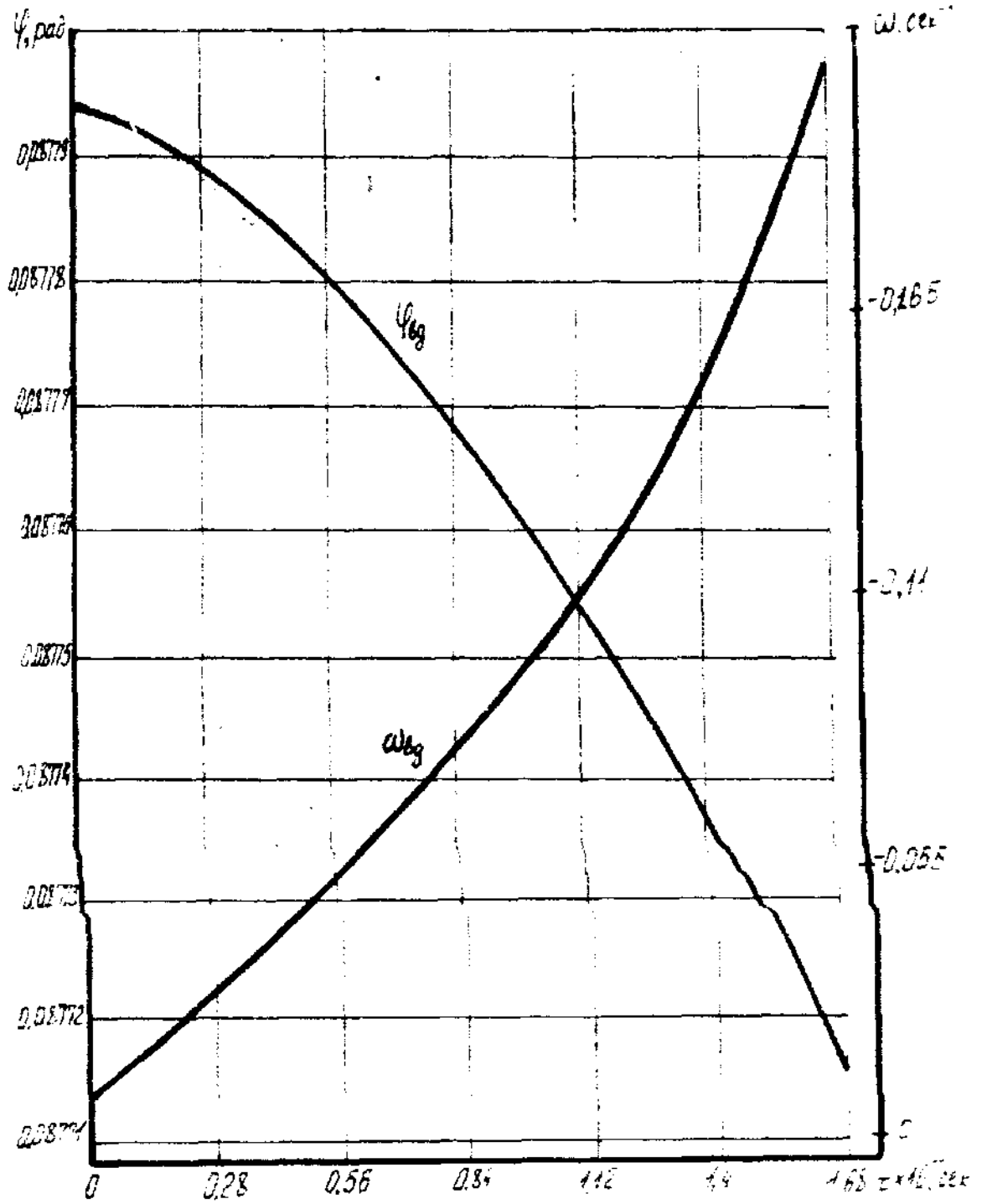


Рис. 2.15

ведит к увеличению момента срабатывания в 2,6 раза. Для муфты с автоматическим включением при частоте вращения ~~привода~~ 20 об/сек. момент отключения по сравнению со статическим возрастает в 1,3 раза.

Проведены исследования динамических процессов, возникающих при функционировании приводов, защищенных шариковыми предохранительными устройствами. Выведены системы дифференциальных уравнений, описывающие переходные процессы, при работе перегруженных муфт, которые решены на ЭВМ с использованием метода Рунге-Кутты-Мерсона. В результате динамических исследований определены коэффициенты динамичности  $K_d$  защитных устройств. Для муфты с реверсивным включением для углов наклона лунок  $\alpha = 55^\circ \dots 65^\circ - K_d = 1,06$ , а для муфты с автоматическим включением  $K_d = 1,07$ , что указывает на целесообразность применения этих муфт в приводах машин.

## ГЛАВА III. ПРОГРАММА, МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

### 3.1. Программа и методика экспериментальных исследований.

В соответствии с основными задачами, изложенными в первой главе и на основании теоретического анализа, разработана программа и методика экспериментальных исследований. Общей методикой предусматривалось исследование функциональных и эксплуатационных характеристик самоотключающихся шариковых защитных устройств. Исследовалась динамика муфт с учетом динамической характеристики объекта защиты. Методики проведения экспериментальных исследований разработаны с учетом различных способов включений защитных устройств. Предусматривались лабораторные и производственные испытания опытных образцов предохранительных муфт /33,73/.

Испытательный стенд, оборудование и приборы обеспечили возможность исследования защитных устройств в широком диапазоне изменения скоростных, силовых, конструктивных и др. параметров.

#### 3.1.1. Конструкции самоотключающихся предохранительных шариковых муфт.

С целью снижения динамических нагрузок в режиме работы перегруженного привода разработаны конструкции самоотключающихся защитных устройств.

На рис. 3.1. изображена шариковая предохранительная муфта с реверсивным включением /16/. Она состоит из ступицы 1, на которой свободно установлена ведомая полумуфта 2. На торцевой поверхности ведомой полумуфты равномерно по окружности выполнены дунки 3 под шарики. Ведомая полумуфта связана с ведущей 5 посредством тел качения 4, расположенных в чередующихся торцевых гнездах 8 и дуговых пазах 9 ведущей полумуфты. При этом длина каждого паза должна быть больше двух диаметров шариков. Регулировка величины пере-

Конструкция предохранительной муфты с реверсивным включением

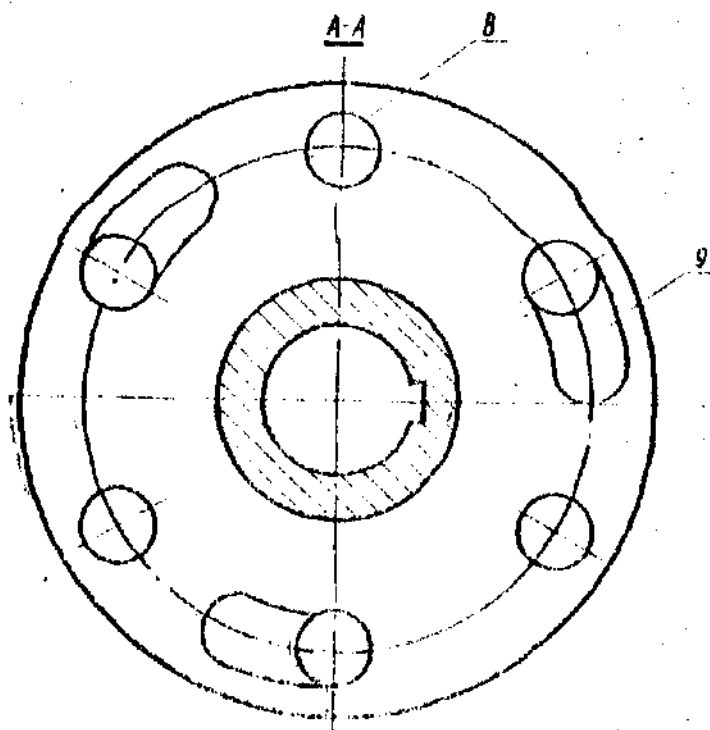
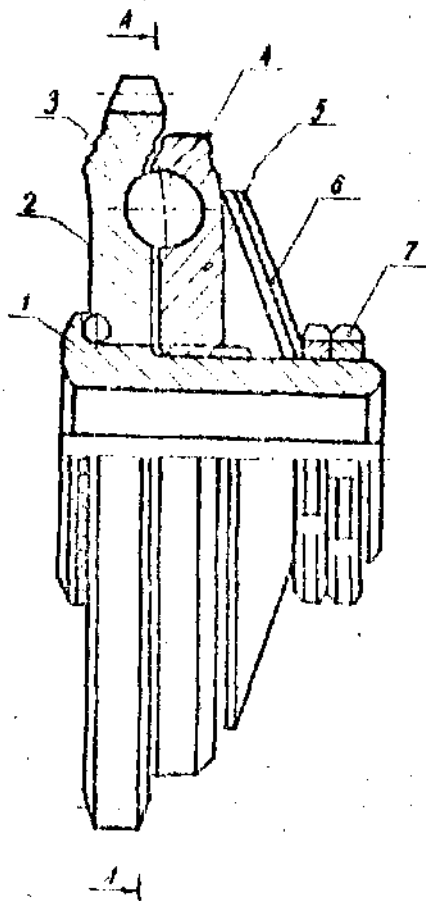


Рис.3.1

даваемого момента осуществляется гайками 7, поджимающими посредством пружин 6 ведущую полумуфту.

Передача момента вращения обеспечивается шариковым зацеплением между полумуфтами, которое нарушается в случае возникновения перегрузки. При этом шарики, расположенные в дуговых пазах, контактируя с торцевой частью ведомой полумуфты, перекатываются к противоположным стенкам пазов. Таким образом, нарушается равномерность распределения шариков по окружности полумуфты при неизменном положении лунок, что исключает возможность повторного срабатывания защитного устройства. Включение его осуществляется путем реверсирования ведущего звена. В этом случае шарики, расположенные в пазах ведущей полумуфты, перекатываются по ним в первоначальное положение, что приводит к самовключению муфты.

Рассмотренная конструкция защитного устройства может найти широкое распространение в приводах, где перегрузка возникает вследствие забивания рабочих органов. В таких случаях остановка привода является необходимой.

Однако далеко не все перегрузки, возникающие вследствие выполнения технологических процессов, приводят к полной остановке привода с целью очистки рабочих органов. В тех случаях, где нет такой необходимости, возможно использование самоотключающейся шариковой предохранительной муфты с автоматическим включением /6/, изображенной на рис. 3.2. Муфта состоит из ступицы 1, на которой свободно установлена ведомая полумуфта 2, содержащая в торцевых гнездах шарики 3, равномерно расположенные по окружности и входящие в зацепление с аналогичными шариками, установленными в скважинах отверстиях ведущей полумуфты. С противоположной стороны тела качения контактируют с нажимным диском 4, в радиальных пазах которого закреплены фиксирующие кулачки 5 прямоугольной формы со скосами. Кулачки своей рабочей частью взаимодействуют с аналогич-

Конструкция предохранительной муфты с автоматическим включением

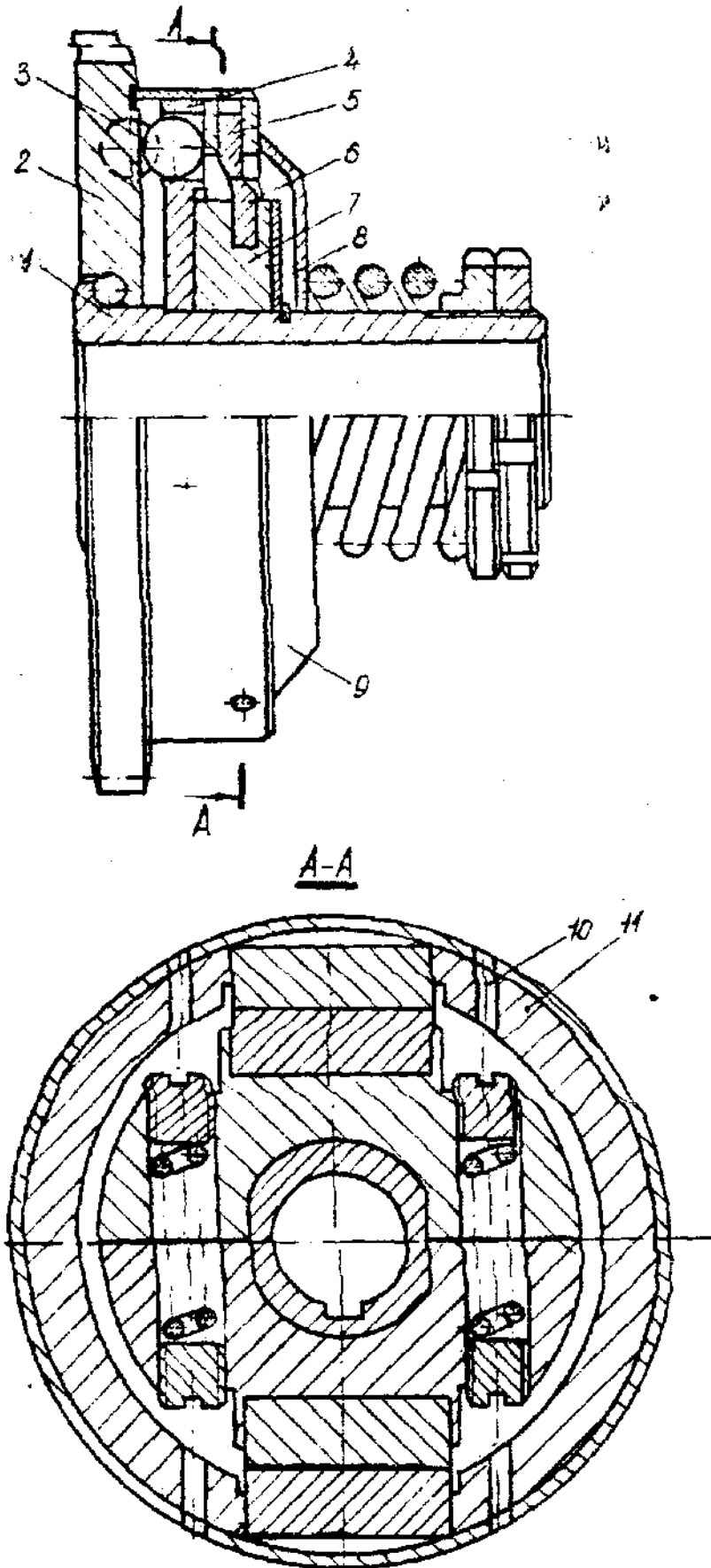


Рис. 3.2

ками фиксирующими кулачками 6, жестко установленными в пазах центробежных колодок 7. Колодки разжимаются между собой пружинами 12, величина предварительной деформации которых регулируется винтами 13 через отверстия 14, выполненные в нажимном диске 15 и крышке 16. Колодки расположены между ведущей полумуфтой 4 и опорным диском 8, осевое перемещение которого ограничено. Нажимной диск посредством регулировочного диска 9 поджимается центральной пружиной 10, сжатие которой регулируется гайками 11.

Момент вращения передается с ведущей полумуфты на ведомую посредством тел качения, расположенных соответственно в гнездах и сквозных отверстиях полумуфт. В случае перегрузки стопорится ведомая полумуфта. Ведущая полумуфта продолжает вращаться, что приводит к смещению шариков, расположенных в ее сквозных отверстиях и перемещению нажимного диска в осевом направлении в сторону сжатия центральной пружины. Совместно с диском 15 перемещаются кулачки 5 по торцевым поверхностям кулачков 6, закрепленных в центробежных колодках. При таком перемещении торцевой контакт кулачков переходит на контакт по наклонным поверхностям, что обеспечивает радиальное перемещение подпружиненных центробежных колодок. При достижении полного выхода шариков из зацепления между собой, центробежные колодки, максимально смещаясь в радиальном направлении, фиксируют нажимной диск в отжатом положении посредством кулачков. Такая фиксация возможна только в том случае, если составляющие от центробежной силы колодок и силы радиальных пружин в направлении оси вращения будут больше силы центральной пружины.

Включение муфты производится автоматически путем снижения частоты вращения ведущей полумуфты. Это приводит к уменьшению центробежной силы вращающихся колодок. При достижении равенства между составляющими от сил центробежных колодок и пружин радиаль-



ных, с одной стороны, и силы центральной пружины, с другой стороны, происходит включение муфты, при котором нажимной диск вводит шарики в зацепление между собой.

Рассмотренные конструкции самоотключающихся шариковых предохранительных муфт обеспечивают полное расцепление полумуфт в режиме перегрузки, что в значительной степени повышает их точность и стабильность срабатывания при длительном сроке эксплуатации.

### 3.1.2. Стенд для исследования характеристик предохранительных муфт.

Стенд /рис.3.3/ предназначен для определения качественных характеристик предохранительных муфт: времени и точности срабатывания ресурса, величины передаваемого крутящего момента и др.

/80/.

Стенд дает возможность испытывать муфты консольного типа, а также муфты предназначенные для соединения соосно расположенных валов и, в частности, с применением карданного вала. Испытания могут проводиться в широком диапазоне угловых скоростей и угловых перемещений.

#### Техническая характеристика стенда

1. Тип приводного электродвигателя.....трехфазный, асинхронный, короткозамкнутый электродвигатель переменного тока  
4A200 / 4УЗ
2. Мощность приводного электродвигателя, квт.....45
3. Диапазон регулировки частоты вращения ведущего вала, мин<sup>-1</sup> .....0+1500
4. Максимальный крутящий момент на ведущем валу, Нм.....500
5. Наибольший тормозной крутящий момент, Нм.....800
6. Метод создания нагружения.....разомкнутый посредством порошковых тормозов

Стенд для исследования характеристик предохранительных муфт

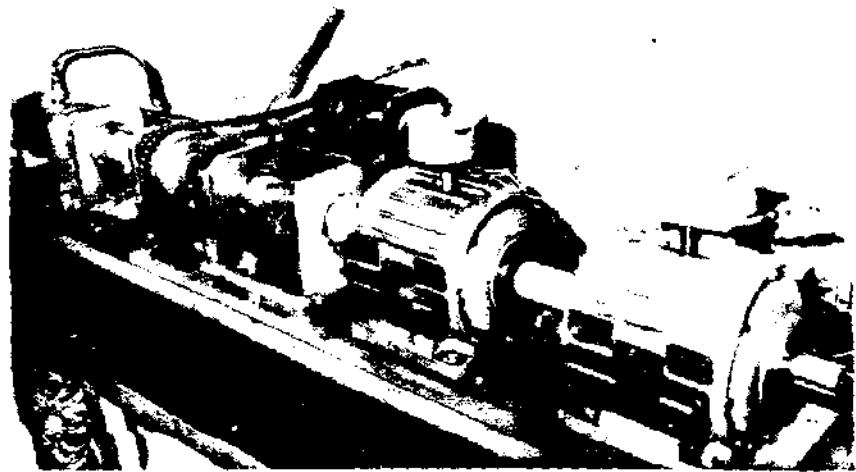
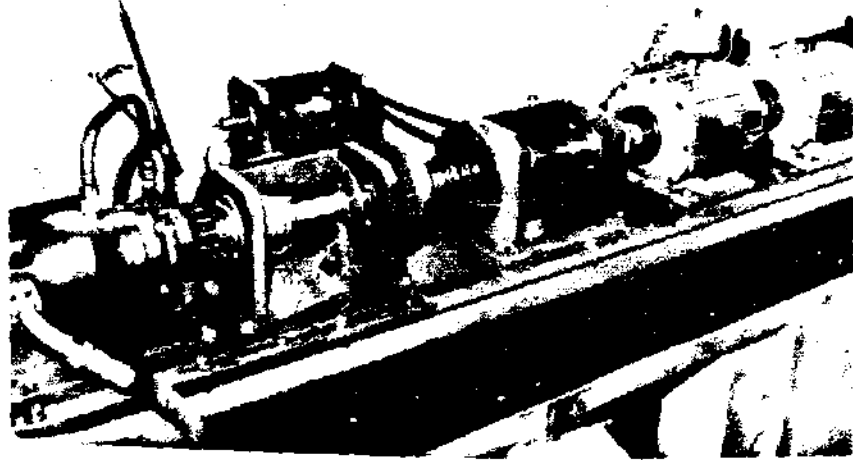


Рис.3.3

7. Количество порошковых тормозов.....	2
8. Тип порошковых тормозов.....	ПТ-40М
9. Метод измерения крутящего момента.....	тензометрический
10. Гидростанция.....	ГМВ-22Н
11. Охлаждение.....	водяное
12. Расход воды, л/мин.....	12
13. Управление режимами работы стенда.....	дистанционное с пульта
14. Габаритные размеры, мм.....	2800x800x1500

Стенд /рис.3.4/ состоит из сварной рамы 4, представляющей собой конструкцию коробчатой формы. В ней на плите I установлен приводной электродвигатель I7, соединенный с гидронасосом 3 гидростатической передачи, масляный бак I5 с радиатором, фильтр I6, гидростанция I4, соединенная с гидроцилиндром II посредством регулятора скорости I2.

Гидронасос 3 гидростатической передачи состоит из корпуса, цилиндрического барабана с поршнями и качающейся плиты приводимой в движение двумя сервоцилиндрами. Вращение барабана осуществляется непосредственно от входного вала, а производительность регулируется изменением угла наклона качающейся плиты относительно его оси. Управление сервоцилиндрами осуществляется посредством золотника сервоклапана, который перераспределяет поток масла от насоса подпитки к одному из сервоцилиндров с одновременным сливом из другого. При этом золотник сервоклапана связан через соединительную систему с валом редуктора механизма управления 2.

В верхней части рамы закреплены два швеллера, играющие роль направляющих, по которым могут перемещаться плиты 7 с помощью ходовых винтов 5. На плитах смонтированы приводной гидродви-

Рис. 1. Схема устройства для исследования характеристик продолжительных мот.

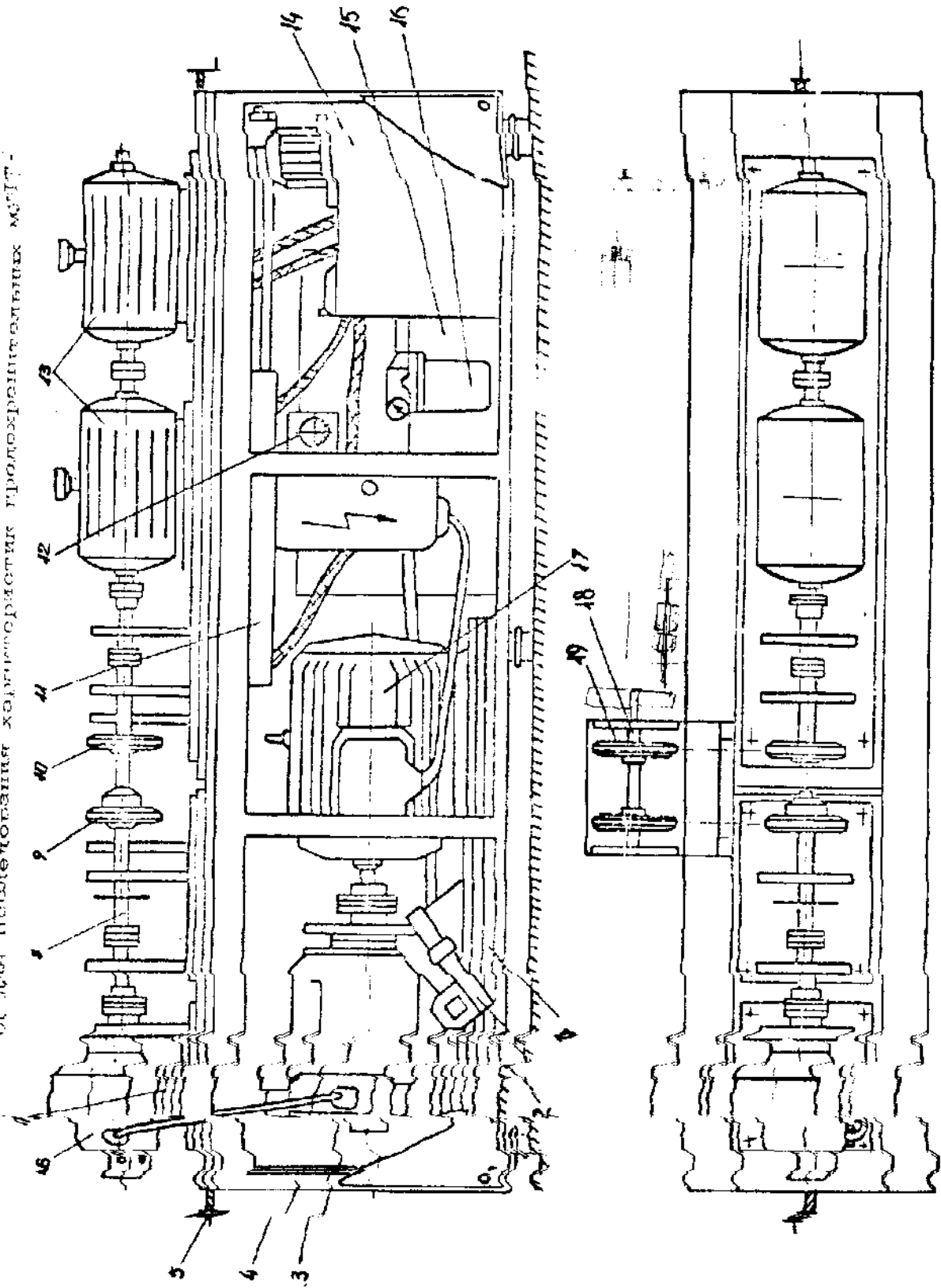


Рис. 3. 1.

датель 6, преобразователь крутящего момента 8 и порошковые тормоза 13 /ПТ-40-2 шт./.

Промежуточный вал 18 стэнда служит для передачи крутящего момента с ведущей системы на ведомую через муфту 9 и звездочки 19, если муфта установлена консольно.

При испытаниях защитных устройств, соединяющих валы, их подмуфты устанавливаются соответственно на ведущей и ведомый валы стэнда.

Промежуточный вал установлен в стойке на подшипниках, а стойка может перемещаться на плите по направляющим кронштейна в перпендикулярном оси стэнда направлении. Перемещением промежуточного вала регулируется напряжение цепей, что облегчает установку испытываемой муфты.

Преобразователи крутящего момента выполнены в виде тензодатчиков, установленных в подшипниках. На тензометрических участках валов наклеены тензодатчики, соединенные по полумостовой схеме через токосъемники с входом тензометрического усилителя.

Механизм управления сервоклапана гидронасоса служит для регулирования частоты вращения гидромотора. Он выполнен в виде пустотелого вала с установленной внутри втулкой, посаженной на вал рычага. Вал имеет окружную прорезь, в которую установлен штифт, жестко соединенный со втулкой. С помощью этого штифта крутящий момент передается с вала на втулку и далее на вал рычага. Вал имеет свободный ход в  $10-12^\circ$ , который определяется длиной прорези. В каждом конце прорези установлены микровыключатели, срабатываемые при нажатии штифта. Они блокируют кнопки "стоп" главного двигателя и коммутируют индикаторные лампочки на пульте управления. Блокировка кнопки "стоп" необходима, чтобы исключить остановку главного двигателя стэнда, если рычаг сервоклапана гидронасоса находится не в нейтральном положении.

Вал механизма управления положением рычага сервоклапана соединен через двухступенчатый червячный редуктор с двигателем постоянного тока, который управляется дистанционно. Механизм имеет два концевых выключателя в крайних точках поворота рычага. При перемещении рычага в крайнее положение один из концевых выключателей срабатывает - отключает двигатель постоянного тока от питающего напряжения. Включить его можно лишь напряжением обратной полярности, в результате чего рычаг возвращается в нейтральное положение.

Для контроля частоты вращения приводного вала станда служит преобразователь частоты вращения - непрозрачный диск, установленный на приводном валу. Равномерно по окружности диска выполнено 60 отверстий. На том же радиусе, по разные стороны диска, установлены осветительная лампа и фотодиод. Полученный с фотодиода сигнал представляет собой последовательность импульсов, частота следования которых соответствует частоте вращения вала станда. Усиленный сигнал подается на цифровой частотомер. Преобразователь частоты вращения может быть использован в качестве отметчика оборотов при записи процесса срабатывания предохранительной муфты.

Передача движения в станде осуществляется от приводного электродвигателя I7 на гидронасос 3 гидростатической передачи, подпитка которого проходит от масляного бака I5 через фильтр I6. Ведущая система, состоящая из гидромотора 6 и преобразователя крутящего момента 8, крепится на подвижной плите 7, имеющей возможность ограниченного перемещения вдоль станда. На валу преобразователя крутящего момента 8 установлена предохранительная муфта 9, соединенная посредством цепной передачи через промежуточный вал I8 и звездочки I9 с ведомым валом I0 преобразователя крутящего момента. Вал вместе с тормозными устройствами I3 составляет ведомую систему станда. Осевое перемещение ведомой системы осуществляется гидrocилиндром II, который соединен с гидростанцией через регулятор

скорости 12.

Перед запуском приводного электродвигателя необходимо убедиться, что рычаг управления сервоклапаном стоит в нейтральном положении, потом включить его на короткое время и выключить. После этого запуск производится на 5 мин и гидропередача оставляется на холостом ходу. При запуске манометр должен показывать небольшие колебания. Во время холостого хода давление должно быть в пределах  $12 \times 15 / \times 10^5$  Па.

Управляют работой стенда с пульта. С этой целью на верхнюю панель стенда выведены органы управления, измерительные приборы, индикаторные лампочки. Схема управления порошковыми тормозами позволяет создать предварительную нагрузку предохранительной муфты, т.е. имитировать реальную работу узла машины и автоматизировать процесс испытаний. Схема содержит реле времени, задания выдержки срабатывания муфты и формирования последующей паузы. Количество срабатываний регистрируется счетчиком.

Расположение органов управления на верхней панели пульта дистанционного управления /ПДУ/ изображено на рис. 3.5. В левой части панели ПДУ расположен общий выключатель 1 и его индикаторная лампочка 2, кнопки "пуск" 37 и "стоп" 38 управляют работой приводного электродвигателя. При работающем приводном электродвигателе загорается лампочка 3 и включаются часы 4, отсчитывающие время работы стенда.

Над часами располагаются приборы 5 и 6, указывающие температуру масла и воды, вода применяется для охлаждения порошковых тормозов.

Кнопки 35 и 36 соответственно включают и выключают гидростанцию ГМ 8-22М. При ее включении происходит возвратно-поступательное осевое перемещение ведомой системы, которое ограничивается концевыми выключателями.

### Пульт дистанционного управления стандом

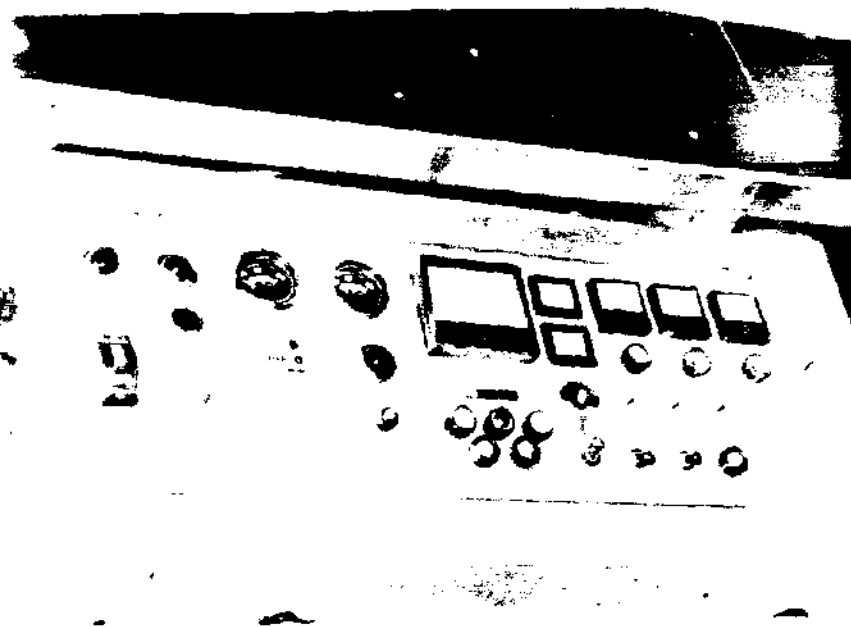
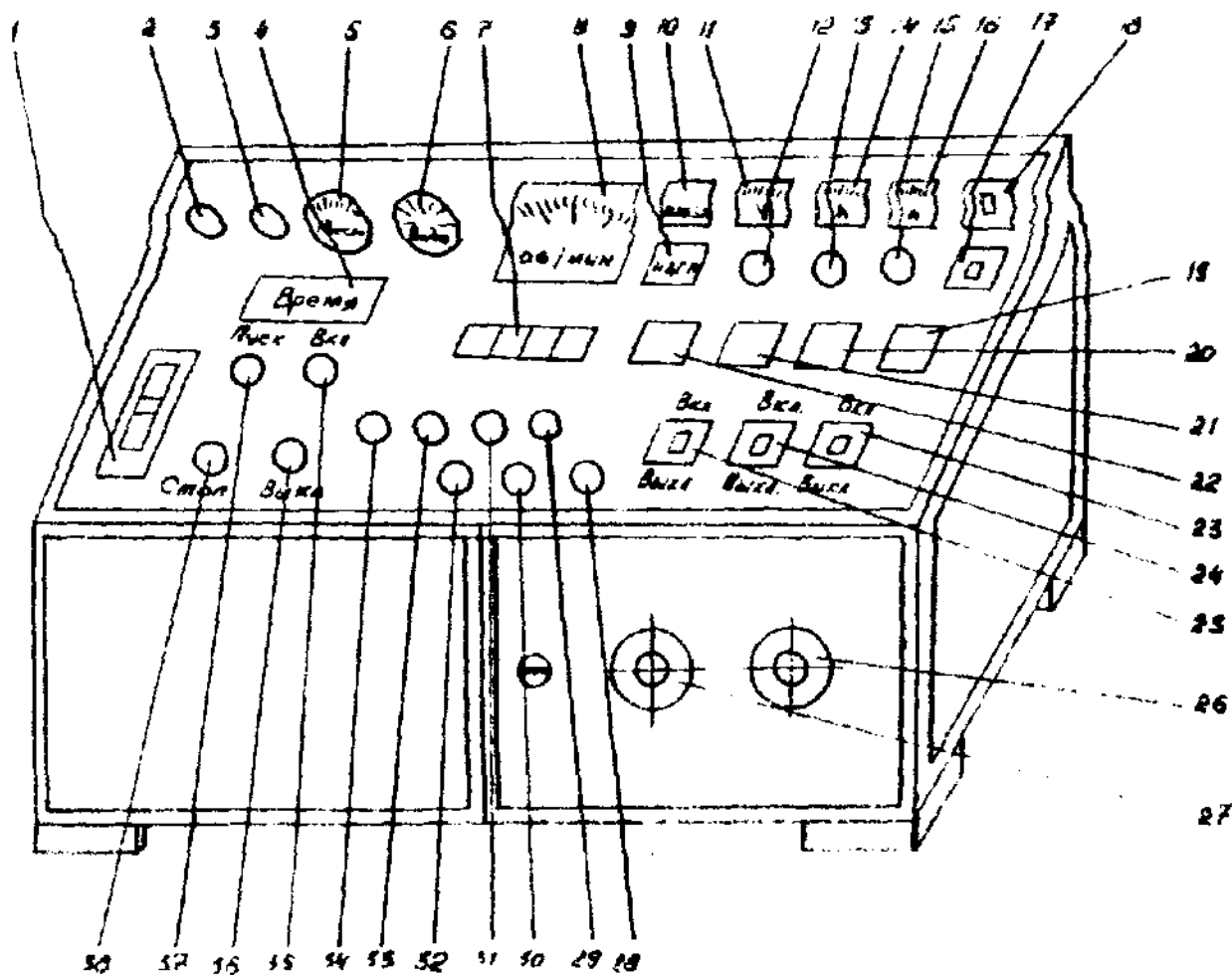


Рис.3.5



В центре панели смонтирован тахометр 8, предназначенный для контроля частоты вращения вала гидромотора, пределы его изменений устанавливаются переключением кнопок 7.

Для управления частотой вращения вала гидромотора служат кнопки 30 и 32, а для индикации лампочки 29, 31 и 33.

При нейтральном положении рычага управления сервоцилиндрами, т.е. при нулевых оборотах вала гидромотора, горит лампочка 31. Нажатием кнопки 32 включается двигатель управления положением рычага сервоцилиндров, который смещается из нейтрального положения влево. Вследствие этого вал гидромотора начинает набирать обороты, загорается лампочка 33, а лампочка 31 - потухает. При достижении рычагов крайнего положения двигатель управления автоматически отключается, загорается сигнальная лампочка 34. Чтобы вернуть рычаг управления сервоцилиндрами в нейтральное положение необходимо нажать кнопку 30, обороты уменьшаются и в нулевом положении снова загорается лампочка 31. При дальнейшем нажатии на кнопку 30 загорается лампочка 29 и вал гидромотора вращается в противоположную сторону.

Первая часть пульта предназначена для управления порошковыми тормозами и для создания различных режимов работы программного устройства. На боковой передней панели пульта установлены ручки 6 и 27 автотрансформаторов, которыми устанавливаются напряжение обмотках питания порошковых тормозов, контролируемое вольтметром II. Амперметрами 14 и 16 контролируется величина тока соответственно на каждом из порошковых тормозов, о работе вольтметра амперметров сигнализируют контрольные лампочки 12, 13, 15.

Если тумблер 18 перенести в верхнее положение, то средняя обмотка тормозов соединяется с заземлением, при этом напряжение питания на обмотки тормозов подается отдельно, это необходимо для установки начального тормозного момента.

В пульт встроены два реле, одно из которых используется для формирования паузы, а другое для установки выдержки испытываемой муфты под нагрузкой. Время паузы устанавливается ручками 21, 22 /одной приблизительно, а другой точно/, а выдержка - соответственно ручками 19, 20. При этом во время выдержки загорается табло 9 с надписью "нагрузка", а во время паузы - табло 10 с надписью "пауза".

Для установки режима работы программного механизма служат тумблера 23, 24, 25. При соответствующем положении рукояток тумблеров и при нажатии кнопки 28 осуществляется один из следующих режимов:

а/ тумблера 23, 24, 25 включены - тормоза подключены к источнику напряжения постоянно;

б/ тумблер 23 включен, 24, 25 выключены - тормоза подключаются к источнику напряжения при нажатии кнопки 28, а при отпуске последней - отключаются. Этот режим необходим при наладке стэнда и в том случае, когда необходимо дать испытываемой муфте кратковременную нагрузку;

в/ тумблера 23, 24, 25 выключены - обмотки тормозов подключаются к источнику питания через реле времени выдержки нагрузки /время определяется положением ручек 19, 20/ и после срабатывания тормоза отключаются;

г/ тумблер 23 выключен, 24, 25 включены - обмотки тормозов подключаются к источнику постоянного напряжения через реле выдержки нагрузки и реле времени пауз. При нажатии кнопки 28 напряжение от источника питания подается в обмотку возбуждения порошковых тормозов и при срабатывании реле выдержки нагрузки - обмотки соединяются. При этом подается импульс на реле формирования времени паузы, при его срабатывании - подается импульс, запускающий реле выдержки, т.е. цикл повторяется. Для его прекращения необхо-

можно перевести тумблер 23 в положение "включено".

Для контроля длительности запускающих импульсов служит счетчик I7, подсчитывающий количество циклов срабатывания.

Широкий диапазон изменения частоты вращения ведущего вала и замера крутящего момента, удобство нагружения муфт и регулирования изменения ее частоты, монтажа и демонтажа испытуемых объектов, высокий уровень механизации и автоматизации обеспечивают стенду высокие эксплуатационные возможности при испытании защитных устройств.

### 3.1.3. Методика проведения экспериментальных исследований.

Основная цель экспериментальных исследований заключалась в определении функциональных и ресурсных характеристик самоотключающихся шариковых предохранительных муфт с реверсивным и автоматическим включениями, которые определяются коэффициентами точности срабатывания, чувствительности к перегрузкам, динамичности и стабильности.

Порядок проведения экспериментальных исследований представлен схемой, изображенной на рис.3.6. Испытания предохранительных муфт можно подразделить на три основные этапы:

испытание физикомеханических свойств элементов защитных устройств;

стендовые испытания;

производственные /полевые/ испытания.

Прежде всего проводятся линейные, весовые измерения и определение физико-механических свойств материалов по соответствующим стандартам, а также комплектности изделия /3,45/. Особое внимание при этом необходимо обратить на те элементы деталей муфт, которые подвергаются в процессе эксплуатации износу /гнезда, дун-

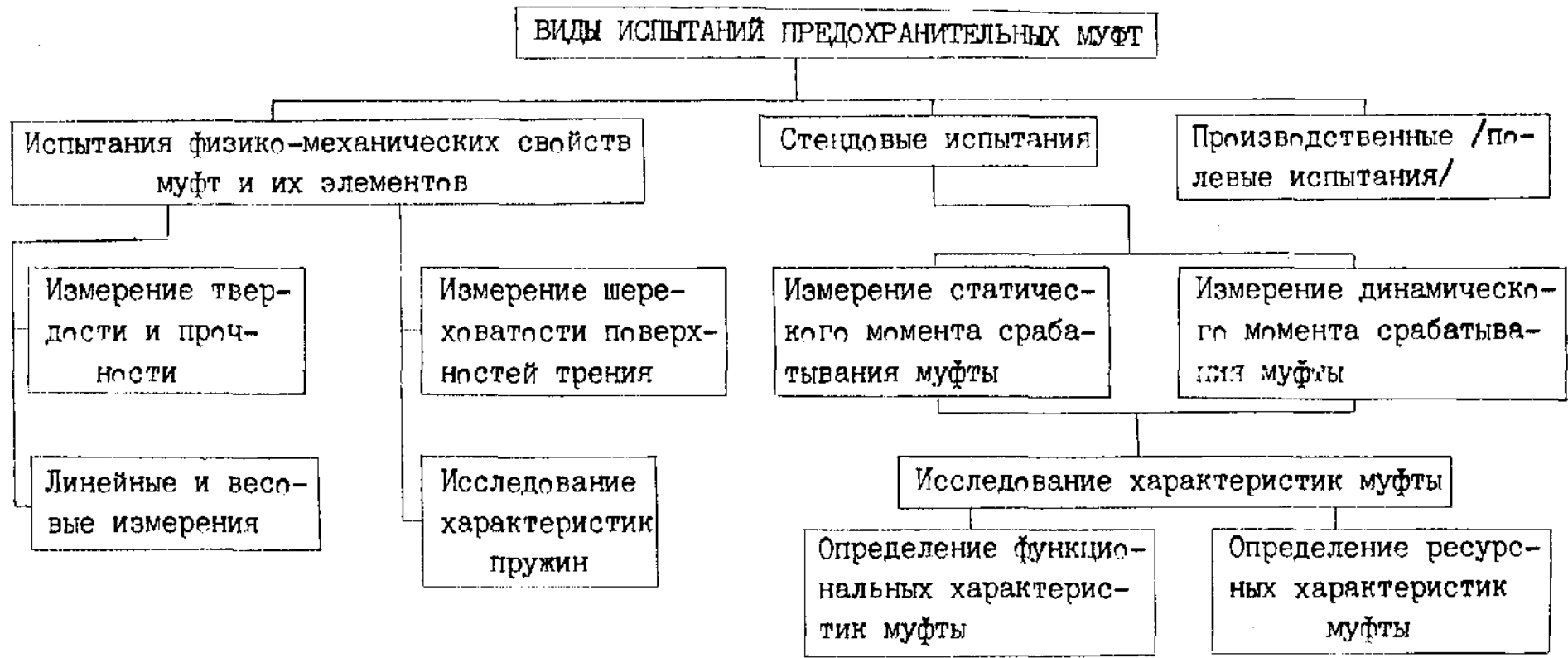


Рис. 3.6.

и, шлицевые соединения/. Измерения производятся дважды - до стеновых испытаний и после /31,63/.

Затем проводятся работы по снятию силовых характеристик пружин. Производятся измерения высоты пружин до испытаний, ее статическое нагружение продолжительностью не менее 12 часов /на оправку/ и повторное измерение высоты пружины после статических испытаний.

Определение шероховатости поверхностей трения производится работы муфты и после ее испытаний с помощью профилографов-профилометров /44,46/.

Стендовые испытания подразделяются на статические и динамические. Предварительно проводится тарировка стенда /63/. Для этого преобразователи крутящего момента соединяют жесткой муфтой /взамен предохранительной/ и конец вала преобразователя ведущей системы, соединенный с гидромотором, жестко фиксируют относительно сварной рамы. На свободный конец вала тормозного устройства устанавливается тарировочный рычаг длиной 1 м и производится его уравнивание посредством перемещения противовесов /рис. 3.7/. После этого производится подключение измерительной аппаратуры, на самописце устанавливаются пределы чувствительности и небольшую скорость перемещения. На тарировочном рычаге устанавливается ступенчатая нагрузка до возможно-допустимого перемещения пера самописца. Такую последовательность нагружения выполняют для всех пределов чувствительности. Описанная выше тарировка производилась при закручивании преобразователей крутящего момента в одном направлении, соответственно производится тарировка датчиков в противоположном направлении, а для этого делают переустановку тарировочного рычага в противоположном направлении.

После этого производят настройку испытываемой муфты на определенный крутящий момент. Муфта устанавливается на валу преоб-

Тарировка стенда

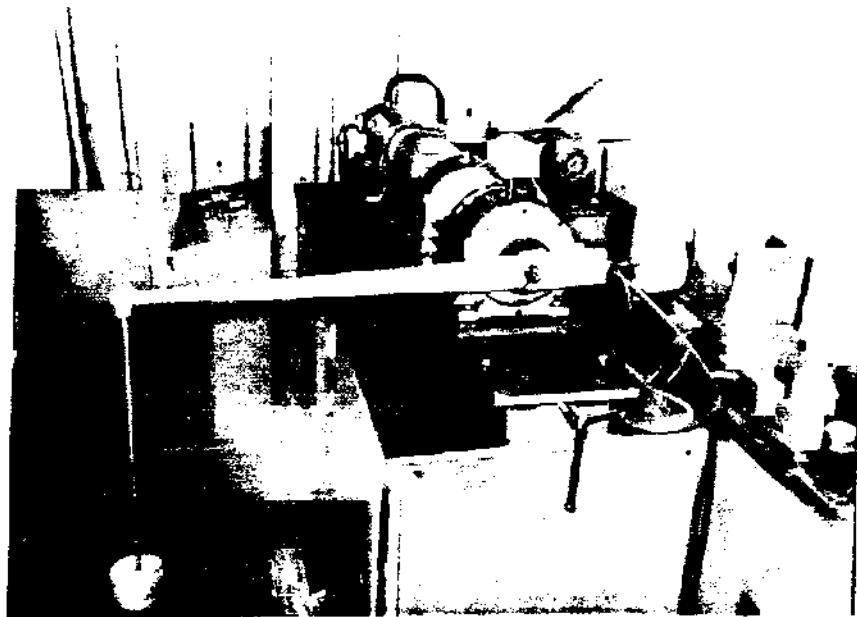


Рис.3.7

Преобразователь крутящего момента

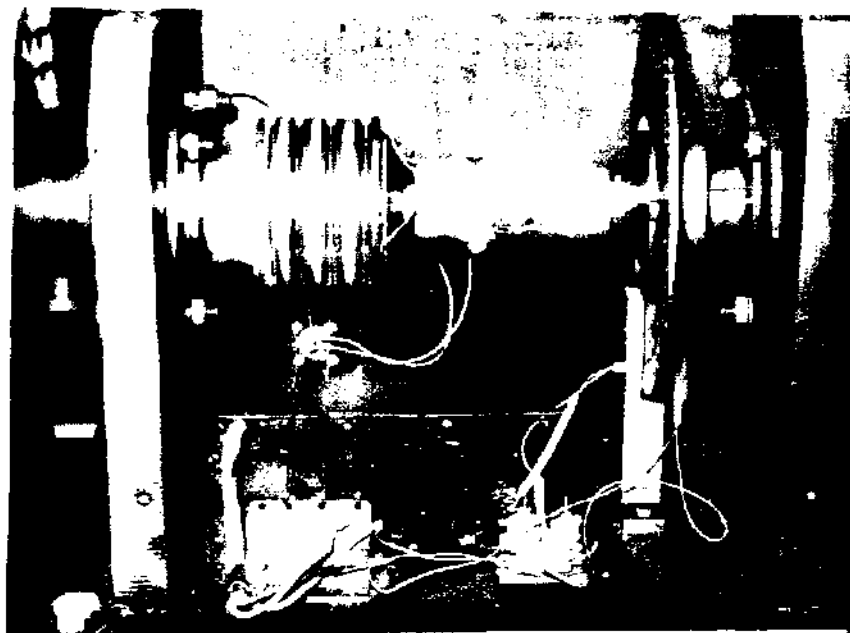


Рис.3.8

разователя крутящего момента ведущей системы и, в зависимости от схемы исследования, соединяется с ведомой системой. Также /как и при тарировке датчиков/ проходит заземление вала и установка тарировочного рычага /выставляются в горизонтальном положении/, при этом тормоза отключены. Производится регулировка муфты ослаблением пружин до плавного опускания тарировочного рычага под заданной нагрузкой, которая будет соответствовать моменту срабатывания. После неоднократного срабатывания, медленно-равномерного опускания рычага, вал расклинивают и снимают тарировочный рычаг - муфта готова к работе.

После статических испытаний проводятся динамические стендовые испытания, основной целью которых является определение динамического момента срабатывания предохранительной муфты, ее долговечности и надежности.

Приводной вал гидродвигателя придает вращение предохранительной муфте. Ведомая полумуфта непосредственно, либо через центральную передачу /в зависимости от схемы защитного устройства/ связана с выходным валом порошковых тормозов. В момент пуска стенда тормоза отключены. При установившемся движении определяется частота вращения приводного вала гидродвигателя.

Затем производится нагружение ведомой системы путем торможения ведомого вала порошковыми тормозами. Максимальный момент сопротивления, создаваемый тормозами равен 800 Нм /по 400 Нм каждый/. При достижении момента сопротивления выше номинального срабатывает предохранительная муфта. Величина угла закручивания приводного вала снимается посредством датчиков, наклеенных на нем под углом  $45^\circ$  к оси вращения и соединенных по полумостовой схеме. Далее через токосъемники /рис. 3.8/ и тензостанцию преобразованный и усиленный сигнал подается на высокочувствительный самописец, который и записывает момент срабатывания муфты. Самописец НЗЗ8-

АП фиксирует сигналы с частотой до 250 Гц.

На одной и той же частоте вращения приводного вала производится несколько повторных замеров величины момента срабатывания муфты для возможности определения точности отключения защитного устройства.

Динамические испытания муфт осуществляют при последовательном увеличении частоты вращения ведущего вала.

При исследовании динамических характеристик самоотключающейся шариковой предохранительной муфты с реверсивным включением происходит полное расцепление кинематической цепи стенда. Включение муфты производится путем реверсирования приводного вала гидродвигателя, что обеспечивает ее автоматическое самовключение.

Для самоотключающейся шариковой предохранительной муфты с автоматическим включением определяется частота вращения приводного вала, при которой происходит полное расцепление полумуфт без их повторных включений в режиме перегрузки.

После проведения полного цикла динамических испытаний повторно проводят статические испытания муфты. Для этого стопорят приводной вал гидродвигателя, а на свободный конец вала тормозного устройства устанавливается тарировочный рычаг с последующим его нагружением до момента срабатывания муфты. По результатам первоначальных статических испытаний и конечных /после динамических/ определяют ресурс исследуемого объекта /75/, который характеризуется изменением величины момента срабатывания защитного устройства после определенного времени эксплуатации по сравнению с моментом срабатывания в первоначальный период

$$K_c = M(t) / M(t_0), \quad /3.1/$$

где  $M(t)$  - момент отключения муфты после времени эксплуатации  $t$ ;  $M(t_0)$  - момент отключения муфты в начальный момент испытаний при  $t=0$ .



В результате проведенных статических и динамических испытаний определяют основные функциональные и ресурсные характеристики защитных устройств.

На функциональные характеристики предохранительных муфт влияют различные факторы, которые можно разделить на две группы: заданные и случайные.

К заданным факторам относятся:

вид кинематической схемы, содержащей предохранительную муфту;

упругие и демпфирующие характеристики схемы;

моменты инерции;

частота вращения;

характер и параметры изменения момента сил сопротивления.

Последний фактор можно считать заданным, поскольку для определенного типа машин существуют преимущественные режимы сил сопротивления. Кроме того нужно иметь в виду всегда наличие наиболее неблагоприятного режима, который имеет место при мгновенной остановке защищаемого рабочего органа.

К случайным факторам относятся:

погрешности изготовления и монтажа предохранительных муфт;

условия работы /наличие влаги, абразива и т.д./;

наработка муфтой определенного ресурса.

Ресурсные испытания должны проводиться до определенного состояния защитного устройства при установленном значении момента рабатывания.

Предельное состояние муфты определяется двумя признаками:

падение момента срабатывания в процессе испытаний вследствие износа элементов муфты;

появление значительных динамических усилий при нагреве, возникновение задиров, деформаций и других недопустимых изменений ха-

характеристик деталей.

Ресурс предохранительной муфты характеризуется числом срабатываний. Продолжительность одновременного срабатывания в эксплуатации равна времени, которое необходимо для того, чтобы оператор среагировал на сигнал муфты или остановку трансмиссии и выключил привод.

Время работы муфты в перегрузке выражается формулой /76/:

$$T_p = \frac{1}{60} \left( \sum_{i=1}^{(n+1)m} t_{pi} + \sum_{i=1}^{n \cdot m'} t'_{pi} \right), \quad /3.2/$$

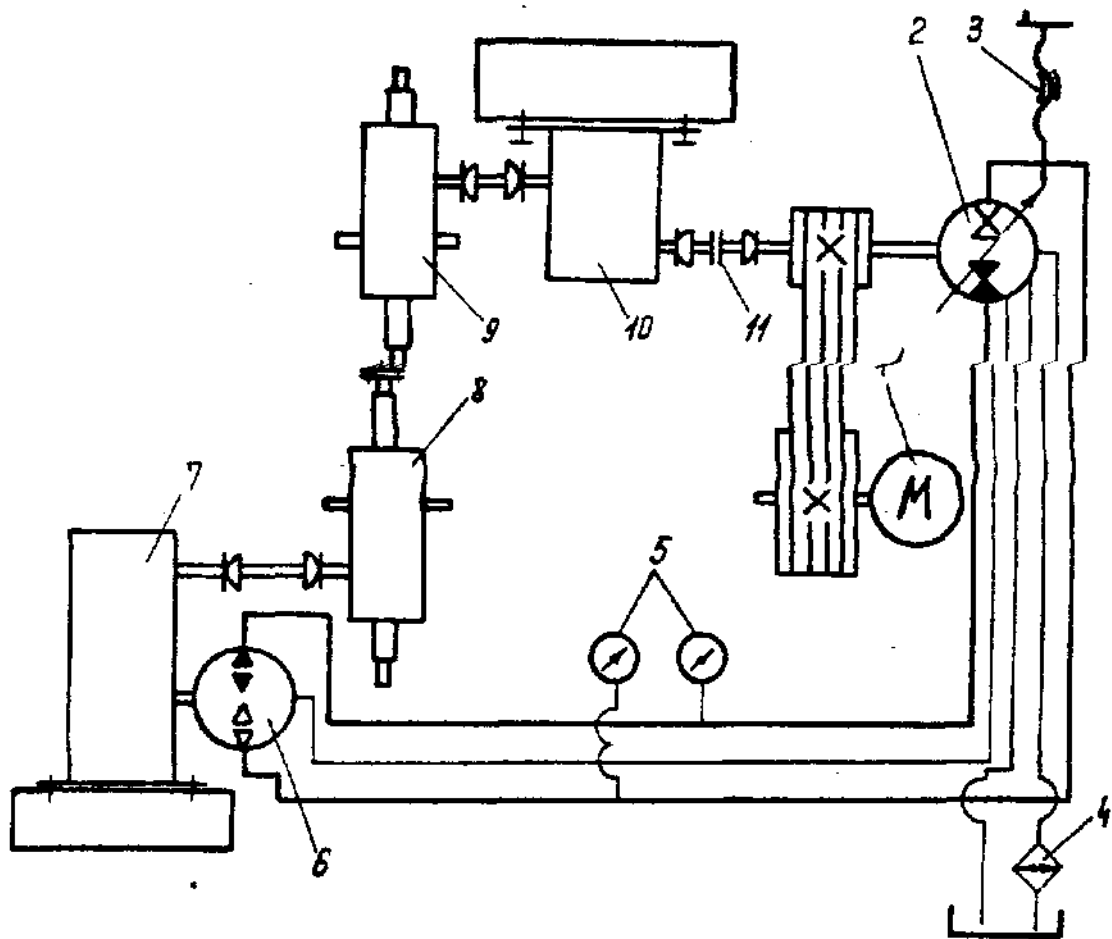
где  $t_{pi}$  - время одной нагрузки муфты при проверке момента срабатывания /сек./;  $t'_{pi}$  - время одной перегрузки муфты при испытаниях долговечности /сек./;  $m$  - количество повторений перегрузки при проверке моментов;  $m'$  - количество повторений перегрузок в данном цикле измерений при испытании долговечности;  $n$  - количество циклов.

Такой критерий длительности испытаний на износ позволяет выявить период ускоренного износа испытуемой муфты.

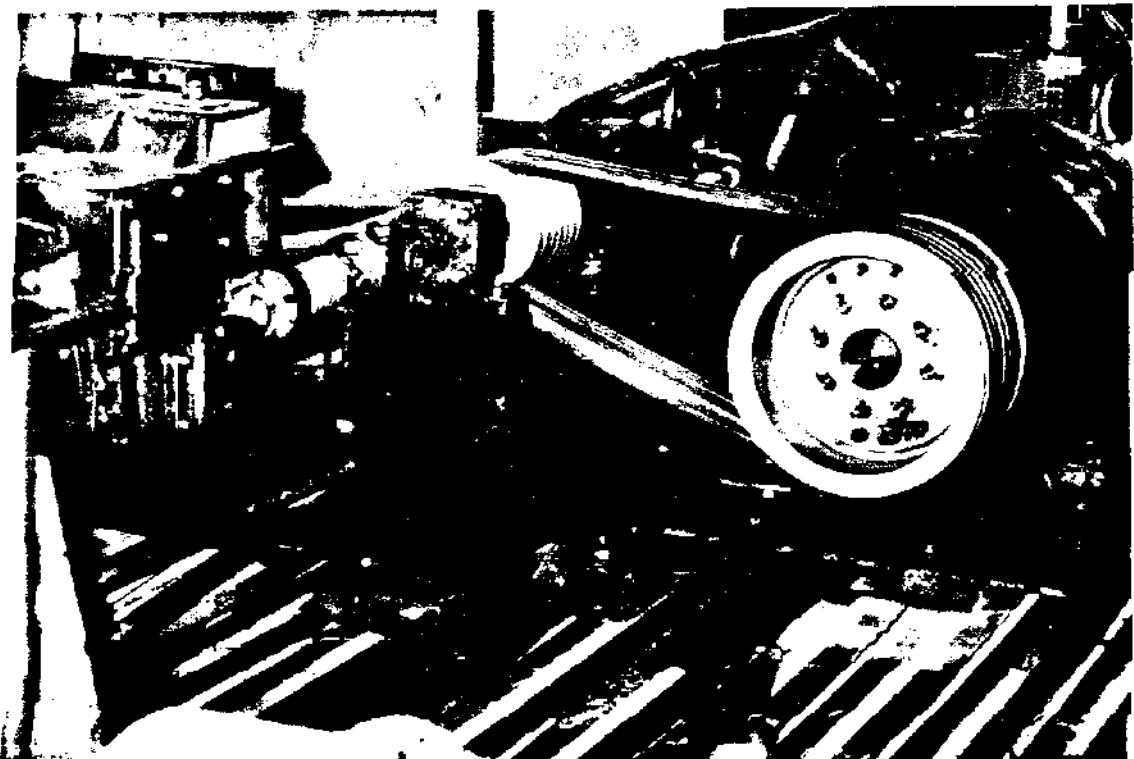
Цель производственных /полевых/ испытаний - проверка работоспособности разработанных конструкций муфт при их эксплуатации на машинах и механизмах, определение надежности срабатывания, износа отдельных деталей и выявление недостатков конструкции.

Производственные испытания самоотключающейся шариковой предохранительной муфты с реверсивным включением производились на опытно-промышленном стенде для исследования ресурсных характеристик центральных редукторов сепарирующих устройств корнеуборочных машин. Кинематическая схема стенда изображена на рис.3.9. Он содержит на опорах установленную коробку перемены передач 10 с заблокированным дифференциалом и испытуемый редуктор 9. Привод осуществляется от электродвигателя постоянного тока I мощностью

Стенд для исследования ресурсных характеристик редукторов сепарирующих устройств корнеуборочных машин



а - кинематическая схема



б - общий вид

Рис.3.9

40 квт и максимальной частотой вращения вала 800 об/мин. К испытываемому редуктору посредством зубчатой муфты подсоединен модернизированный технологический редуктор 8. К входному валу технологического редуктора подсоединена коробка передач 7, на которой смонтирован нерегулируемый гидромотор 6 типа "Зауэр" № 23. Гидромотор работает в режиме насоса и нагнетает рабочую жидкость в регулируемый насос 2 такого же типоразмера. Насос работает в режиме мотора и соединен с валом приводного электродвигателя. Таким путем с помощью объемной гидропередачи замыкается контур мощности. Нагрузка на испытываемом редукторе создается объемной гидропередачей путем изменения рабочего объема насоса. Для изменения рабочего объема насоса имеется штурвальное устройство 3 с жесткой фиксацией положения штурвала.

Запуск стенда производится при положении штурвала, соответствующем максимальному рабочему объему насоса. Затем рабочий объем уменьшается, что обеспечивает увеличение давления в магистралях гидропровода. Нагрузка устанавливается по показаниям манометров 5.

В устройство стенда входит система охлаждения 4 утечек рабочей жидкости, выходящей из гидромотора и гидронасоса.

Между приводным валом электродвигателя и коробкой передач установлена испытываемая предохранительная муфта II.

Испытания муфты производятся следующим образом. Предварительно исследуют функционирование предохранительной муфты в режиме передачи момента. После этого ослабляют пружину защитного устройства и производят запуск стенда. Вращением штурвала уменьшается рабочий объем гидронасоса, что приводит к увеличению давления в магистралях гидропривода и соответственно повышает момент сопротивления на редукторах и коробке передач IO.

При достижении номинального момента сопротивления происходит срабатывание муфты. Включение ее осуществляется автоматически путем реверсирования приводного вала электродвигателя. Учитывая величину ослабления пружины и давление в магистралях /показания манометров/ определяется надежность функционирования предохранительных муфт.

На стенде производились повторные испытания защитного устройства при различных предварительных деформациях пружины.

Функционирование самоотключающейся шариковой предохранительной муфты с автоматическим включением исследовалось на опытно-производственном стенде для испытания двойных транспортеров корнеуборочных машин по аналогичной методике.

### 3.2. Результаты экспериментальных исследований.

#### 3.2.1. Результаты исследований самоотключающейся предохранительной муфты с реверсивным включением.

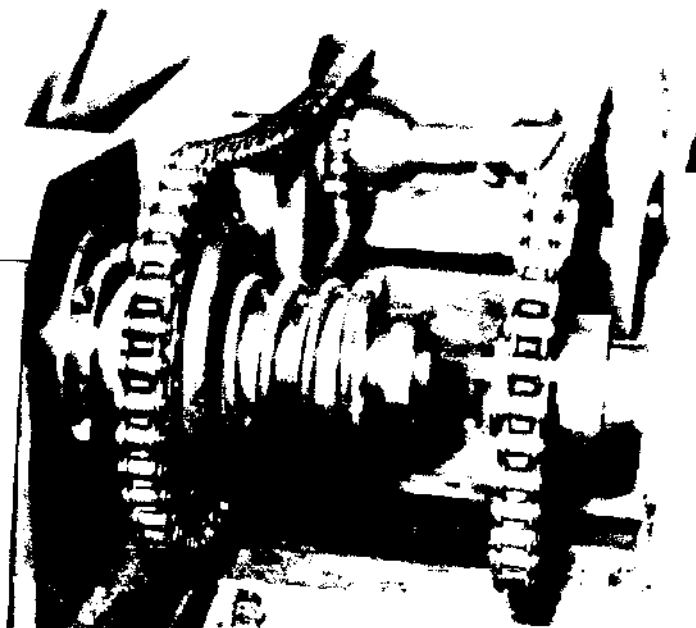
Исходя из привязочных параметров стенда /рис.3.3/ изготовлена муфта с реверсивным включением /рис.3.10/. Характер процесса ее срабатывания в зависимости от частоты вращения приводного вала представлен на рис.3.11. Анализируя осциллограммы можно выделить три основных периода ее функционирования.

Первый период - нарастание нагрузки в результате стопорения ведомых масс стенда до величины регулировочного момента  $M_p$ .

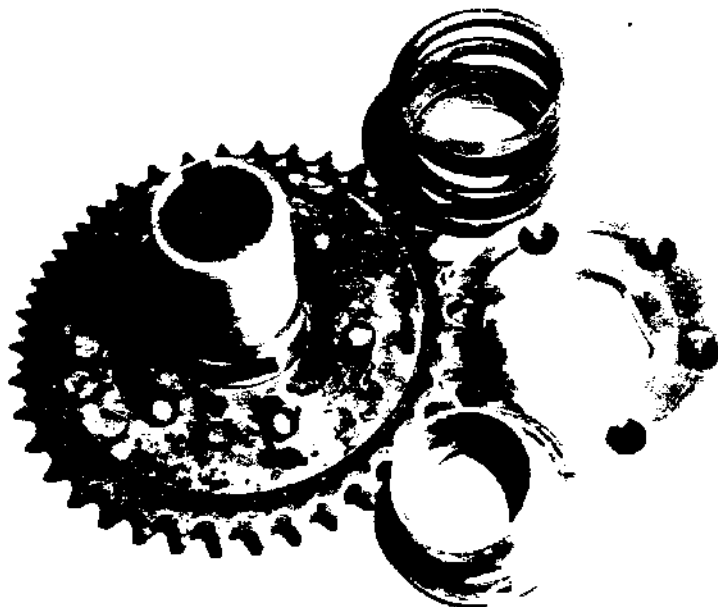
Второй период - относительное проскальзывание полумуфт до выхода тел качения из зацепления с лунками. В этот период упругий момент вала достигает наибольшего значения  $M_{max}$ , величина которого зависит от характеристики испытательного стенда и муфты.

Граница первого периода просматривается изменением кривизны нарастания нагрузки. Это особенно хорошо наблюдается при малых

Самоотключающаяся шариковая предохранительная муфта с реверсивным включением



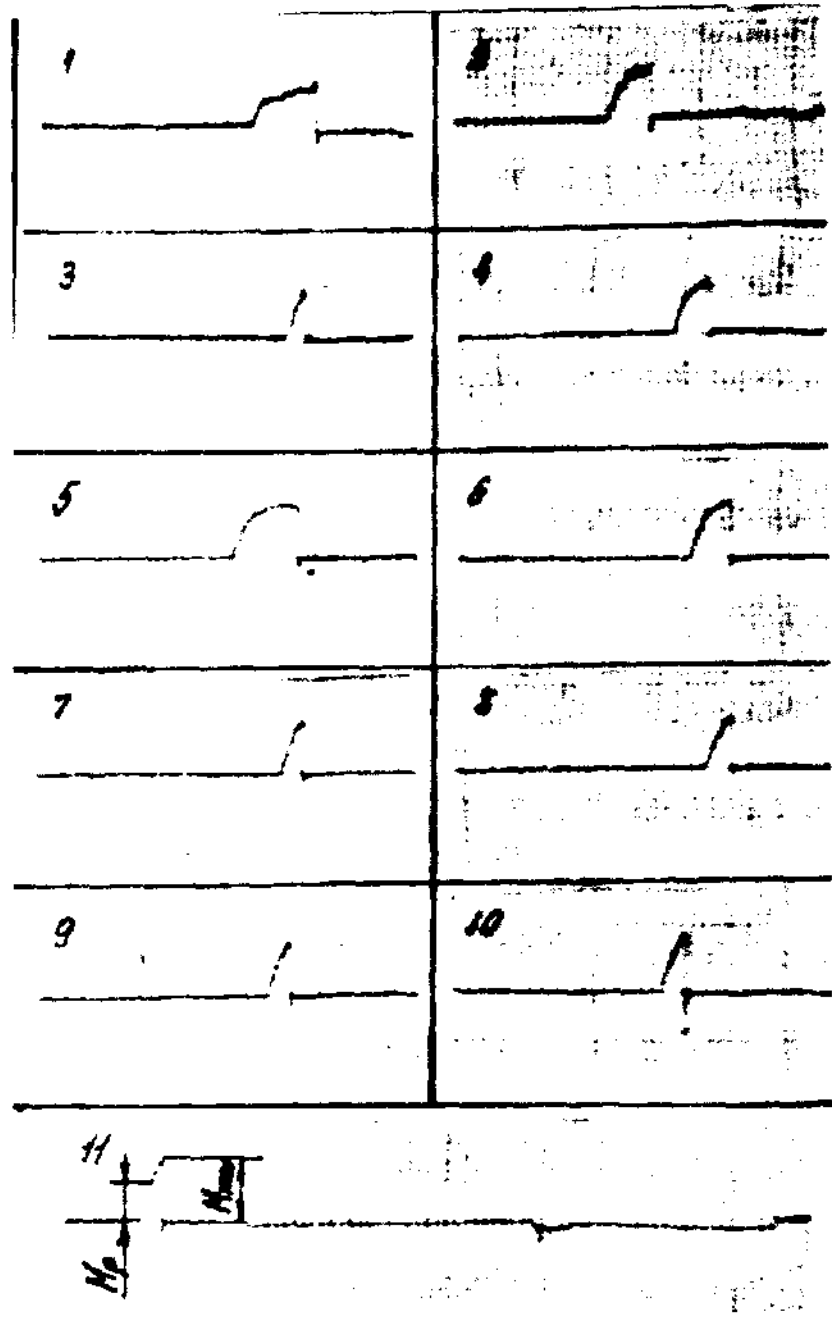
а - муфта на стенде



б - муфта в разборе

Рис.3.10

Осциллограммы срабатываний муфты с реверсивным включением



I -  $n = 1 \text{ об/сек}$ ; 2 -  $n = 1,3 \text{ об/сек}$ ; 3 -  $n = 2 \text{ об/сек}$ ;  
4 -  $n = 2,6 \text{ об/сек}$ ; 5 -  $n = 3,2 \text{ об/сек}$ ; 6 -  $n = 3,8 \text{ об/сек}$ ;  
7 -  $n = 4,5 \text{ об/сек}$ ; 8 -  $n = 4,7 \text{ об/сек}$ ; 9 -  $n = 5 \text{ об/сек}$ ;  
10 -  $n = 5,4 \text{ об/сек}$ ; II -  $n = 6 \text{ об/сек}$ .

Рис.3.II

скоростях срабатывания защитного устройства. При высоких скоростях границы первого и второго периода просматривается слабо, вследствие высокой скорости нарастания нагрузки. С этой целью можно было применить специальный датчик, который бы фиксировал начало проскальзывания полумуфты, но так как методикой было предусмотрено определение только максимальных нагрузок, датчик не устанавливался.

Третий период - выход тел качения на торцевую поверхность полумуфты. Этот период характеризуется резким падением крутящего момента. При сравнении осциллограмм I и 5; 6 и II /рис.3.II/ установлено, что при увеличении скорости вращения приводного вала наклонная линия падения момента выравнивается в вертикальном направлении. Это происходит за счет повышения величины  $M_{тож}$  и соответственно более резкого раскручивания вала при отключении муфты.

Вследствие особой конструкции муфты повторное ее включение в режиме пробуксовки исключены. Включение защитного устройства производится путем реверсирования ведущего звена, что приводит к самовключению муфты. Этот процесс отчетливо наблюдается на осциллограмме II /рис.3.II/.

Следовательно, максимальные нагрузки возникают в конце второго периода, что существенно влияет на долговечность деталей муфты; ее основные функциональные и эксплуатационные характеристики. Поэтому в дальнейшем в основном будет рассматриваться второй период.

Исследуя осциллограммы характера срабатывания предохранительной муфты наблюдается отрицательное закручивание вала при резком падении момента в процессе отключения. При этом величина обратного закручивания вала увеличивается при повышении частоты вращения ведущей полумуфты. Для оборотов приводного вала 5...6 об/сек. величина отрицательного момента составляет 60...80% от



максимального значения  $M_{max}$ . Из осциллограмм отчетливо видно, что крутильные колебания затухают после первого-второго периода, вследствие наличия остаточного момента при отключенном защитном устройстве.

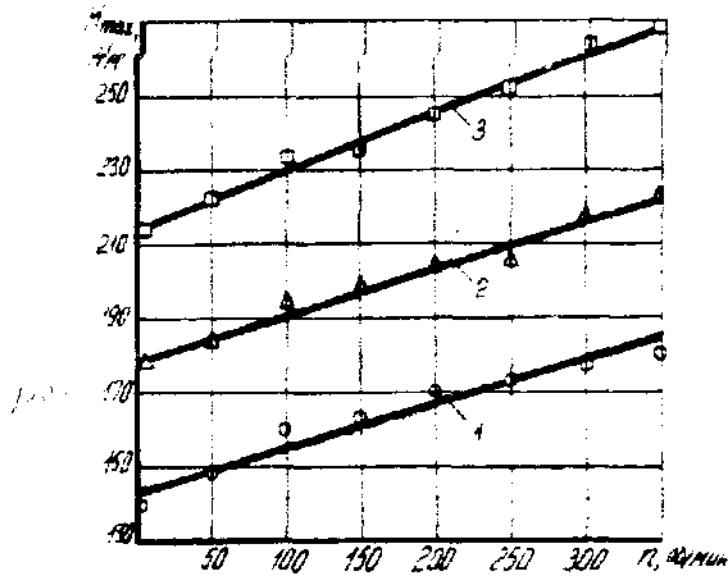
Детали опытной муфты выполнены со следующими конструктивными и технологическими параметрами:  $D = 120$  мм;  $d = 62$  мм;  $f = 0,17$ ;  $\rho = 8^\circ$ ;  $d_w = 17,2$  мм. Изготовлены три подвижных полу-муфты с разными углами наклона лунок под шарики и три пружины:  $\alpha = 50^\circ; 55^\circ; 60^\circ$ ;  $C = 60; 80; 100$  Н/мм. Исследования муфты проводились при постоянном предварительном сжатии пружин  $\Delta = 20$  мм.

На рис. 3.12 представлены графики изменения максимального крутящего момента от угловой скорости вращения приводного вала для различных углов наклона лунок  $\alpha$ . Эти графики представлены прямыми линиями, угол наклона которых повышается при увеличении числа оборотов. По результатам этих исследований определяются коэффициенты динамичности муфты для разных углов наклона лунок.

Графики зависимости коэффициента точности срабатывания муфты  $\gamma_T$  от числа оборотов ведущего вала  $n$  представлены кривыми, изображенными на рис. 3.13. Исследуя их сложный характер изменения можно констатировать, что в диапазоне скоростей 1,6...3,2 об/сек. коэффициент точности колеблется в пределах 1,06-1,15. Максимальные значения  $K_D$  достигает при оборотах привода 4...5 об/сек. и  $K_D$  равняется 1,25...1,28. Для угла наклона лунки  $\alpha = 60^\circ$  максимальный коэффициент точности достигает значения 1,25, в то время как для  $\alpha = 55^\circ$  -  $\gamma_T = 1,28$ . Анализируя эти кривые можно определить наиболее благоприятные зоны, в которых  $\gamma_T$  невысок: 2,5 об/сек. и 6 об/сек. и его значение при этом возрастает от 1,08 до 1,15.

Исходя из характера изменения максимального крутящего момента на рис. 3.14 представлены графики зависимости коэффициента

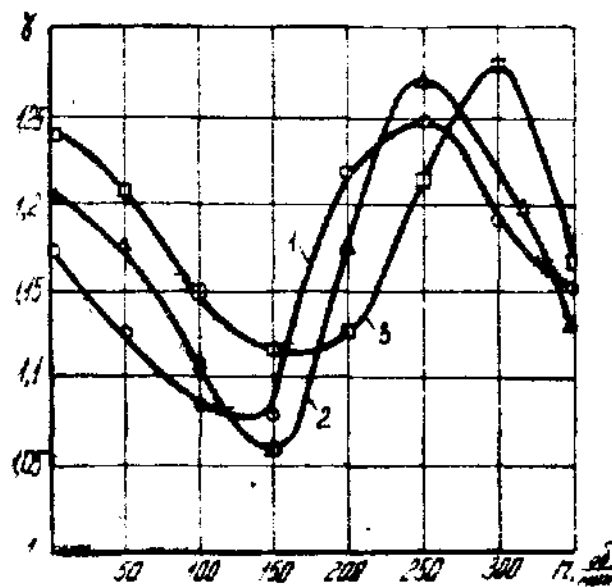
Графики зависимости крутящего момента  $M_{max}$  от оборотов  $n$



1 -  $\alpha = 60^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 55^\circ$ ; 3 -  $\alpha = 50^\circ$

Рис.3.12

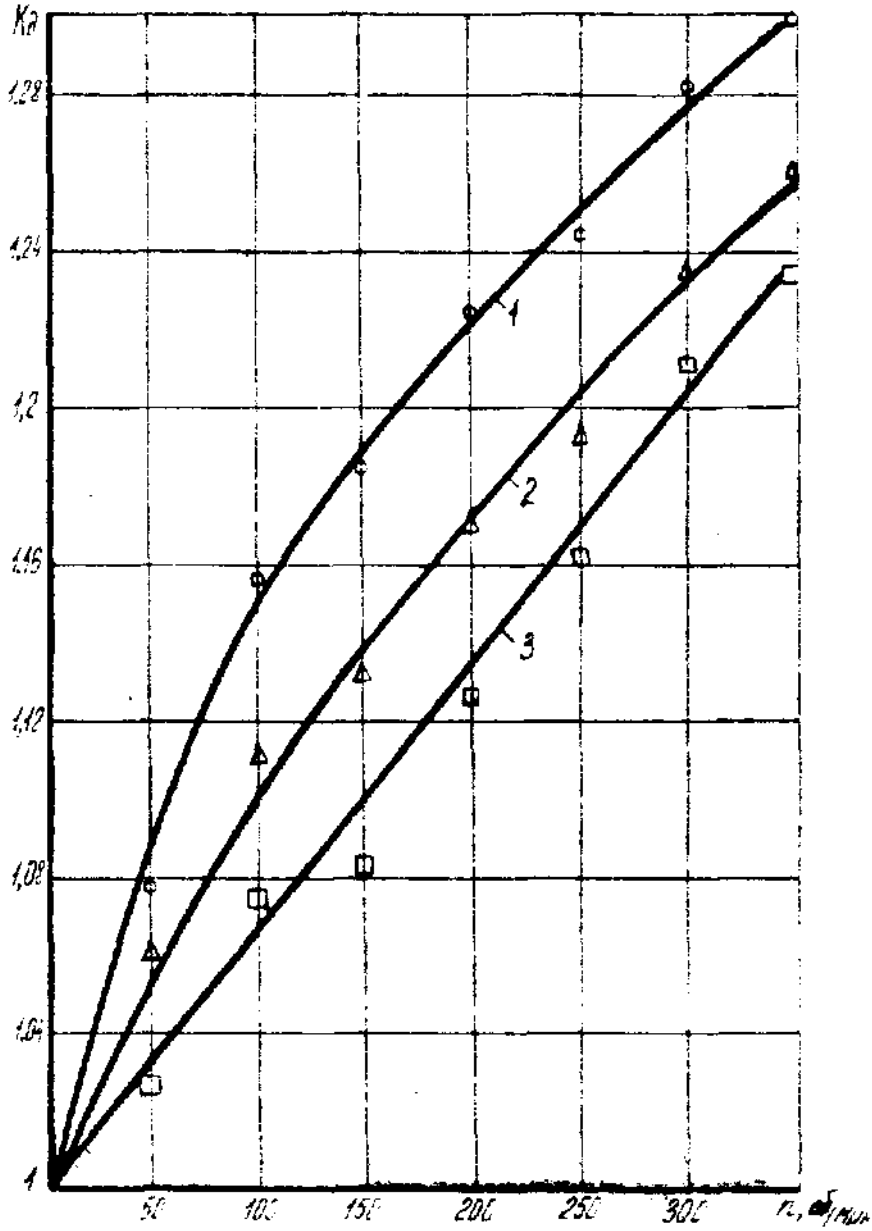
Графики зависимости коэффициента точности срабатывания  $\gamma$  муфты от оборотов  $n$



1 -  $\alpha = 60^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 55^\circ$ ; 3 -  $\alpha = 50^\circ$

Рис.3.13

Графики зависимости коэффициента динамичности  
от оборотов приводного вала



1 -  $\alpha = 60^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 55^\circ$ ; 3 -  $\alpha = 50^\circ$ .

Рис.3.14

динамичности  $K_D$  от оборотов  $n$ . Наиболее резкий рост  $K_D$  наблюдается для  $\alpha = 60^\circ$  и на графике он представлен кривой I. Для 6 об/сек.  $K_D$  составляет 1,3. При уменьшении угла наклона лунки  $\alpha = 50^\circ$  соответственно происходит падение величины коэффициента динамичности до 1,23.

Экспериментальным путем также определен коэффициент чувствительности муфты к перегрузкам  $\gamma_4$ . Поскольку этот коэффициент определяется как отношение начального момента срабатывания к конечному, то на рис.3.15 представлен график зависимости  $\gamma_4$  от угла наклона лунки. Из графика очевидно, что с увеличением значения происходит снижение коэффициента чувствительности. Причем изменение угла  $\alpha$  на  $10^\circ$  приводит к падению  $\gamma_4$  на 0,03. С другой стороны снижение коэффициента чувствительности приводит к расширению диапазона работы муфты в упругом режиме на такую же величину.

Также производились исследования функционирования защитного устройства при различных жесткостях пружины  $\ell$ . Графики зависимости изменения максимального крутящего момента от  $\ell$  представлены на рис.3.16 и характеризуются прямыми наклонными линиями, угол подъема которых возрастает при увеличении угла наклона лунки  $\alpha$ . Для представленных ранее параметров муфты, изменение жесткости пружины от 60 Н/мм до 100 Н/мм для  $\alpha = 60^\circ$  приводит к повышению  $M_{max}$  на 60 Нм. Для  $\alpha = 55^\circ$  увеличение момента равно 76 Нм, а для  $\alpha = 50^\circ$  - 90 Нм.

Поскольку после каждого срабатывания защитного устройства необходимо производить реверсирование приводного вала, то процесс исследования ресурсных характеристик муфты оказался достаточно трудоемким. Поэтому количество срабатывания было сокращено до 500. Испытания проводились при  $n = 1$  об/сек.

График зависимости коэффициента чувствительности  $\gamma_0$  от изменения угла наклона лунки  $\mathcal{L}$

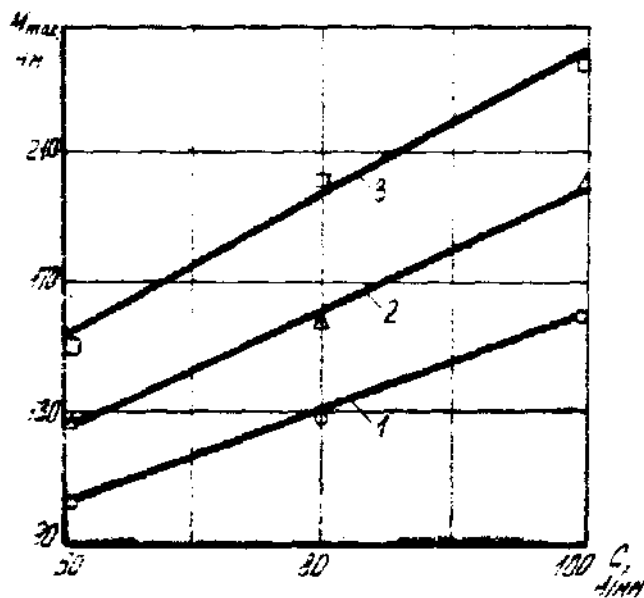
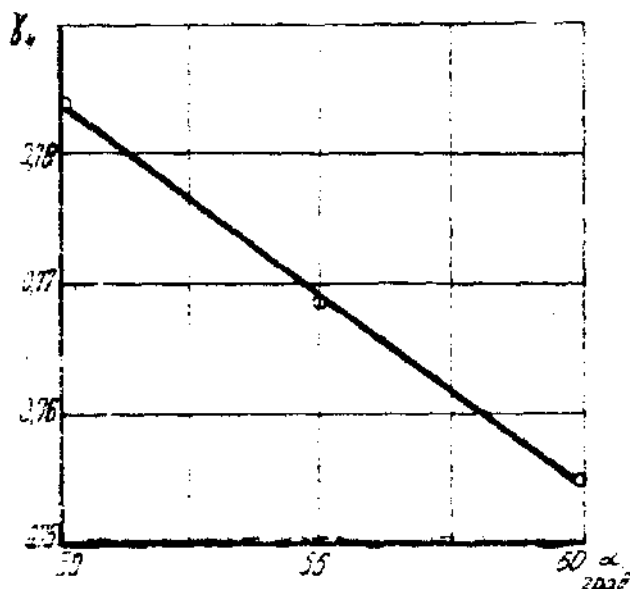


Рис.3.15

Графики зависимости изменения максимального крутящего момента  $M_{max}$  от жесткости пружины  $\mathcal{C}$



I -  $\mathcal{L} = 60^\circ$ ; 2 -  $\mathcal{L} = 55^\circ$ ; 3 -  $\mathcal{L} = 50^\circ$

Рис.3.16

В результате исследований были определены величины  $M(t_0)$  и  $M(t)$  - средние моменты срабатывания соответственно в начальный период приработки и после времени  $t_0$  эксплуатации в период стабильной работы.  $M(t_0) = 150$  Нм;  $M(t) = 142$  Нм. Используя формулу /3.1/ определим коэффициент стабильности  $K_c$  предохранительной муфты  $K_c = 0,946$ .

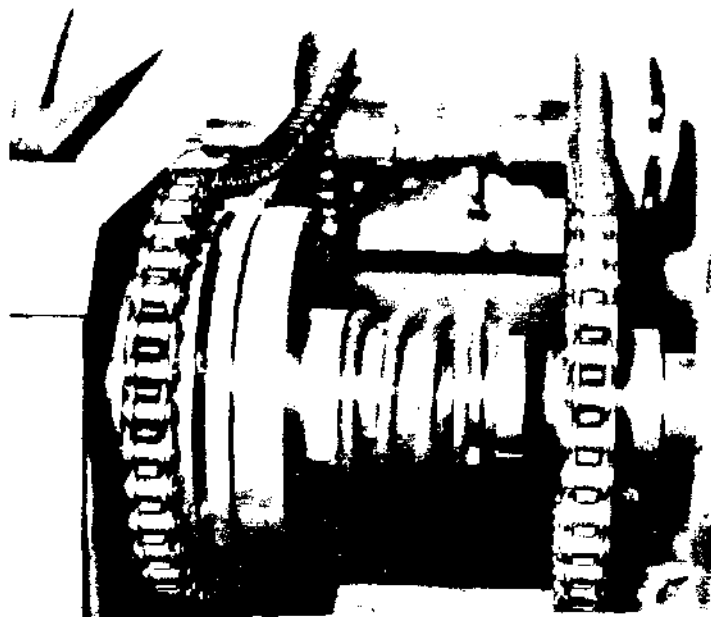
Высокая стабильность такого защитного устройства обеспечивается тем, что в процессе перегрузки происходит расцепление полумуфт без повторных их включений. Если принять время перегрузки равное 3 с, то для обычных конструкций предохранительных устройств с шестью зацепленными шариками при  $n = 1$  об/сек. происходит 18 повторных включений полумуфт, а при  $n = 4$  об/сек. - 72. Такие частые срабатывания полумуфт в режиме перегрузки являются источником быстрого износа элементов защитных устройств падения их основных функциональных и эксплуатационных характеристик.

Производственные испытания муфты с реверсивным включением проводились на опытном стенде для испытания редукторов сепарирующего устройства корнеуборочной машины КС-6Б-05 /рис.3.9/. Настройка муфты на рабочий момент составляла 350-380 Нм. Однако функционирование муфты, надежность ее срабатывания в случае возникновения перегрузки на стенде, проверялись при значительно меньших усилиях 160...180 Нм по описанной ранее методике.

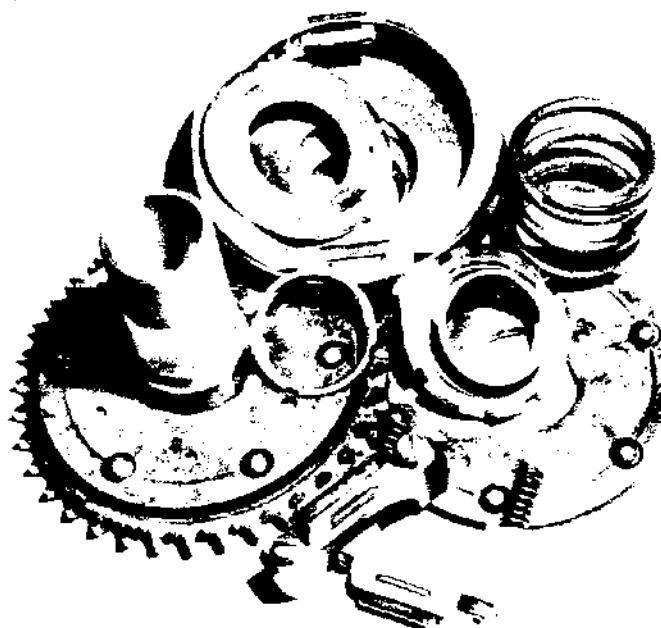
### 3.2.2. Результаты исследований самоотключающейся предохранительной муфты с автоматическим включением.

Для обеспечения проведения испытаний изготовлена муфта с автоматическим включением /рис.3.17/. Характер процесса ее срабатывания в зависимости от оборотов приводного вала представлен на

Самоотключающаяся шариковая предохранительная муфта с автоматическим включением



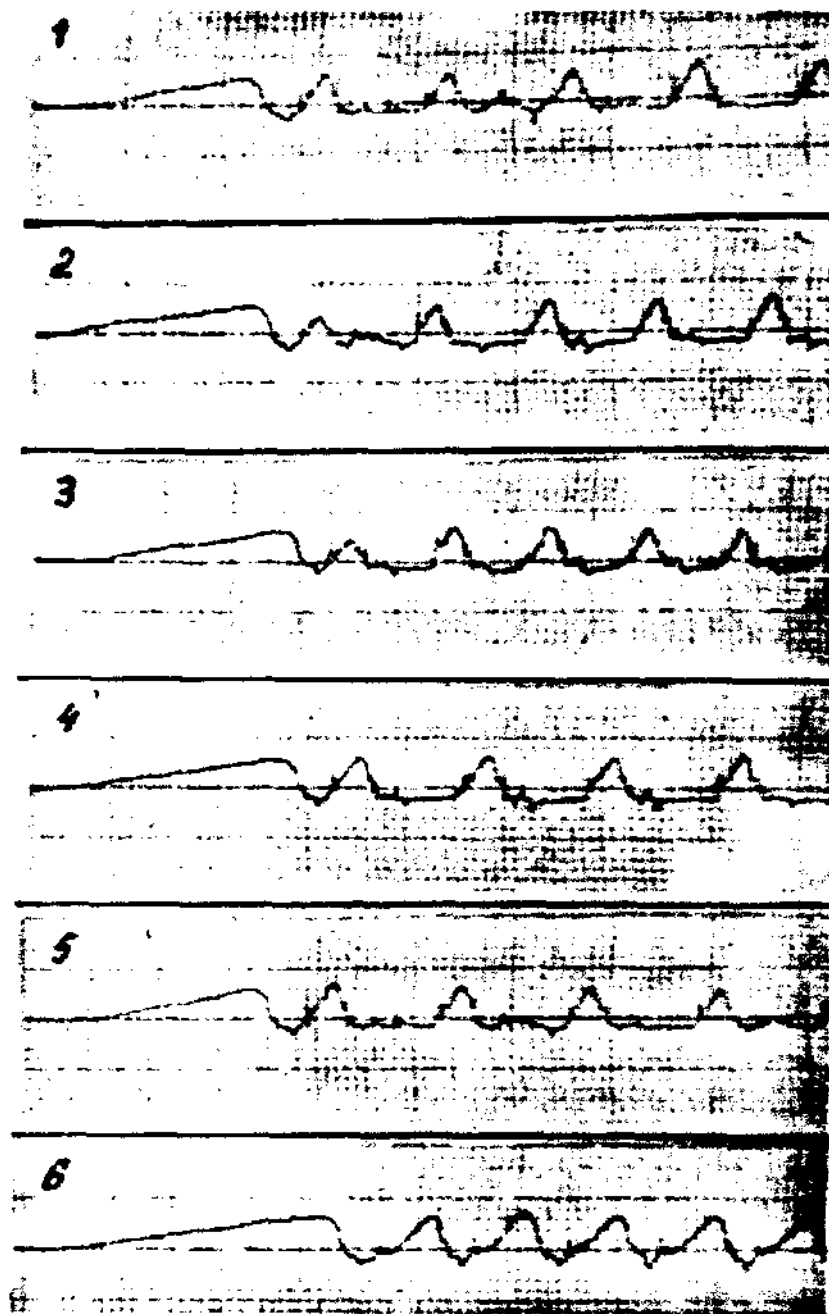
а - муфта на стенде



б - муфта в разборе

Рис.3.17

Осциллограммы срабатывания муфты с автоматическим  
включением

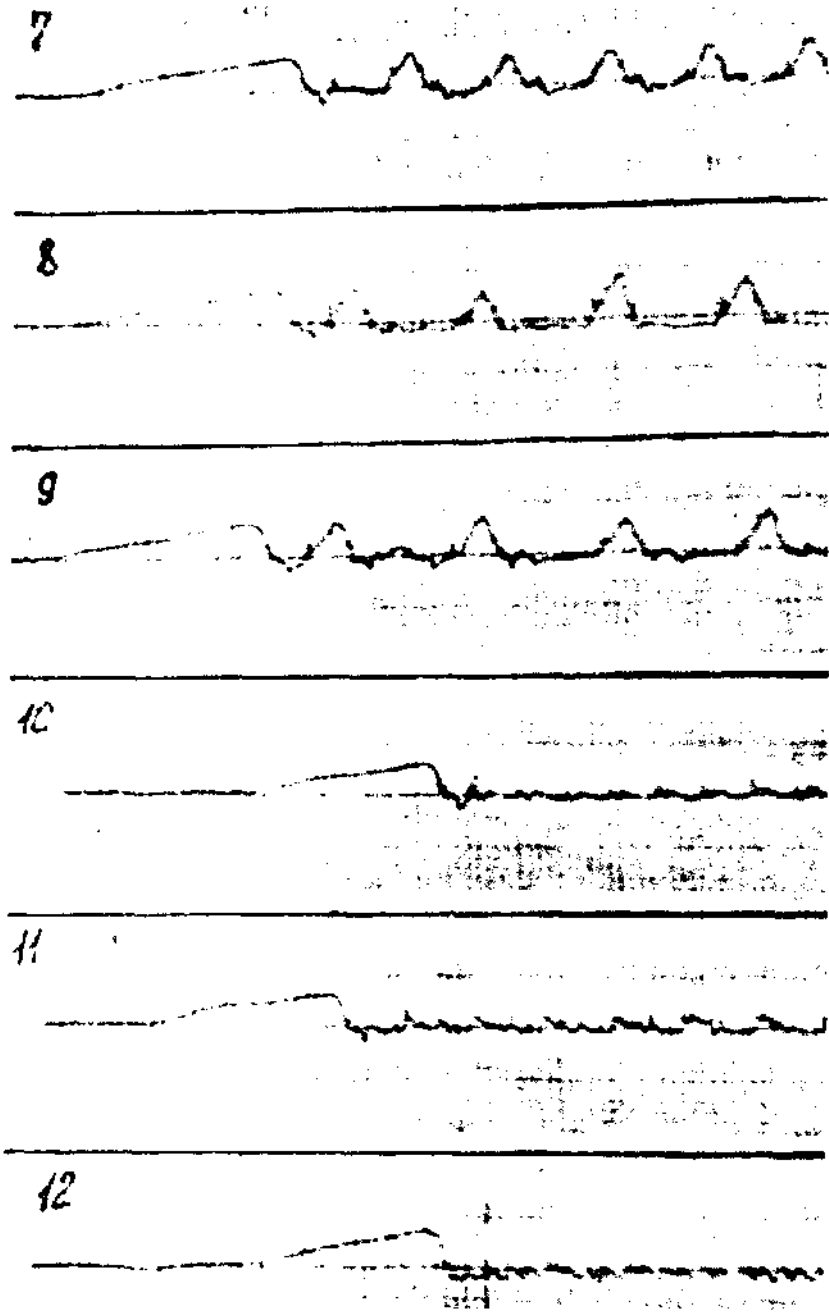


1 -  $n = 1 \text{ об/сек}$ ; 2 -  $n = 1,3 \text{ об/сек}$ ; 3 -  $n = 2 \text{ об/сек}$ ;  
4 -  $n = 2,3 \text{ об/сек}$ ; 5 -  $n = 2,6 \text{ об/сек}$ ; 6 -  $n = 3 \text{ об/сек}$ .

Рис.3.18а



Осциллограммы срабатывания муфты с автоматическим  
включением



7 -  $n = 3,2$ об/сек; 8 -  $n = 3,6$ об/сек; 9 -  $n = 4$ об/сек;  
10 -  $n = 4,6$ об/сек; 11 -  $n = 5,2$ об/сек; 12 -  $n = 6$ об/сек.

Рис.3.186

рис. 3.18. Анализируя эти осциллограммы можно выделить следующие периоды взаимодействия полумуфт. Первый период происходит аналогично, как в ранее исследованной муфте.

Второй период характеризуется относительным проворотом полумуфт, при котором происходит проскальзывание шариков между собой. Анализируя осциллограммы I...I2 /рис.3.18/ отчетливо наблюдается падение крутящего момента после достижения его максимального значения. В противоположность схеме зацепления шарик-лунка в зацеплении шарик-шарик не наблюдается повышение величины передаваемого момента от  $M_0$  до  $M_{max}$ . При данной схеме начальный момент, при котором начинается относительное проскальзывание полумуфт, также является максимальным. Такой характер изменения момента соответственно снижает колебательные движения системы в окружающем направлении. Поэтому отрицательный упругий момент на приводном валу, возникающий при расцеплении полумуфт и раскручивании вала, составляет 40...60% от максимальной величины крутящего момента, что значительно ниже чем в схеме зацепления шарик-лунка.

Третий период характеризуется входом тел качения в зацепление и величина упругого момента при этом повышается. Однако такие повторные процессы наблюдаются в диапазоне частот вращения приводного вала 0...4 об/сек. для испытуемой муфты, детали которой выполнены с последующими параметрами:  $D = 160$  мм;  $C_1 = 60$  Н/мм;  $\delta_1 = 8,5$  мм;  $C_2 = 50$  Н/мм;  $\delta_2 = 6$  мм;  $m_k = 0,8$  кг;  $R_4 = 54$  мм;  $f_1 = 0,12$ ;  $f_2 = 0,14$ ;  $\rho = 6^\circ$ ;  $d_{ш} = 19$  мм.

Главным функциональным назначением рассматриваемого защитного устройства является полное расцепление полумуфт без их повторных замыканий при возникновении перегрузки. При этом наблюдается два первых периода при срабатывании муфты, а повторный вход тел качения в зацепление осуществляется лишь при снижении частоты вращения ведущего вала.

Основными целями испытаний этой муфты были оценка функциональных и эксплуатационных характеристик, а также определение частоты вращения приводного вала, при которой происходит расцепление полумуфт без повторных включений в режиме перегрузки.

На рис.3.19 представлены характеристики изменения максимального крутящего момента  $M_{max}$ , коэффициента динамичности  $K_d$  и коэффициента точности срабатывания  $\gamma_{T4}$  от оборотов привода  $n$ . Анализируя эти зависимости наблюдается рост величин  $M_{max}$  и  $K_d$  при увеличении  $n$ . Изменение коэффициента точности описывается сложной кривой с резкими спадами и подъемами, как и в ранее исследованной муфте. При изменении числа оборотов от 0 до 6,5 об/сек.  $M_{max}$  увеличивается от 84 Нм до 105 Нм, а  $K_d$  достигает значения 1,25. Максимальное значение  $\gamma_{T4} = 1,2$  соответствует  $n = 4$  об/сек., однако и в начальный момент  $\gamma_{T4} = 1,16$  также высок. Наилучшие точностные характеристики наблюдаются в диапазоне скоростей 2,5...3,2 об/сек. а также 6...6,5 об/сек.

Комплексно исследуя функциональные характеристики муфты на рис.3.19 можно определить, что для данных параметров защитного устройства и стенда наиболее благоприятный режим в диапазоне скоростей 2,5...3,2 об/сек. Однако анализируя осциллограммы очевидно, что расцепление полумуфт без их повторных включений наблюдается при достижении приводным валом оборотов  $n = 4$  об/сек. Учитывая это наиболее благоприятным режимом работы муфты является диапазон скоростей 5,5...6 об/сек.

Коэффициент чувствительности муфты к перегрузкам  $\gamma_4 = 1$ , как и в равной степени для любых параметров защитного устройства для схемы зацепления шарик-шарик.

Коэффициент стабильности  $K_s$  для 500 срабатываний  $K_s = 0,98$ . Незначительное падение момента в основном происходит из-за усадки пружины, поскольку износ тел качений при таком количестве сра-

Графики зависимости изменения крутящего момента  $M_{max}$ , коэффициентов точности  $\gamma_T$  и динамичности  $K_D$  от оборотов приводного вала

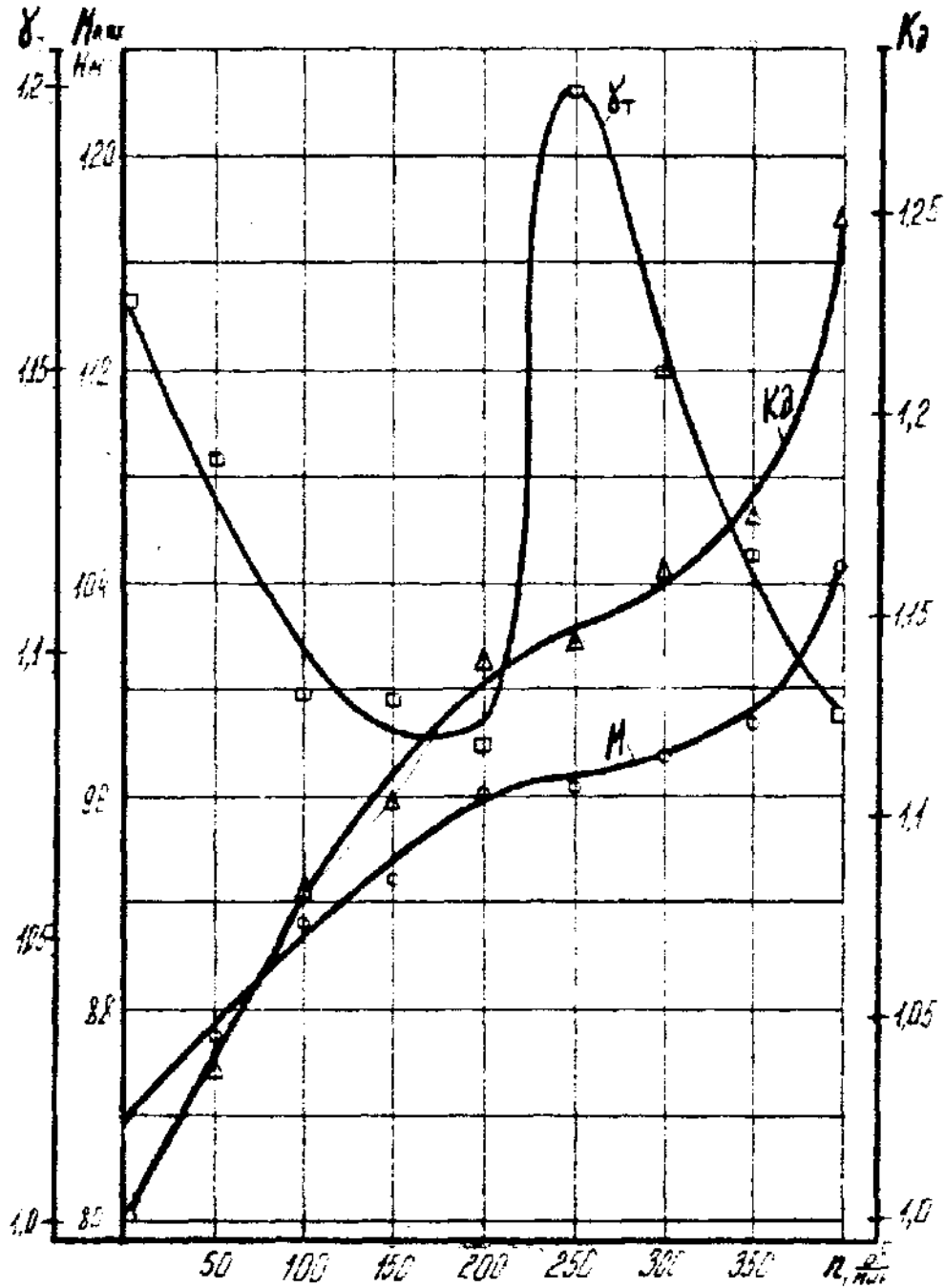


Рис.3.19

иваний мизерный.

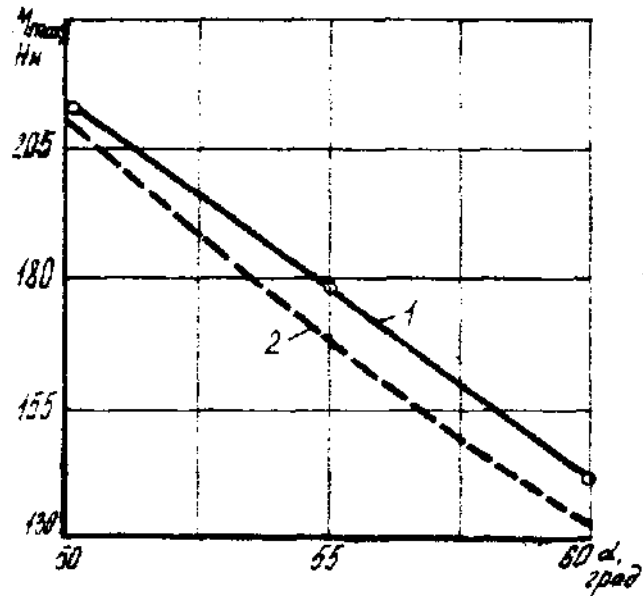
### 3.3. Сопоставительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований.

В результате теоретических и экспериментальных исследований выключавшихся шариковых предохранительных муфт определены их основные функциональные и эксплуатационные характеристики. Однако основной целью экспериментальных исследований была проверка теоретических расчетов, насколько они точно отображают реальные процессы, возникающие при срабатывании защитных устройств. При теоретических расчетах главное внимание уделялось изучению характера изменения величины крутящего момента в зависимости от осевого смещения подвижных элементов и деформации пружины. Исходя из этих исследований рассчитывался максимальный крутящий момент для определенных параметров, поскольку этот критерий определяет грузонесущую способность защитного устройства.

На рис.3.20 представлены графики зависимости момента  $M_{max}$  от угла наклона лунки  $\alpha$  для муфты с реверсивным включением. Контурной линией 1 изображено изменение момента, полученное в результате экспериментальных исследований, а штриховой линией 2 - результаты теоретических расчетов. Анализируя эти зависимости установлено, что максимальное расхождение теоретических и экспериментальных результатов  $\Delta M_{max}$  наблюдается для углов  $\alpha = 55^\circ, 60^\circ$  и соответственно составляет  $\Delta M_{max} = 8\% \dots 10\%$ .

Также проведен сопоставительный анализ для характера изменения крутящего момента  $M_{max}$  в зависимости от жесткости пружины для различных углов зацеплений  $\alpha$ . На рис.3.21 представлены эти графики, контурной линией - результаты экспериментальных исследований, штриховой - теоретических. Для  $\alpha = 50^\circ$  максимальное

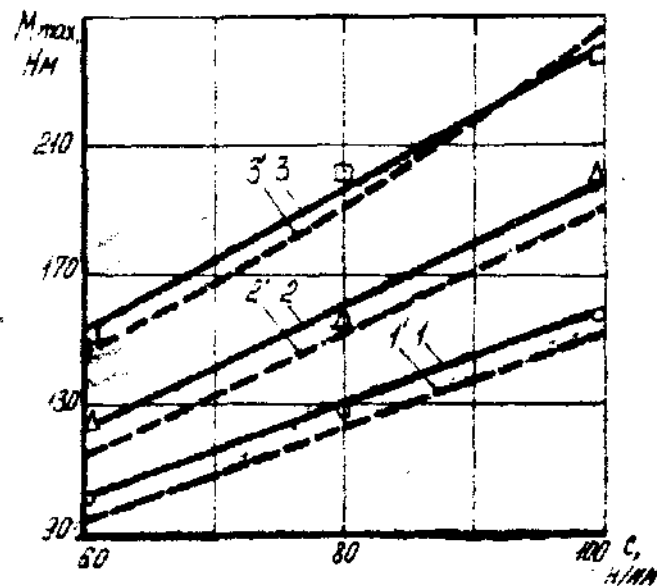
Графики зависимости момента срабатывания  $M_{тож}$  от угла наклона лунки  $\alpha$



1 - теоретические исследования;  
2 - экспериментальные исследования.

Рис.3.20

Графики зависимости крутящего момента  $M_{тож}$  от жесткости центральной пружины  $C$



1 -  $\alpha = 60^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 55^\circ$ ; 3 -  $\alpha = 50^\circ$ .

Рис.3.21

расхождение результатов составляет  $\Delta_{max} = 5\%$ , для  $\alpha = 55^\circ$  -  $\Delta_{max} = 10\%$ , для  $\alpha = 60^\circ$  -  $\Delta_{max} = 8\%$ .

Проведенный анализ подтверждает достаточно высокую точность получения теоретических расчетов и пригодность использования формулы /2.15/ для определения максимального крутящего момента. Небольшое расхождение результатов возникает потому, что в расчетной формуле недостаточно точно подобраны величины коэффициентов трения, имеются погрешности при изготовлении деталей муфты.

Для предохранительной муфты с автоматическим включением составительский анализ величины крутящего момента  $M_{max}$ , определенного теоретическим и экспериментальным путем показал, что максимальное расхождение результатов составляет  $\Delta_{max} = 6\%$ .

Исследуя графики изменения коэффициента динамичности /рис.3.19/ и изменения крутящего момента при различных частотах вращения приводного вала /рис.2.18/ установлено, что при повышении числа оборотов вала  $n$  происходит самопроизвольное увеличение  $M_{max}$  за счет повышения центробежной силы  $F_{ц}$ , действующей на колодки. Исходя из этого на рис.3.22 представлена зависимость  $K_d$  /линия 1/, определенная экспериментальным путем и кривая увеличения момента /2/, возникающего за счет увеличения  $F_{ц}$  при повышении числа оборотов приводного вала.

Таким образом, вычитая из кривой 1 величину изменения кривой 2 получим реальную характеристику изменения коэффициента динамичности муфты /кривая 3/. Анализируя характер изменения коэффициентов динамичности для исследуемых защитных устройств можно констатировать, что при частоте вращения приводного вала 6 об/сек.  $K_d$  для муфты с автоматическим включением на 0,05 меньше чем для муфты с реверсивным включением.

В результате экспериментальных исследований установлено изменение максимального момента срабатывания, коэффициентов динамич-

Графики зависимости коэффициента динамичности  $K_d$   
от оборотов приводного вала

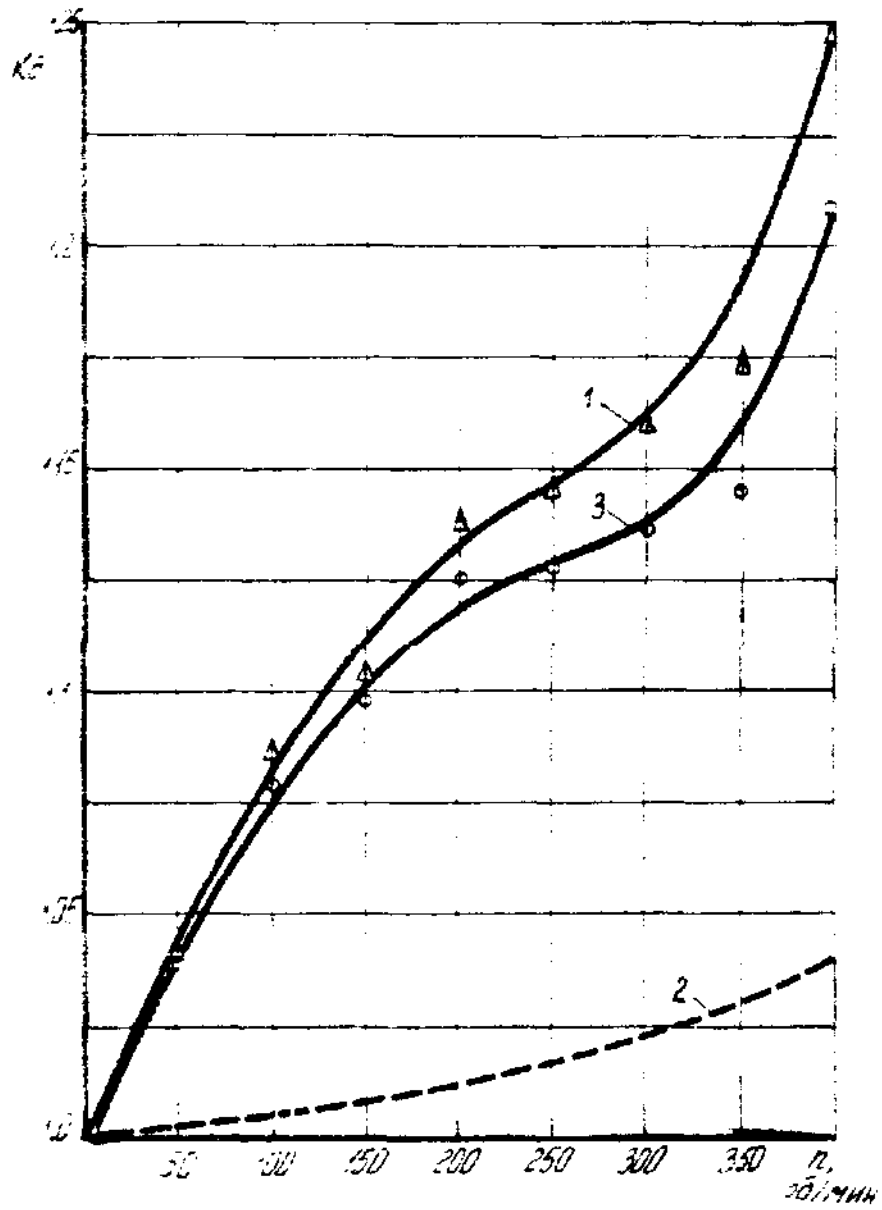


Рис.3.22



ности и точности ограничения нагрузки защитных устройств в зависимости от частоты вращения приводного вала. Из сравнительных исследований двух муфт можно констатировать, что коэффициент динамичности для схемы зацеплений шарик-лунка при  $n = 6$  об/сек. равен 1,3, в то время как для схемы зацепления шарик-шарик, при той же частоте вращения составляет 1,25. Установлены оптимальные режимы работы защитных устройств: 2,5...3,2 об/сек. и 6...6,5 об/сек.

Определены коэффициенты стабильности исследованных конструкций для 500 срабатываний при твердости поверхностного слоя полумуфт 46...48 НРС. Для муфты с реверсивным включением он составил 0,946, а для муфты с автоматическим включением - 0,98. Из сравнительного анализа теоретических и экспериментальных исследований установлено, что расхождение результатов при определении максимальных крутящих моментов составило 10...12%.

ГЛАВА IV. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

4.1. Инженерная методика расчета конструкций самоотключающихся предохранительных муфт.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования дают основание обобщить полученные результаты и представить в более простой форме расчетные формулы для возможности их использования при инженерном проектировании самоотключающихся шариковых предохранительных муфт.

Рассмотрим характер срабатывания самоотключающейся шариковой муфты с реверсивным включением на двух этапах ее отключения при использовании элементов зацепления типа шарик-лунка /рис.3.1/. Исследуя кривые изменения момента можно сделать вывод, что наибольший крутящий момент, передаваемый муфтой, определяется по формуле /2.15/. При этом величина перемещения подвижной полумуфты  $h'$  /рис.2.5/, при которой тела качения скользят по наклонным стенкам лунки, должна соответствовать максимальному значению.

Выразим это перемещение через величину заглубления шарика в лунку  $h$ , поскольку последняя характеризует конструктивный параметр муфты

$$h'_{max} = h - r(1 - \sin \alpha) \quad /4.1/$$

Подставив значение /4.1/ в уравнение /2.15/ получим формулу для определения предельного крутящего момента

$$M = \frac{D [c\Delta + c(h - r(1 - \sin \alpha))]}{2 [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d]} \quad /4.2/$$

Рассмотрим также характер изменения крутящего момента от перемещения нажимного диска /рис.2.8/ в самоотключающейся предохранительной муфте с автоматическим включением при использовании элементов зацепления шарик-шарик. В результате исследований /рис. 2.10/ установлено, что максимальный крутящий момент муфта передает в своем первоначальном положении. Любое относительное смещение полумуфт приводит к падению окружной силы, несмотря на увеличение силы сжатия центральной пружины.

Исходя из вышеизложенного величина  $tg \alpha - \rho$  для первоначального положения зацепленных шариков /рис.2.8/ преобразуется в выражение

$$tg \left[ (\arcsin \Delta/d_w) - \rho \right] \quad /4.3/$$

Подставляя значение /4.3/ в уравнение /2.39/ формула для определения предельного момента срабатывания муфты запишется в виде

$$M = \frac{D [c_1 \delta_1 + 2(m_k \omega^2 R_k + c_2 \delta_2) f_2]}{2 [tg((\arcsin \Delta/d_w) - \rho) - f_1]} \quad /4.4/$$

Однако, в режиме перегрузки полное рассоединение полумуфт происходит при достижении приводным валом определенной частоты вращения  $\omega_1$ . При расчете эта величина задается проектантом в зависимости от типа машины, ее функционального назначения, режима и условий работы. Для тех типов механизмов, в которых возникновение перегрузок часто требует полной остановки привода с целью очистки рабочих органов /большинство уборочных сельскохозяйственных машин/, угловую скорость  $\omega_1$  необходимо задавать близкую к нулю. Это обеспечит замыкание кинематической цепи практически при остановленном приводе. В машинах, работающих на высоких скоростях

редкими и кратковременными перегрузками, угловая скорость падает близкой к скорости вращения привода. Тогда небольшое снижение скорости вращения ведущего вала приводит к самовключению защитного устройства.

Расчетной величиной, выполнение которой обеспечивает полное рассоединение привода в случае срабатывания предохранительной муфты, является величина предварительного сжатия пружин, поджимающих центробежные колодки. Исходя из уравнения /2.39/ формула для определения величины предварительного сжатия радиальных пружин имеет следующий вид

$$\delta_2 = \frac{C_1(\delta_1 + \alpha'_{max}) - 2 m_k \omega^2 R_k \operatorname{tg}(\beta + \rho')}{2 C_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho')} \quad /4.5/$$

После определения величины  $\delta_2$  вносятся коррективы в формулу предельного момента /4.4/ и повторно производят расчет момента срабатывания муфты.

В том случае, если расчетный момент срабатывания отличается от требуемого, необходимо изменить жесткости пружин  $C_1$  и  $C_2$  методом подбора, величину предварительного сжатия центральной пружины  $\delta_1$ , либо другие параметры муфты. После этого производят повторные расчеты по формулам /4.4/ и /4.5/ до выполнения условий равенства моментов расчетного и заданного.

Предложенные расчетные формулы /4.2/, /4.4/ и /4.5/ должны использоваться при проектировании самоотключающихся шариковых предохранительных муфт с реверсивным и автоматическим включениями.

#### 4.2. Использование ЭВМ при расчете и проектировании защитных устройств.

Конструкторская подготовка по разработке предохранительных муфт предусматривает проведение сравнительных оценок вариантов

конструкций с использованием ЭВМ и осуществление комплекса работ по обеспечению технологичности конструкций с помощью качественных и количественных оценок.

Особое значение приобретает проектирование в условиях применения элементов САПР, накладывая определенные требования на конструкцию деталей. Это, в первую очередь, относится к системе расчета и простановки размеров, комбинаций типов поверхностей и др. /2,5, 65, 69/. При этом во всех случаях необходимо повышать степень унификации, нормализации и стандартизации форм и размеров, обеспечивающих применение прогрессивных методов обработки. Следовательно, развитие работ, связанных с проектированием и совершенствованием конструкций предохранительных муфт, повышением их надежности, в настоящее время имеет важное значение в общем комплексе вопросов по повышению качества и надежности машин и механизмов /6,77/.

С целью автоматизированного расчета разработанных конструкций защитных устройств, выбора их оптимальных размеров и материала деталей разработан алгоритм и программа на ЭВМ /РОБОТРОН 1910/. Алгоритм построен в форме диалога оператора-конструктора с машиной, а в блок-схемах осуществляется выбор соединений полумуфт со ступицей, элементов соединений и фиксации, производится прочностной расчет деталей, передающих нагрузку, определяются размеры ступицы, полумуфт, передающих элементов и т.д.

Укрупненная блок-схема для определения конструктивных параметров ступицы изображена на рис.4.1. Система использования ЭВМ при этом реализуется следующим образом.

1. Ввод исходных данных, а также данных нормативно-справочной литературы, массивов сведений о типовых и нормализованных поверхностях, о марках и сортаментах материалов производится в блоках 1,2. Исходными данными для расчета являются закодированные

Угруппированная блок-схема для расчета ступиц подкулит.

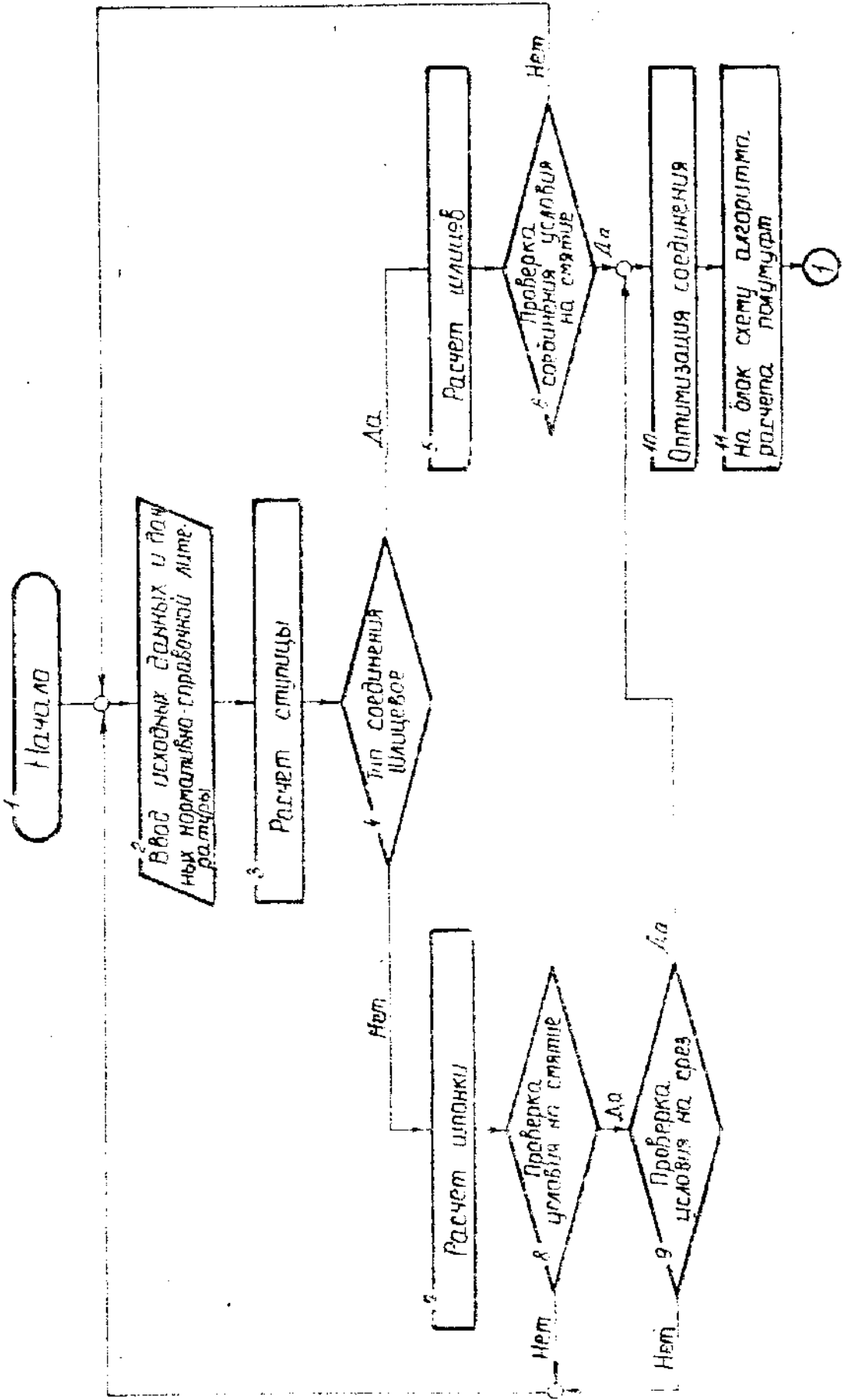


Рис. 4. Г.

ведения о величине передающего крутящего момента  $M_{кр}$ , диаметра вала  $d$ , и количестве его оборотов  $n$ .

2. Осуществляют ориентировочный расчет диаметра и длины ступицы /блок 3/, при этом ее длина учитывает условие подвижности или неподвижности полумуфты, т.е. обеспечивает незаедание ее при перемещении на валу /29/.

3. Определяют дальнейший метод расчета соединения - шпоночное или шлицевое /блок 4/.

4. При выборе шлицевого соединения /блок 5/ учитывается его преимущественное применение в подвижных полумуфтах. Расчет шлицев производят исходя из условия величины диаметра ступицы, а также осевого перемещения подвижной полумуфты.

5. Производят проверочный расчет шлицев на смятие /22/ /блок 6/. В случае неудовлетворения этого условия происходит обращение к блоку 2 и обеспечивается корректировка шлицевого соединения, соотношение их размеров по различным параметрам, замена материала и дальнейший перерасчет по условию смятия.

6. Для неподвижных полумуфт в осевом направлении в основном применяют шпоночное соединение, расчет которого осуществляется в блоке /7/. Длина шпонки определяется толщиной соединяемой полумуфты.

7. Производят проверочный расчет шпонки на смятие и срез /блок 8/. В случае неудовлетворения этих условий также происходит обращение к блоку 2.

8. Производят оптимизацию конструкции ступицы /блок 10/, устанавливая допуски и посадки на размеры шлицев и шпонок, пазов ступицы и т.д. Учитывая данные конструктивных параметров ступицы информация переходит на блок-схему алгоритма расчета полумуфт /блок 11/.

Укрупненная блок-схема расчета полумуфт предохранительного

стройства с реверсивным включением /рис.3.1/ представлена на рис.4.2.

9. Производят ориентировочный расчет диаметров полумуфт /блок 12/ исходя из условия

$$D_1 \geq (1,5 \dots 2,8) d_c, \quad /4.6/$$

где  $d_c$  - диаметр ступицы.

10. Поскольку передача крутящего момента обеспечивается шариками, то в блоках 13, 14 определяются их размеры в зависимости от наружных и внутренних диаметров полумуфт, а также рассчитывается их количество  $Z$  по формуле

$$Z \leq \pi D / d_w, \quad /4.7/$$

где  $D$  - диаметр окружности, на которой расположены шарики;  
 $d_w$  - диаметр шарика.

11. В блоке 15 происходит проверка условия  $Z \leq 3$ , поскольку конструкция муфты /78/ обеспечивает передачу момента вращения тремя шариками при расположении их на одной орбите. В случае не выполнения условия происходит обращение к блоку 13, в котором производят изменение величины диаметра шарика.

12. Определяют наружный диаметр ступенчатых вставок  $d_{bc}$  под шарики /блок 16/ исходя из соотношения

$$d_{bc} = (1,5 \dots 2) d_w. \quad /4.8/$$

Также рассчитывают глубину лунок в ступенчатых вставках с учетом величины установки шариков в гнездах и обеспечения минимального зазора между торцами полумуфт. Таким образом, максимальная величина заглубления  $f_z$  тел качения определяется по формуле

$$f_z = 0,5 d_w - (2 \dots 5) \text{ мм}. \quad /4.9/$$



Укрупненная блок-схема расчета полумуфт для муфты с реверсивным включением

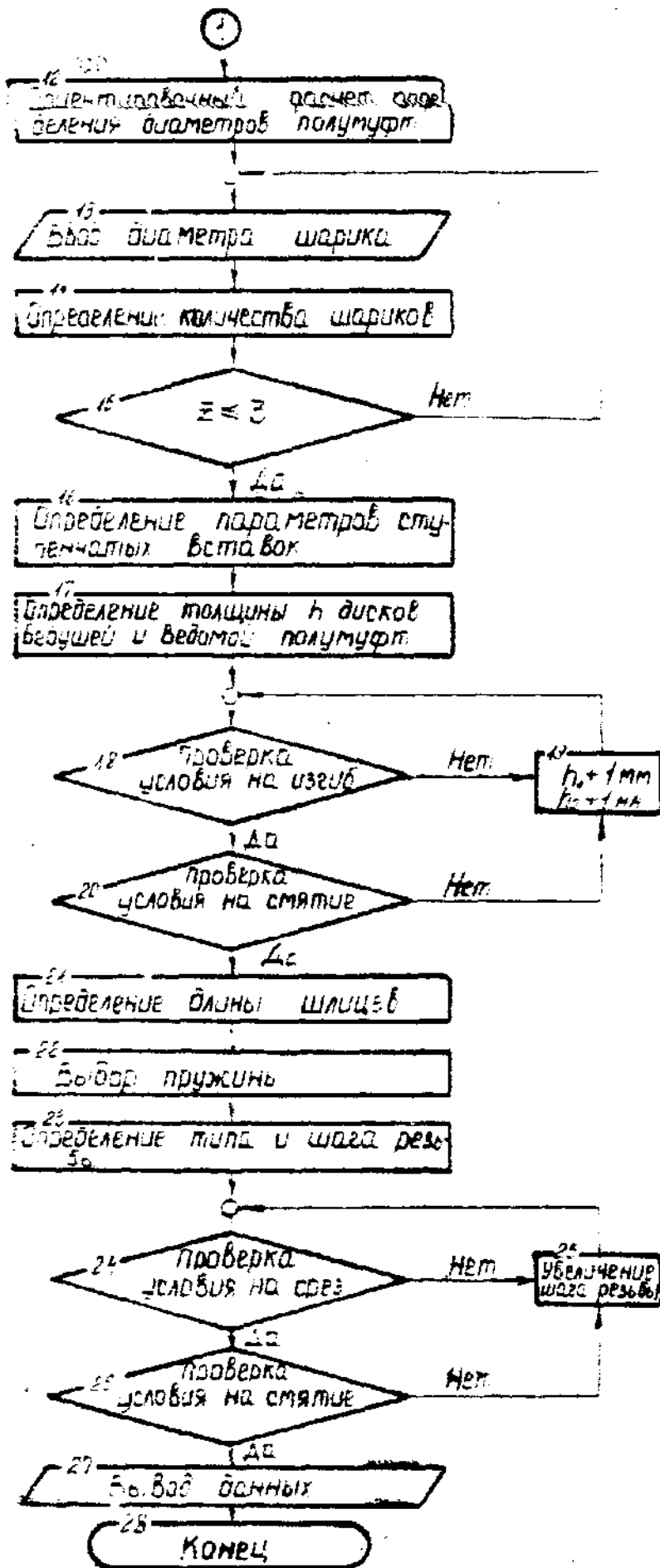


Рис. 4.2

13. Производят ориентировочный расчет толщины  $t_1$  и  $t_2$  дисков полумуфт /блок 17/ по следующих зависимостях

$$t_1 = 1,3 \left[ 0,5d_w - (2 \dots 5) \text{ мм} \right]. \quad /4.10/$$

$$t_2 = 1,3 \left[ 0,5d_w + (2 \dots 5) \text{ мм} \right]. \quad /4.11/$$

14. После ориентировочного расчета толщин дисков полумуфт производят их проверку на смятие и изгиб /блоки 18,20/. Допустимая величина смятия и изгиба описывается следующими формулами

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{DF} \leq [\sigma_{см}], \quad /4.12/$$

$$\sigma_{из} = \frac{\sqrt{M_d^2 + 0,45M_{кр}^2}}{W} \leq [\sigma_{из}], \quad /4.13/$$

где  $M_d$  - максимальный изгибающий момент в опасном сечении;  $W$  - момент сопротивления в опасном сечении;  $F$  - площадь контакта шариков с полумуфтами.

В случае невыполнения данных условий происходит обращение к блоку 19, в котором толщина дисков полумуфт увеличивается с последующей проверкой условий на смятие и изгиб.

15. Дальнейший расчет полумуфт обеспечивает уточнение действительной длины шлицевого соединения /блок 21/, поскольку при срабатывании предохранительного устройства происходит смещение подвижной полумуфты на величину заглубления  $t_2$  тел качения. В связи с этим действительная длина шлицов  $l_{ш.д.}$  на ступице равна

$$l_{ш.д.} = t_2 + t_1 + (2 \dots 4) \text{ мм}. \quad /4.14/$$

16. Осуществляют выбор конструктивных параметров пружины /блок 22/. Исходя из уравнения /4.2/ определяют жесткость пружины по формуле

$$C = \frac{2M \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d \right]}{D \left[ \Delta + h - z(1 - \sin \alpha) \right]} \quad /4.15/$$

Затем по данным ГОСТ /обращение к нормативно справочной литературе/ производят выбор пружины.

17. Выбор резьбового соединения /блок 23/ производят с помощью ГОСТ 5916-70.

18. В блоках 24 и 26 производят проверочные расчеты на срез и смятие резьбового соединения от действия усилия пружины. При невыполнении этих условий происходит обращение к блоку 25, обеспечивающего увеличение шага резьбы с повторной проверкой условий на срез и смятие.

19. После проведенных расчетов производится вывод и распечатка данных /блок 27/, то есть вывод оптимальных конструктивных параметров ступицы, шпоночного и шлицевого соединения, размеров ведущей и ведомой полумуфт, элементов зацепления, пружины, резьбового соединения и др. параметров.

Особенностью составления алгоритма для проектирования самоотключающейся шариковой предохранительной муфты с автоматическим включением /рис.3.2/ является расчет механизма фиксации нажимного диска, состоящий из центробежных колодок, кулачков и радиальных пружин. Укрупненная блок-схема расчета полумуфт и механизма фиксации защитного устройства изображена на рис.4.3.

Ориентировочный расчет конструктивных параметров полумуфт, определение диаметра и количества шариков /блоки 29-36/ производят аналогично расчетам приведенным в п.9, 10, 13, 14.

Укрупненная блок-схема расчета полушаров для муфты с автоматическим включением

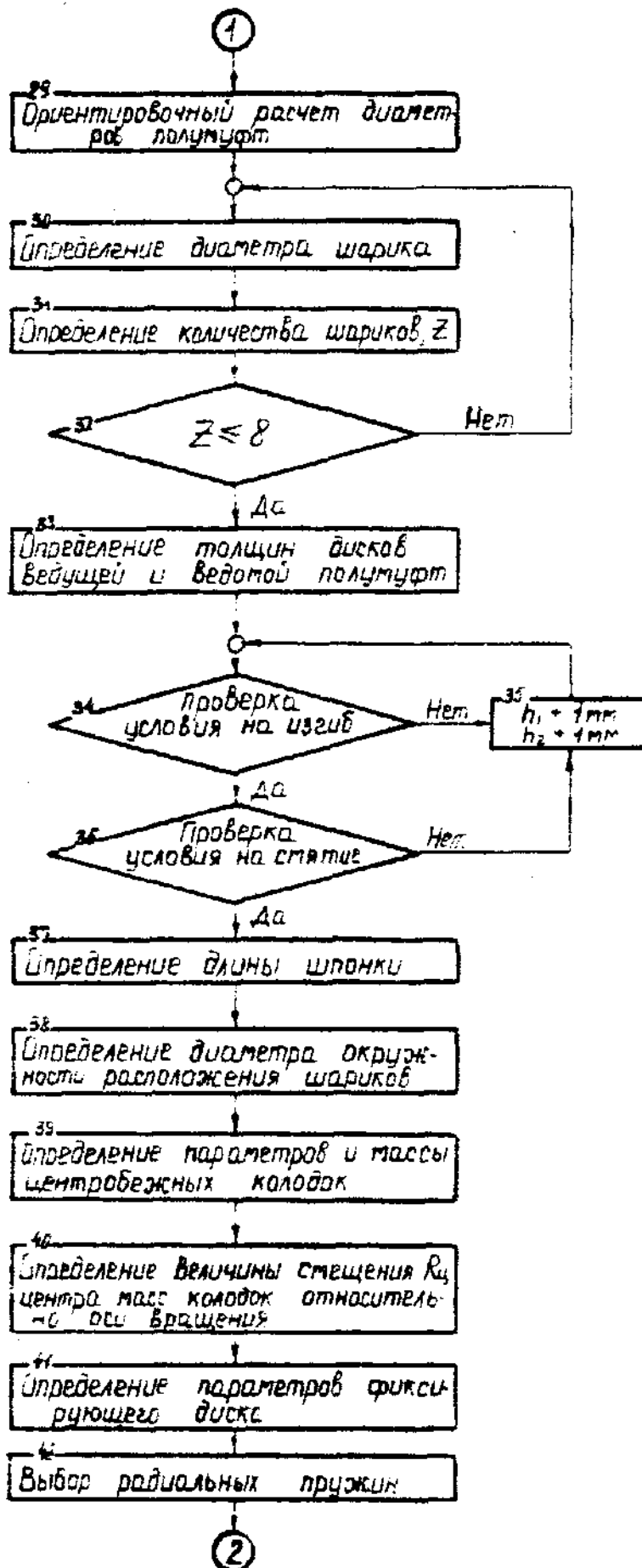


рис.4.3а

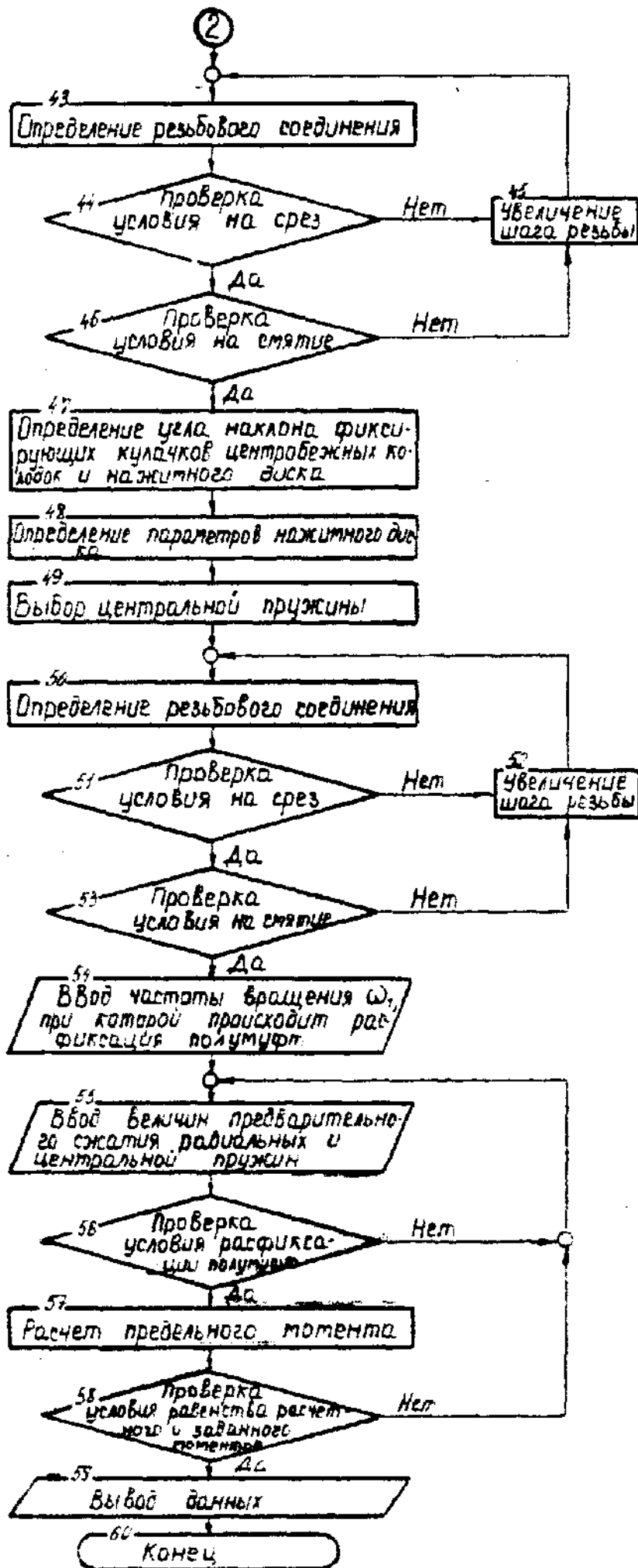


Рис. 4.36

20. Производят расчет длины шпонки /блок 37/, соединяющей ведущую полумуфту со ступицей. Поскольку в процессе срабатывания осевого смещения полумуфты не происходит, то длина шпонки выбирается равной толщине полумуфты.

21. Диаметр окружности расположения шариков  $D$  /блок 38/ выбирают из условия максимального их удаления от оси вращения

$$D = D_1 - d_w - (6 \dots 20) \text{ мм.} \quad /4.16/$$

22. В блоках 39, 40 производят выбор конструктивных параметров центробежных колодок, величины смещения  $R_4$  их центра масс относительно оси вращения, определяют массу колодок. Предварительно рассчитывают габаритные размеры колодок с учетом возможности их максимального радиального перемещения. Также определяют площадь колодок  $S$  и их центр масс. Затем исходя из условия расфиксации полумуфт /2.51/ и принимая  $c_1 = 1,2c_2$ ,  $\delta_1 = 1,2\delta_2$ ;  $c_1 = M/\delta_1 D$  рассчитывают массу колодок  $m_k$  по формуле

$$m_k = \frac{c_1 (\delta_1 + x'_{\max}) - 2c_2 \delta_2 \operatorname{tg}(\beta - \rho')}{2\omega^2 R_4 \operatorname{tg}(\beta + \rho')} \quad /4.17/$$

Толщина центробежных колодок  $h_k$  определяется из следующего условия

$$h_k = \frac{m_k}{\rho \cdot S}, \quad /4.18/$$

где  $\rho$  - удельный вес материала колодок.

23. Производят расчет наружного диаметра фиксирующего диска  $D_2$  /блок 41/ из условия

$$D_2 = 2R_4 + (10 \dots 20) \text{ мм.} \quad /4.19/$$

24. Ориентировочный расчет пружин /блок 42/, поддерживающих центробежные колодки производят для определения среднего диамет-

расположения витков и жесткости. Максимально возможный диаметр пружин  $d_{np2}$  рассчитывают по формуле

$$d_{np2} = \frac{H - d_{cm}}{2} - (6 \dots 10) \text{ мм}, \quad /4.20/$$

где  $H$  - максимальная ширина колодок.

Исходя из уравнения /2.5I/ с учетом  $C_1 = 1,2 C_2$ ;  $\delta_1 = 1,2 \delta_2$  определяется жесткость радиальных пружин

$$C_2 = \frac{2 m_k \omega^2 R_{\text{ц}} \operatorname{tg}(\beta + \rho')}{1,2 (1,2 \delta_2 + x'_{\text{max}}) - 2 \delta_2 \operatorname{tg}(\beta - \rho')} \quad /4.21/$$

Используя данные расчетов производится выбор радиальных пружин по ГОСТ 13764-68.

Расчет конструктивных параметров резьбового соединения /блоки 43-46/ производят аналогично расчетам приведенным в п.17-19.

25. Производят расчет угла наклона фиксирующих кулачков /блок 47/ из условия расфиксации полумуфт /2.5I/. Угол  $\beta$  выбирается в диапазоне  $40^\circ \dots 60^\circ$ .

26. Определяют конструктивные параметры нажимного диска /блок 48/, его наружный  $D_H$ , внутренний  $D_{BH}$  диаметры и толщину  $k_{нд}$

$$D_{BH} = D - d_{ш}, \quad /4.22/$$

$$D_H = D + d_{ш}, \quad /4.23/$$

$$k_{нд} = k_{фк} + (2 \dots 8) \text{ мм}, \quad /4.24/$$

где  $k_{фк}$  - толщина фиксирующих кулачков.

27. Ориентировочный расчет центральной пружины /блок 49/ производят, определяя средний диаметр расположения витков и жесткость

$$d_{np1} = d_{cm} + 2d_{\delta m}, \quad /4.25/$$

где  $d_{\delta m}$  - диаметр витков.

Исходя из уравнения /2.51/ определяют жесткость центральной пружины

$$C_1 = \frac{2(c_2 \delta_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho') + m_k \omega^2 R_4 \operatorname{tg}(\beta + \rho'))}{\delta_1 + x'_{max}} \quad /4.26/$$

Конечные параметры центральной пружины определяются по данным ГОСТ 13768-68.

28. В блоках 54, 55 производят ввод частоты вращения ведущего вала  $\omega_1$ , при которой происходит расфиксация полумуфт и величину предварительного сжатия радиальных и центральной пружины.

29. Проверочный расчет условия расфиксации полумуфт производится в блоке 56

$$2(c_2 \delta_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho') + m_k \omega^2 R_4 \operatorname{tg}(\beta + \rho')) \geq C_1(\delta_1 + x'_{max}) \quad /4.27/$$

30. При выполнении условия /4.32/ производится расчет предельного момента /блок 56/ по формуле /4.4/. В случае невыполнения условия /4.27/ происходит повторное обращение к блоку 55 и вводятся новые величины предварительных сжатий пружин.

31. В блоке 58 происходит проверка условия равенства расчетного и заданного крутящего моментов. В случае невыполнения этого условия происходит обращение к блоку 56, а в случае выполнения производится вывод и распечатка данных оптимальных конструктивных параметров полумуфт, элементов фиксирующего узла, пружин, резьбовых соединений и др. параметров /блок 59/.



Таблица 4.1

Конструктивные параметры предохранительной муфты с реверсивным включением в зависимости от величины крутящего момента

$M, \text{ Нм}$	$D, \text{ мм}$	$d, \text{ мм}$	$C, \text{ Н/мм}$	$r_c, \text{ мм}$	$d_{ш}, \text{ мм}$	$\alpha, \text{ град}$
100-200	100	30	60	6	16	60
200-300	108	32	70	6	16	60
300-400	116	34	80	6	18	55
400-500	120	36	90	6	18	55
500-600	124	38	100	7	20	55
600-700	130	40	110	7	20	50
700-800	132	42	120	7	20	50
800-900	140	44	130	8	24	45
900-1000	150	46	140	8	24	45

Таблица 4.2

Конструктивные параметры предохранительной муфты с автоматическим включением в зависимости от величины крутящего момента

$M, \text{ Нм}$	$D, \text{ мм}$	$d_{ш}, \text{ мм}$	$C_1, \text{ Н/мм}$	$C_2, \text{ Н/мм}$	$m_{тк}, \text{ кг}$	$r_c, \text{ об/мин}$
100-150	120	16	60	50	0,5	240
150-200	128	16	70	55	0,5	240
200-250	136	18	80	60	0,6	320
250-300	140	18	90	65	0,6	320
300-350	144	20	100	80	0,8	380
350-400	150	20	110	80	0,8	380
400-450	152	22	120	90	1,0	460
450-500	168	22	140	100	1,0	460
500-600	180	24	160	120	1,2	520

ставленная программа выбора конструктивных параметров защитных устройств просчитана с помощью ЭВМ - "РОБОТРОН 1910". В таблицах 4.1 и 4.2 представлены оптимальные параметры муфт с реверсивным и автоматическим включениями в зависимости от величины крутящего момента.

#### 4.3. Разработка перспективных конструкций шариковых предохранительных муфт.

Несмотря на бесспорные преимущества исследованных конструкций защитных устройств они не лишены недостатков. Далекое не все приводы, особенно сельскохозяйственных машин, имеют возможность обратного вращения, что ограничивает применяемость муфты с реверсивным включением. Муфта с автоматическим включением достаточно сложна в изготовлении и требует особо точной настройки и сборки.

По этому необходимо совершенствовать конструкции защитных устройств с целью снижения динамических нагрузок в режиме пробуксовки, повышения их надежности и долговечности.

На рис.4.4 изображена предохранительная муфта /8/ содержащая ведущую полумуфту 2, промежуточный 4 и нажимной 5 диски. Промежуточный диск посредством зубчатого зацепления связан с ведомой полумуфтой 1. На торцевой поверхности ведущей полумуфты выполнена эксцентричная кольцевая канавка с эксцентриситетом  $e$ . Такая же канавка находится на торцевой части промежуточного диска, обращенной к ведущей полумуфте. В канавках расположены шарики 3. Во избежание дисбаланса на торцах промежуточного и нажимного дисков, обращенных друг к другу, также выполнены эксцентричные канавки /но с обратным эксцентриситетом  $e$  /, в которых размещены шарики. Нажимной диск поджат пружинами, которые регулируются гайками.

Вращательное движение с ведущей полумуфты и нажимного диска передается через промежуточный диск на ведомую полумуфту. В

Предохранительная муфта А.С. №1326807

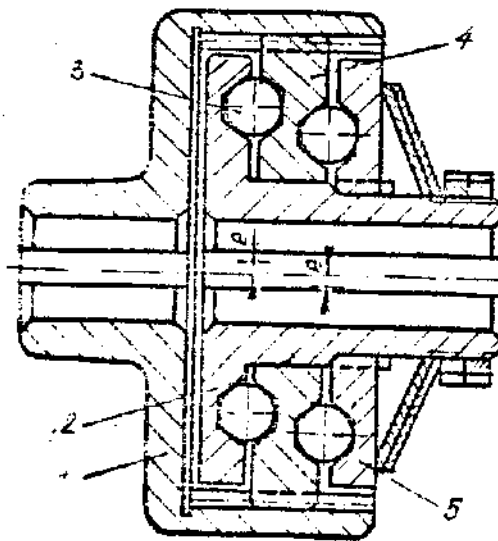


Рис.4.4

Предохранительная муфта А.С. №1176110

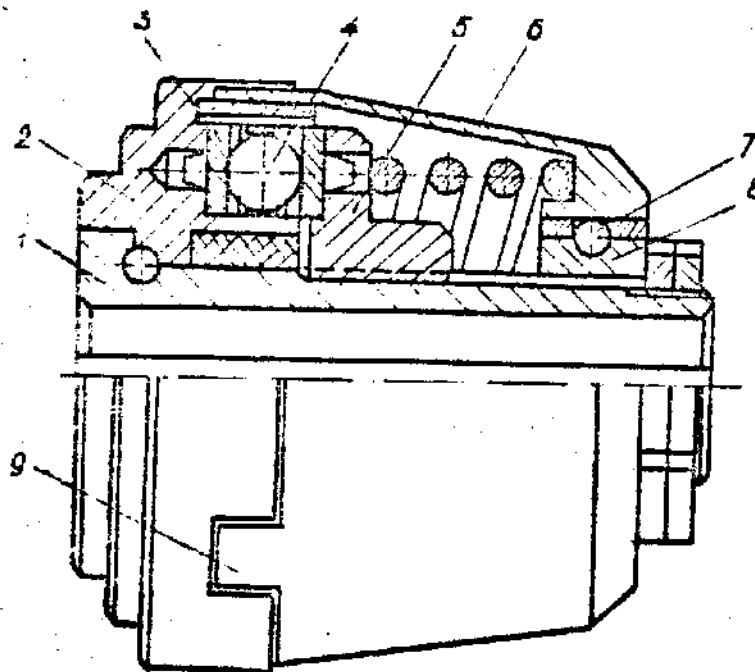


Рис.4.5

случае возникновения перегрузки происходит относительный проворот полумуфты и дисков, что приводит к перекрытию эксцентричных дорожек и окружному перемещению шариков с осевым смещением подвижных звеньев и деформации пружин.

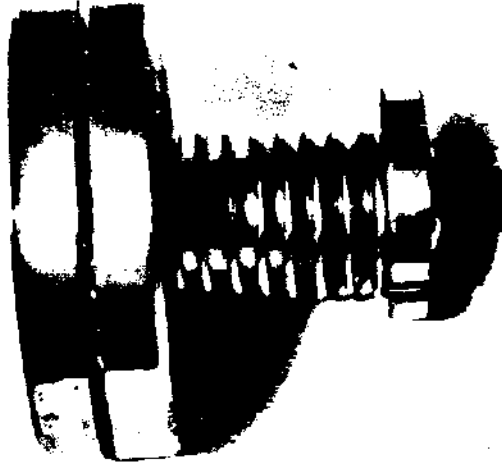
Предложенная конструкция отличается безударностью и плавностью срабатывания, высоким коэффициентом чувствительности, что характеризует ее хорошие упругие свойства. Модель рассмотренной муфты представлена на рис. 4.6.

На рис. 4.5 изображена предохранительная муфта /I3/, содержащая ступицу I, на которой свободно установлена ведомая полумуфта 2. В ее торцевых окнах и окнах ведущей полумуфты 5 расположены сухарики 3, между которыми в сепараторе находятся шарики 4. Пружина, располагаясь в барабане 6, поджимает ведущую полумуфту, соединенную с барабаном посредством кулачков 9. На шлицах ступицы установлена втулка 8, по наружному диаметру которой выполнен байонетный паз с профилем аналогичным профилю лунок под шарики 4. С пазом контактируют шарики 7, находящиеся в радиальных отверстиях кольца, жестко соединенного с барабаном. Величина передаваемого момента регулируется гайками.

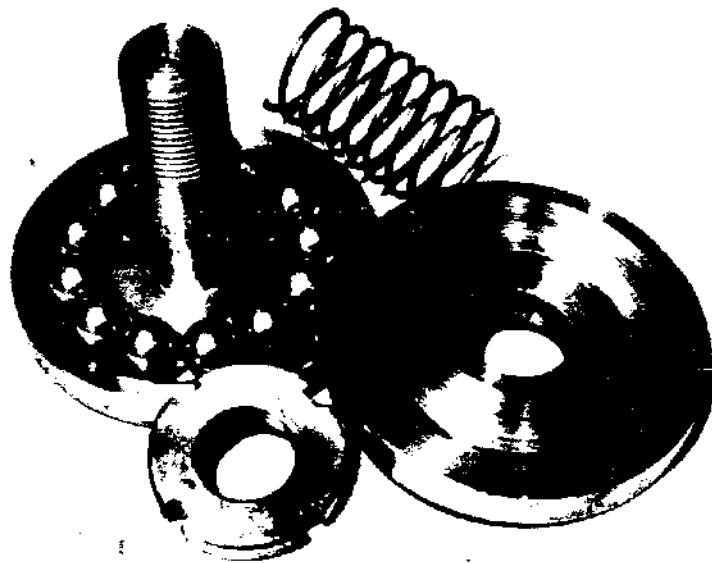
Момент вращения передается через ведущую полумуфту посредством шариков 4 на ведомую полумуфту. При возрастании момента сопротивления выше допустимого ведомая полумуфта и барабан стопорятся. Поскольку байонетный паз имеет профиль аналогичный профилю лунок под шарики 4, то барабан посредством тел качения 7 и ведущая полумуфта получают одинаковые осевые перемещения. Режим пробуксовки характеризуется уменьшенными осевыми и радиальными ударами, стабилизированным моментом срабатывания, так как пружина во всех положениях будет одинаково деформирована.

С целью снижения частоты повторных включений в режиме пробуксовки разработана предохранительная муфта /I7/, изображенная на

Модель предохранительной муфты по А.С. №1326807



а - общий вид



б - модель в разборе

Рис.4.6

рис. 4.7. Она содержит ведомую полумуфту I, свободно установленную на ступице 2. На торце ведомой полумуфты равномерно по окружности во вставках 4 расположены сателлиты 3, входящие в зацепление с солнечной шестерней 6, жестко установленной на ступице. В сквозных отверстиях сателлитов диаметрально противоположно находятся шарики 7, входящие в зацепление с лунками ведущей полумуфты 5. Ведущая полумуфта поджимается пружинами, величина предварительного скатия регулируется гайками.

В случае возникновения перегрузки сателлиты начинают обкатываться относительно солнечной шестерни, что приводит к выходу тел качения из зацепления с лунками ведущей полумуфты. Подбирая соответствующее передаточное отношение  $\epsilon$  зубчатого зацепления можно добиться того, что повторно сателлит займет свое первоначальное положение при том же расположении шариков через  $n$  оборотов. Соотношение между передаточным отношением центрального колеса и сателлита и количеством их относительных проворотов в режиме холостого хода можно выразить следующим образом

$$n_2 = \epsilon n_1, \quad /4.28/$$

где  $n_2$  - количество полных оборотов сателлита;  $\epsilon$  - передаточное число между центральным колесом и сателлитом;  $n_1$  - минимальное количество полных оборотов ведомой полумуфты /води́ла/, которое при умножении на передаточное отношение  $\epsilon$  дает целое число.

Исходя из оптимальных габаритных размеров муфты и снижения цикличности нагрузок на зубчатую передачу передаточное отношение рекомендуется выбирать в пределах  $\epsilon = 1 \dots 2$ .

Таким образом, обеспечивая рассоединение полумуфт на  $n$  /целое число/ оборотов. Муфта в несколько десятков раз сокращает количество повторных включений в режиме пробуксовки. Это приводит к значительному снижению динамических воздействий как на само за-

Предохранительная муфта А.С. №1379515

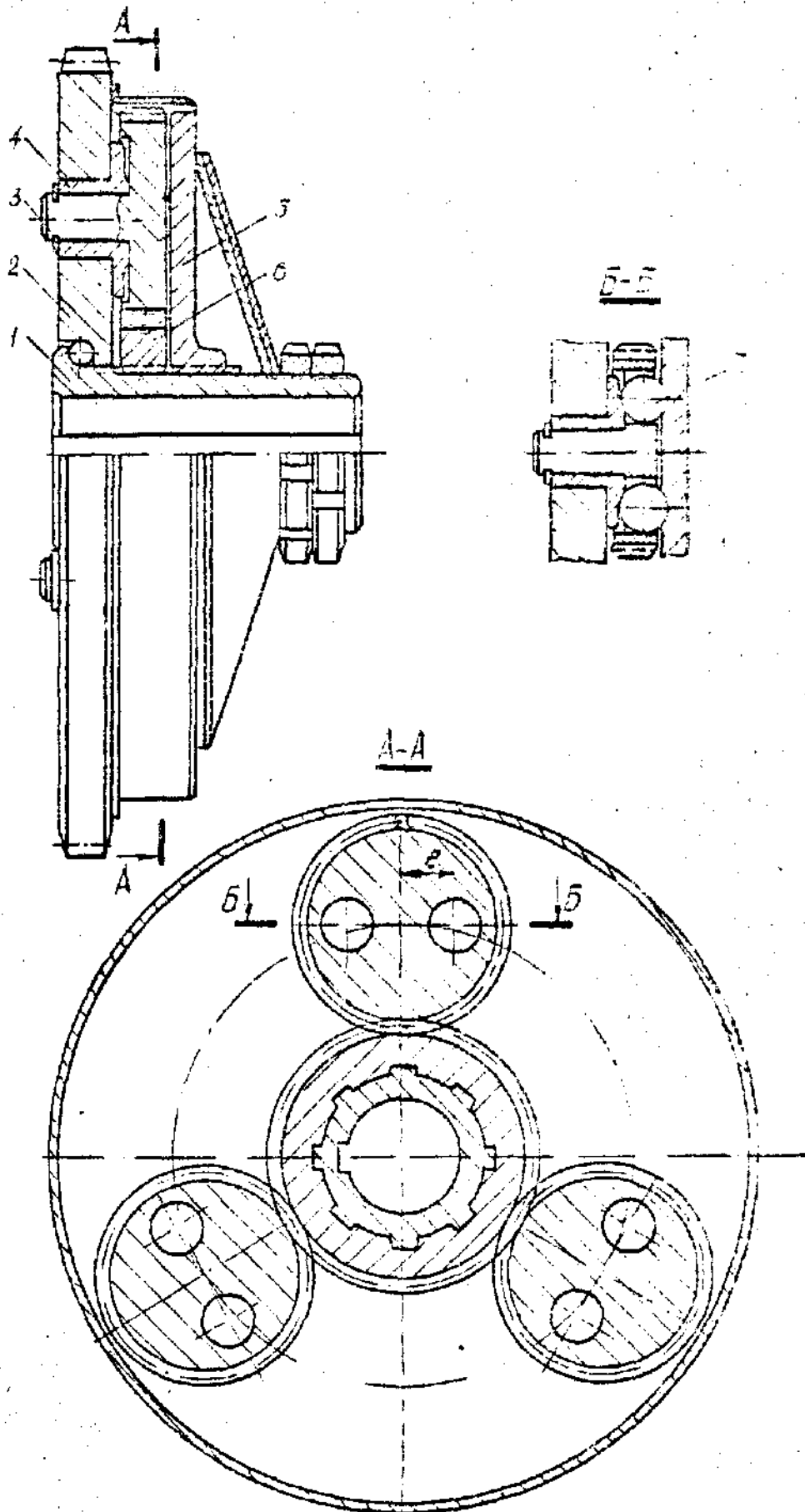


Рис.4.7

инное устройство, так и на все элементы кинематической цепи.

На рис. 4.8 представлена модель рассмотренной муфты. Повторное ее включение после срабатывания наступает по истечению пяти относительных проворотов полумуфт. Для шести зацепленных шариков это обеспечивает снижение в 30 раз количество повторных включений по сравнению с известными муфтами, имеющими такое же количество элементов зацепления.

На рис. 4.9 изображена муфта /18/, содержащая ступицу I, ведущую 2 и ведомую 4 полумуфты, соединенные шариками 3. Ведомая полумуфта посредством диска 7 поджимается пружиной 6. Концентрично пружине установлено амортизационное звено 5, выполненное из эластичного материала в виде двух фланцев, связанных между собой по наружному диаметру гофрированной втулкой. Пружина размещена внутри амортизационного звена между его фланцами.

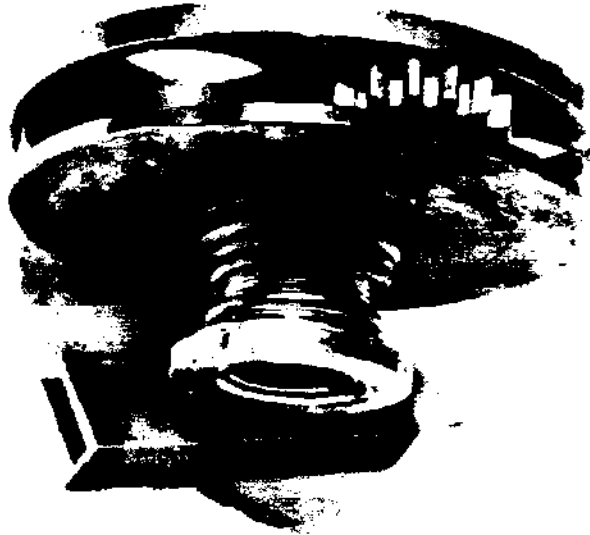
В случае возникновения перегрузки и относительного проскакивания полумуфт амортизационное звено противодействует мгновенному разжатию пружины, тем самым демпфируя осевой удар, возникающий при после срабатывания защитного устройства. Это достигается за счет выполнения амортизационного кольца преимущественно из полиамидов, имеющих высокую упруго-вязкую деформацию.

На рис. 4.10 изображена муфта /16/, включающая ступицу I, ведущую 2 и ведомую 5 полумуфты соединенные шариками 4. В торцевой поверхности ведущей полумуфты равномерно по окружности расположены ступенчатые втулки 3, имеющие лунки под шарики. Хвостовики втулок расположены с противоположной стороны полумуфты. При износе профиля лунок производится проворот втулок, что приводит к возникновению новых зон контакта и повышению долговечности муфты. Модель такого защитного устройства представлена на рис. 4.11.

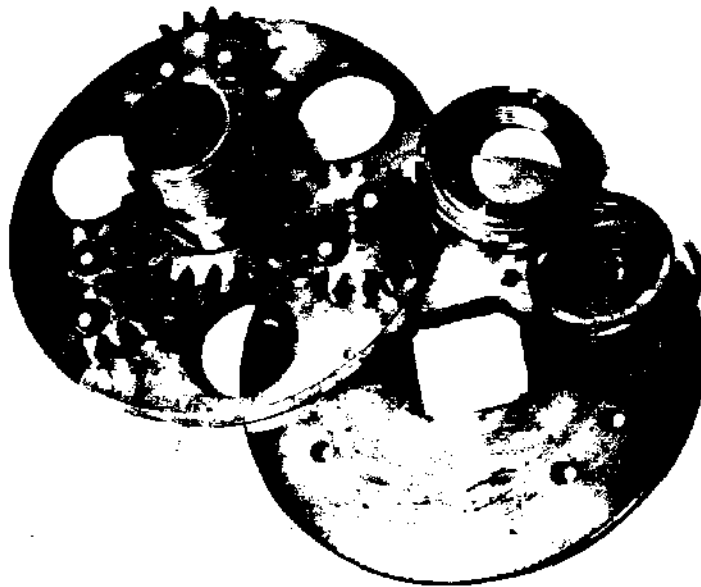
Вместо втулок также можно применять штампованные диски /рис. 4.12/, имеющие лунки под шарики. Способ изготовления таких дисков заключается в следующем.



Модель предохранительной муфты по А.С.№1379515



а - общий вид



б - модель в разборе

Рис.4.8

Предохранительная муфта по А.С. №1444571

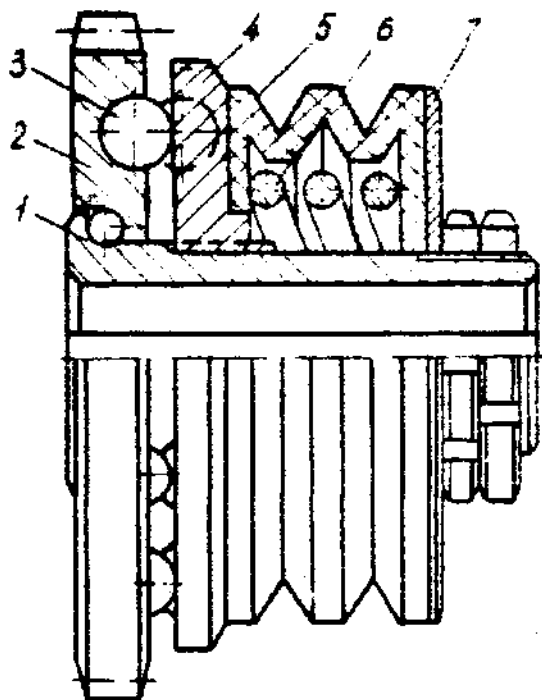


Рис.4.9

Предохранительная муфта по А.С. №1270437

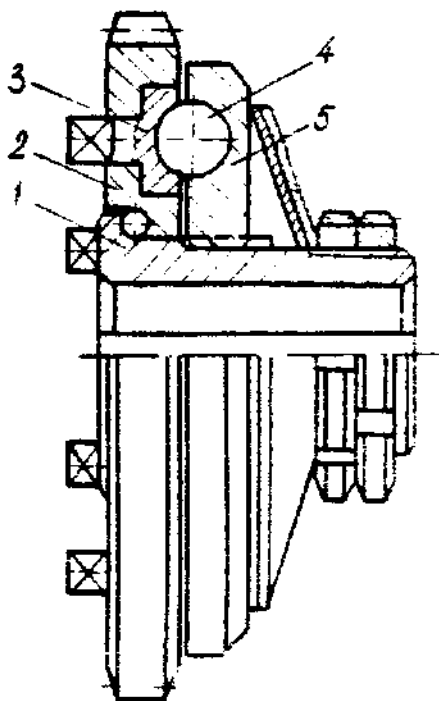


Рис.4.10

Модель предохранительной муфты по А.С. №1270437

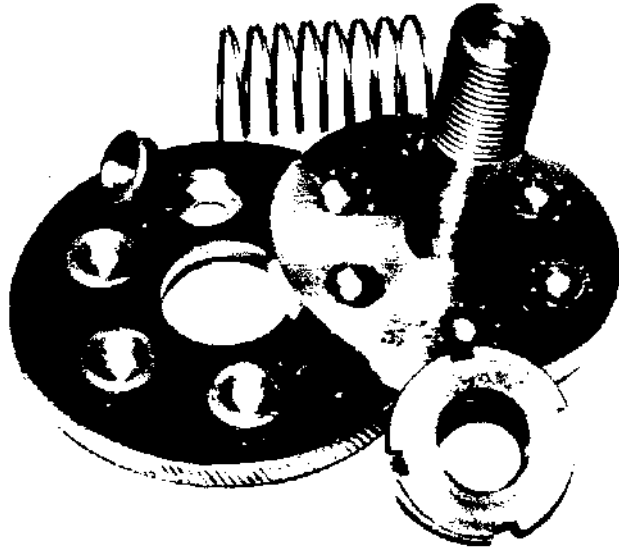


Рис.4.II

Штампованные кольца под шарики

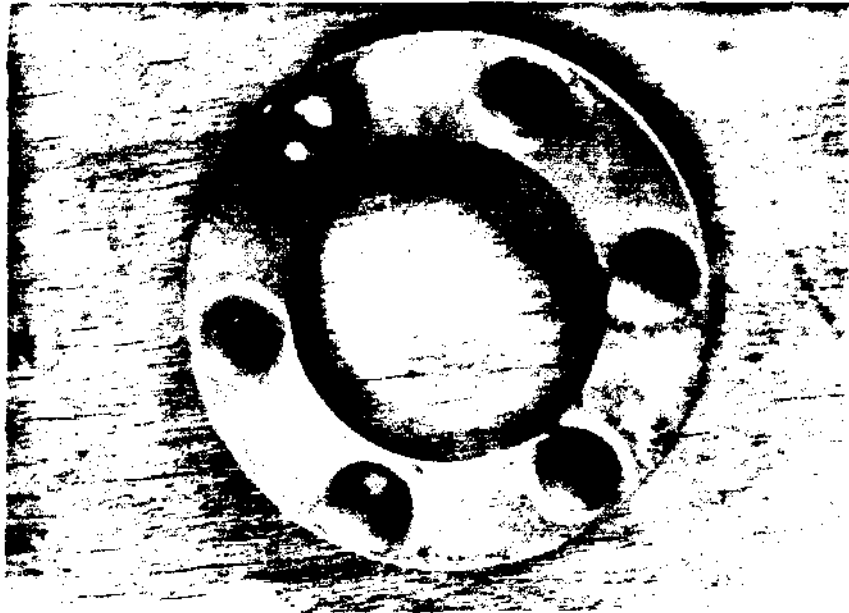


Рис.4.I2

При изготовлении штампа пуансоном выступают те же тела качения, которые непосредственно и передают момент вращения. Штамповое кольцо производится с предварительным подогревом заготовки.

Преимущества таких колец заключаются в возможности применения износостойких материалов и их рационального использования, значительного снижения контактных давлений в режиме передачи момента. Также повышается равномерность распределения окружной силы в направлении вращения. Применение предложенных дисков позволит повысить надежность и долговечность муфт.

#### 4.4. Техничко-экономическое обоснование выбора конструктивных решений защитных устройств.

Одним из важных критериев выбора конструкций муфт является их экономическая эффективность. Подсчет экономического эффекта производится путем сопоставления себестоимости изготовления нового и базового объектов. Однако разработанные конструкции защитных устройств характеризуются значительно повышенным сроком службы с длительным сохранением своих основных функциональных и эксплуатационных возможностей по сравнению с типовыми шариковыми муфтами. Полное расцепление привода в режиме перегрузки, исключение циклически повторяющихся динамических воздействий на элементы кинематической цепи и снижение их износа является определяющим фактором экономической эффективности разработанных конструкций защитных устройств. Поэтому расчет годового экономического эффекта от производства и использования нового оборудования долговременного пользования с улучшенными качественными характеристиками /производительность, долговечность, издержки эксплуатации и т.д./ [48] производится по формуле

$$\mathcal{E} = \left[ \mathcal{Z}_1 \frac{B_2(P_1 + E_H)}{B_1(P_2 + E_H)} + \frac{(C_1 - C_2) - E_H(K_1 - K_2)}{P_2 + E_H} - \mathcal{Z}_2 \right] A_1, \quad 14.34/$$

где  $\mathcal{Z}_1$  и  $\mathcal{Z}_2$  - приведенные затраты единицы соответственно базового и нового средства труда, руб.;

$B_2/B_1$  - коэффициент учета роста производительности единицы нового средства труда по сравнению с базовым;

$B_1$  и  $B_2$  - годовые объемы продукции, производимые при использовании единицы соответственно базового и нового средства труда, в натуральных единицах;

$\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H}$  - коэффициент учета изменения срока службы нового средства труда по сравнению с базовым;

$P_1$  и  $P_2$  - доли отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление /реновацию/ базового и нового средства труда;

$E_H$  - нормативный коэффициент эффективности /0,15/;

$\frac{(C_1 - C_2) - E_H(K_1 - K_2)}{P_2 + E_H}$  - экономия потребления на текущих издержках эксплуатации и отчислениях от сопутствующих капитальных вложений за весь срок службы нового средства труда по сравнению с базовым, руб.;

$K_1$  и  $K_2$  - сопутствующие капитальные вложения потребителя /капитальные вложения без учета стоимости рассматриваемых средств труда/ при использовании базового и нового средств труда в расчете на объем продукции, производимой с помощью нового средства труда, руб.;

$C_1$  и  $C_2$  - годовые эксплуатационные издержки потребителя при использовании им базового и нового средств труда в расчете на объем продукции, производимой с помощью нового средства труда, руб.

$A_1$  - годовой объем производства новых средств труда в расчетном году, в натуральных единицах.

В случае применения защитных устройств в опытном стендовом оборудовании их экономический эффект исчисляется долевой частью муфты от совокупности всех узлов, обеспечивающих эффективность стенда.

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО РАБОТЕ

На основании проведенных теоретических расчетов и экспериментальных исследований шариковых предохранительных муфт можно сделать следующие выводы:

1. Теоретически обоснованы условия взаимодействия шариков в режиме относительного проворота полумуфт, что повышает степень точности расчетов при проектировании различных конструкций шариковых защитных устройств. Вращение тел качения происходит в случае, если коэффициент трения в зацеплении шарик-дунка в 1,37... 1,41 раз превышает коэффициент трения в зацеплении шарик-гнездо.

2. Теоретически обоснованы кинематические и кинетостатические показатели предохранительных муфт, определены их конструктивные, силовые и энергетические параметры. Результаты представлены в виде графиков и аналитических зависимостей, по которым можно выполнять расчеты шариковых защитных устройств. Для муфты с реверсивным включением установлено, что изменение угла наклона дунки в пределах  $65^{\circ} \dots 45^{\circ}$  приводит к увеличению момента срабатывания в 2,6 раза. Для муфты с автоматическим включением при частоте вращения приводного вала 1200 об/мин. момент отключения по сравнению со статическим возрастает в 1,3 раза.

3. Разработана динамическая модель привода с предохранительной муфтой. Составлены и решены с помощью ЭВМ системы дифференциальных уравнений, описывающие переходные процессы функционирования перегруженных приводов в момент срабатывания защитных устройств. Изучено влияние динамических нагрузок на работу предохранительных муфт. Результаты представлены в виде графиков изменения моментов, углов закручивания, скоростей и ускорений ведущих и ведомых звеньев привода, на основании которых определены динамические характеристики муфт.

4. Разработаны конструкции самоотключающихся шариковых предохранительных муфт с реверсивным и автоматическим выключением, позволяющие полностью размыкать цепь привода без повторных замыканий полумуфт в режиме перегрузки. Создан стенд для определения функциональных и эксплуатационных характеристик защитных устройств и предложена методика проведения их испытаний.

5. В результате проведенных экспериментальных исследований определено изменение крутящего момента, коэффициентов динамичности, точности и чувствительности срабатывания предохранительных муфт, дающих полную характеристику о функционировании защитных устройств. Установлены их оптимальные режимы работы 3...4 об/сек. и 6 об/сек.

6. Экспериментальным путем определены ресурсные характеристики разработанных конструкций предохранительных муфт. Коэффициенты стабильности для 500 повторных срабатываний при твердости поверхностного слоя полумуфт 46...48 HRC, для муфты с реверсивным включением составил 0,946, а для муфты с автоматическим включением - 0,98, что указывает на высокую долговечность рассмотренных защитных устройств. Из сравнительного анализа теоретических и экспериментальных исследований установлено, что расхождение полученных результатов при определении максимальных крутящих моментов составило 8...12%.

7. Разработана инженерная методика выбора конструктивных параметров предохранительных муфт. Составлена блок-схема и программа их автоматизированного расчета на ЭВМ. Результаты полученных расчетов сведены в таблицы и представляют собой числовые зависимости конструктивных параметров муфт от величины передаваемого момента, что позволяет с минимальными затратами времени спроектировать защитные устройства.

8. Разработаны перспективные конструкции шариковых предохранительных муфт, изготовлены модели, подтверждающие их работоспособность. Новизна предложенных конструкций защищена 7-ю авторскими свидетельствами. Годовой экономический эффект от внедрения муфт с реверсивным включением составил 2889 руб.



Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988.-640 с.
2. Агурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. Т.1,2,3.-М.: Машиностроение, 1980.-1980 с. Маг
3. Билик Ш.М. Макрогеометрия деталей машин. М.: Машиностроение, 1973. - 246 с.
4. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов.- Л.: Машиностроение, 1976.-322 с.
5. Гавриш А.П., Ефремов А.И. Автоматизация технологической подготовки машиностроительного производства. К.: Техніка, 1982.
6. Гевко В.М., Гевко Р.Б. Предохранительная муфта с автоматическим выключением и включением. ВИ № 27, 1987, АС № 1325220.
7. Гевко Р.Б. Предохранительная шариковая муфта. ВИ № 28, 30.07.1987, АС № 1326807.
8. Гевко Р.Б. Шариковая предохранительная муфта. ВИ № 7, 23.02.1985, АС № 1141249.
9. Гевко Р.Б. Предохранительная муфта. ВИ № 8, 28.02.85, АС № 1142674.
10. Гевко Р.Б. Предохранительная муфта. ВИ № 36, 30.09.1987, АС № 1341407.
11. Гевко Р.Б. Предохранительная шариковая муфта. ВИ № 46, 15.12.1985, АС № 1198274.
12. Гевко Р.Б. Предохранительная муфта ВИ № 32, 30.08.1987, АС № 1333906.
13. Гевко Р.Б. Предохранительные муфты повышенной плавности срабатывания. - Машиностроитель, 1986, № 3, с.19.
14. Гевко Р.Б. Предохранительная муфта.- Машиностроитель, 1989, № 6.

15. Гевко Р.Б., Сулимов В.К. Предохранительная муфта. БИ № 36, 30.09.1986, АС № 1260576.
16. Гевко Р.Б., Сулимов В.К. Предохранительная шариковая муфта. БИ № 42, 15.11.1986, АС № 1270437.
17. Гевко Р.Б., Сулимов В.К. Предохранительная муфта. БИ № 9, 07.03.1988, АС № 1379515.
18. Гевко Р.Б., Сулимов В.К. Предохранительная шариковая муфта. БИ № 46, 15.12.1988, АС № 1444571.
19. Гевко Р.Б., Сулимов В.К. Шариковая предохранительная муфта. БИ № 4, 30.01.1989, АС № 1455080.
20. Голубенцев А.Н., Лиховид П.И. Динамика машин с упругими звеньями и предохранительной муфтой. Сб. Динамика крупных машин. М.: Машиностроение, 1969.
21. Гост 8741-76. Муфты предохранительные цепных и ременных передач сельскохозяйственных машин. М.: Издательство стандартов, 1976.
22. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1975.
23. Дубиняк С.А., Гевко Б.М., Рачинец Н.Ф. и др. Динамика приводов с кулачковыми предохранительными муфтами в сб. Научные труды УСХА. Киев, 1975. 115-119 с.
24. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. К.: Гостехиздат УССР, 1962.
25. Есин Г.Д. Основы теории механизмов с центробежными связями и исследование влияния их на снижение динамических нагрузок в машинах. Автореферат. Челябинск, 1970.
26. Есипенко Я.И. Результаты экспериментальных исследований предохранительных муфт. В сб. Пищевая промышленность. Вып. 8. К.: Техніка, 1968.
27. Есипенко Я.И., Афанасьев Н.К. Предохранительные фракционные муфты с пониженной чувствительностью к коэффициенту трения.

- об. Пищевая промышленность. Вып. 5. К.: Техніка, 1967.
28. Есипенко Я.И., Паламаренко А.З., Афанасьев Н.К. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. К.: Техніка, 1972, 164с.
29. Заблонский К.И. Детали машин. К.: Вища школа, 1985, 506с.
30. Загавура Ф.Я., Звонник В.М., Шаповалов Ю.И. Фрикционно-вариковые предохранительные муфты. М.: ГОСИНТИ, 1968.
31. Зажигаев Л.С., Кишьян А.А., Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. М.: Атомиздат, 1978.
32. Иванов Е.А. Некоторые новые конструкции компенсационно-упругих и предохранительных муфт приводов. - Вестник машиностроения, 1953, № 6.
33. Иоффе А.Д., Тихомиров В.М. Теория экспериментальных задач. М.: Наука, 1974, 479 с.
34. Каталоги. Международной выставки сельскохозяйственных машин в 1972, Москва.
35. Каталог IO.O114-72. Сельскохозяйственные машины. Предохранительные муфты. Нормативы. Тип К.-25, К-6/12, Венгрия, 1972.
36. Каталог № 06 фирмы "Бондиоли и Павеси" /Италия/. г.Сювара, 1977.
37. Каталог № 1032-69 фирмы "Болену унд Шефер" /ФРГ/. Муфты и тормоза, г.Дортмунд /ФРГ/, 1969.
38. Каталог № 4314-78 фирмы "Мэир" /ФРГ/. Муфты, 1977.
39. Каталоги и проспекты Международной выставки "Сельхозтехника-78", Москва, 1978.
40. Калинин С.Г. Динамика подъемной системы буровых установок. - Львов: Вища школа, 1975.-160 с.
41. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями АН УССР, Киев, 1961.
42. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969.

- ✓43. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Пер. с англ. - М.: Наука, 1970, 719 с.
- ✓44. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. К.: Техника, 1970.
- ✓45. Крагельский И.В. Трение и износ. - М.: Машгиз, 1962.
- ✓46. Крагельский И.В., Виноградова И.Е. Коэффициент трения. М.: Машгиз, 1962.
- ✓47. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1985, 274 с.
- ✓48. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. - М., ВНИИПИ, 1982, 41 с.
- ✓49. Нагорняк С.Г. Профилирование лунок для шариковых предохранительных муфт. Известия вузов, Машиностроение, - 1980, № 8, с.43-46.
- ✓50. Нагорняк С.Г. Разработка и исследование новых конструкций кулачковых, зубчатых и фрикционных предохранительных муфт. Автореферат дисс. на соиск. канд. техн. наук. Киев, 1977.
51. Нормоль № РІ 508-72 /Румыния/. Сельскохозяйственные машины. Предохранительные муфты, 1972.
52. Орликов М.Л. Динамика станков. К.: Вища школа, 1980, 251 с.
- ✓53. Павловский М.А., Путята Т.В. Теоретическая механика. К.: Вища школа, 1985, 318 с.
54. Паламаренко А.З. Предохранительная муфта высокой чувствительности. - Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1963, № 1.
55. Плотников А.М. К вопросу динамического исследования механических систем с шариковыми предохранительными муфтами. Сб. Динамика машин. М. Машиностроение, 1969.

- ✓ 56. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. - Л., Машиностроение, 1979. 344 с.
- ✓ 57. Попов Е.М. Исследование привода и предохранительных муфт сельхозмашин при перегрузках. Автореферат. Воронеж. 1967.
- ✓ 58. Похилук С.А. Исследование и разработка рекомендаций на методы расчетов предохранительных кулачковых муфт. К., сб. Детали машин, 1976.
59. Проспект фирм "Вальтершайд" /ФРГ/ № 11757-66. Предохранительные муфты и муфты свободного хода. - ФРГ, г. Лонар, 1973.
- ✓ 60. Проспект фирмы "Якоб" /ФРГ/ Д-8751. Предохранительные муфты. ФРГ, г. Клайвальштафт ам Майн. 1985.
61. Пуш В.Э. Малые перемещения в станках. М.: Машгиз, 1961, 120 с.
62. Рекомендации СЭВ по стандартизации РС 742-66. Муфты предохранительные сельскохозяйственных машин. М.: Изд-во стандартов, 1967.
- ✓ 63. Рекомендации по применению испытательных стендов механических приводов, их узлов и деталей. - М., 1982. 35 с.
64. Рекомендации СЭВ по стандартизации РС 2201 "69". Муфты для соединения валов /определение и классификация/, 1970. 37 с.
65. Решетов Д.Н. Детали машин. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974, 656 с.
- ✓ 66. Руководящий технический материал: Муфты предохранительные цепных и ременных передач сельскохозяйственных машин. РТМ-А. 23.2.038-73. М., 1973.
- ✓ 67. Руководящий технический материал: Муфты предохранительные цепных и ременных передач сельскохозяйственных машин с моментом срабатывания свыше 160 мм до 1000 мм. РТМ-А. 32.2.135.М., 1980, 66 с.
68. Свободный каталог фирмы "Морзе" /США/. Узлы и детали

иловых трансмиссий: цепи, муфты, редукторы, зубчатые пары, ремни и др. типы, размерн. 1970.

✓69. Со Такаси. Практическое проектирование деталей машин. - Иikai. Сэккей, № 36, 1976.

✓70. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. М.: Машгиз, 1968.

✓71. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Цивер I. Колебания в инженерном деле. Перев. с англ. - М.: Машиностроение. 1985, 454 с.

✓72. Тривайло М.С., Тривайло А.М., Гевко Р.Б. Повышение надежности муфты. - Машиностроитель, 1988, № 5, С.5.

✓73. Фляйшер Г. Исследование по триботехнике. Труды специалистов СССР и ГДР /высших учебных заведений/. - М.: Информации по машиностроению. 1975, 305с.

✓74. Флик Э.П., Зеленский А.С. Состояние и тенденции развития конструкций предохранительных муфт сельскохозяйственных машин. - М.: Машиностроение, 1984, 261 с.

✓75. Федосьев В.И. Сопротивление материалов. М., Физмашгиз, 1979.

✓76. Флик Э.П., Зеленский А.С. Состояние и тенденции развития конструкций предохранительных муфт сельскохозяйственных машин. - Сельскохозяйственное машиностроение. 1980. № 7, 32 с.

✓77. Хрисанов М.И. Предохранительные планетарные передачи с растормаживаемым звеном. - М.: Машиностроение, 1981, 101 с.

✓78. Хрисанов М.И., Гевко Р.Б., Данильченко М.Г. и др. Шариковая предохранительная муфта. Заявка на изобретение № 4461030 /положительное решение на выдачу АС от 16.02.89/.

✓79. Шовкун А.П., Гевко Р.Б. Шариковая предохранительная муфта барабанного типа. - Технология и организация производства, 1983, № 3, С.65.

✓80. Шовкун А.П., Гевко Р.Б. Универсальный стенд для испытаний предохранительных муфт. - Технология и организация производства, 1987, № 2. С 51-52.

✓81. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов. Машгиз, 1961.

82. Эльцгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. Наука, 1965.

П Р И Л О Ж Е Н И Е



Типовая межведомственная форма Р-2, утверждена приказом ЦСУ СССР № 681 от 18 августа 1976 года.

ИО "ТекЗ"

(предприятие, организация, учреждение)

# А К Т

об использовании предложения

30 января 1989 г.

рациональный номер  
инвентаризаторского  
предложения или автор-  
свидетельства)

Заявка № 4461030/25-27/111309

название предложения Предохранительная шариковая муфта, в которой пазы ведущей полумуфты расположены в чередующемся порядке с гнездами и на ней с ними окружности, глубина пазов и гнезд больше радиуса шариков, следние расположены в пазах с возможностью перемещения вдоль них в направлении ведущей полумуфты

использовано с «10» 01—1989 г. в стенде для испытания редукторов сепарированного устройства машины КС-6В-05 и в стенде для испытаний вояных вентартеров машин КС-6В и КС-6В-05  
в соответствии с описанием рационализаторского предложения или с формулой изобретения

Руководитель предприятия, организации, учреждения (начальник цеха) Калайджан

Начальник отдела по изобретательству и рационализации (начальник патентного отдела или уполномоченный по рационализации и изобретательству) Яцишин  
Беспалек  
Сеник

Члены комиссии:

Начальник ЦЭЛ Непейвода

целом использования предложения ознакомлен(ы):

Автор (соавторы)

М.И. Хрисанов 1989 г.

Хрисанов М.И.

Гевко Р.Б.

Данильченко М.Г.

Осуховский В.М.

С П Р А В К А

о соответствии формулы изобретения по заявке № 4461030/25-27  
в предохранительной шариковой муфте.

Знаки изобретения

Их соответствие  
технической  
документации

Предохранительная шариковая муфта, содержащая соосно размещенные ведомую полумуфту с равномерно расположенными по окружности лунками под соединительные шарики и пружиненную к ней ведущую полумуфту, с равномерно расположенными по окружности гнездами и дуговыми пазами под шарики, при этом ширина паза по меньшей мере равна диаметру шарика отличающаяся тем, что, с целью повышения долговечности путем обеспечения ударного проскальзывания полумуфт при сближении и упрощения конструкции, пазы ведущей полумуфты расположены в чередующем порядке с гнездами и на одной с ними окружности, глубина пазов и гнезд больше радиусов шариков, последние расположены в пазах с возможностью перемещения вдоль них в направлении ведущей полумуфты.

КС6Б-54.200СВ-  
Вал в сборе с муфтой.  
КС6Б-54.210- Звездочка  
КС6Б-54.609- Вал  
КС6Б-56.647 -Полумуфта ведущая  
КС6Б-56.648 - Полумуфта ведомая  
КС6Б-54.646 - Ступица  
Н. 038.03.006 -Пружина  
КС6Б-54.613 - Тарелка

Исход: Факт использования изобретения по заявке № 4461030/25-27  
подтверждается его технической документацией.

Зав.сектором СКВ  
Начальник ОРИНТИ

Ю.И.Мирошниченко  
А.П.Беспалек



МИНИСТЕРСТВО АВТОМОБИЛЬНОГО, ТРАКТОРНОГО И  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ  
ПО "ТЕРНОПОЛЬСКИЙ КОЛБАЙНОВЫЙ ЗАВОД ИМЕНИ ХУ СЪЕЗДА КПСС"

" УТВЕРЖДАЮ "

Главный инженер ПО "ТекЗ"

Калайджан А.С.

" 12 / 11 " сентя 1989г.

РАСЧЕТ

экономического эффекта от использования  
самоотключающейся шариковой предохранительной муфты с реверсивным включением  
/положительное решение по заявке №4461030  
авторов Хрисанова М.И., Гевко Р.Б., Данильченко М.Г., Осуховского В.М./ в стендовом оборудовании для испытаний центральных редукторов сепарирующих устройств и двойных транспортеров самоходных корнеуборочных машин КС-6Б-06 и КС-6В.

### ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

При разработке стендового оборудования для испытания центральных редукторов сепарирующих устройств и двойных транспортеров корнеуборочных машин КС-6Б-05 и КС-6В было решено в центральных приводах использовать конструкцию самоотключающейся шариковой предохранительной муфты (положительное решение по заявке № 4461030/25-27).

Разработанная конструкция муфты обеспечивает полное размыкание привода без повторных срабатываний в режиме перегрузки, что в значительной степени снижает износ элементов кинематической цепи и практически исключает поломки исследуемых объектов.

Включение муфты производится автоматически путем реверсирования ведущего звена.

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

для расчета экономического эффекта от использования самоотключающейся шариковой предохранительной муфты в стендовом оборудовании для испытаний центральных редукторов сепарирующих устройств и двойных транспортеров корнеуборочных машин КС-6Б-05 и КС-6В.

Показатели	:Единицы : :измерения:	: Величина :	: Источник :			
1	:	2	:	3	:	4
Договорная цена проведения испытаний на машинноиспытательных станциях (МИС) корнеуборочных машин (на 3-х МИС).	руб.	30000		хоздоговор		
Стоимость стенда для испытаний центральных редукторов сепарирующих устройств.	руб.	4600		данные И "ТекС"		

1	2	3	4
Затраты на обслуживание и амортизацию стенда.	руб.	780	данные ПК "ТенЗ"
Идеальный вес муфты в стенде для испытания центральных редукторов в экономическом эффекте стенда.	%	5	данные ПК "ТенЗ"
Стоимость стенда для испытаний двойных транспортеров.	руб.	4600	данные ПК "ТенЗ"
Затраты на обслуживание и амортизацию стенда.	руб.	560	данные ПК "ТенЗ"
Идеальный вес муфты в стенде для испытания двойных транспортеров.	%	6	данные ПК "ТенЗ"

#### Расчет экономического эффекта

от использования самоотключающейся шариковой предохранительной муфты в стенде для испытаний сепарирующих устройств корнеуборочной машины КС-6Б-05.

Расчет экономического эффекта произведен на основании затрат на проведение испытаний на МИС с целью определения функционирования центральных редукторов корнеуборочной машины КС-6Б-05 и затратами на изготовление стенда для ускоренных испытаний, его обслуживанием и амортизацией.

$$\frac{[Z_1 - Z_2 - A] \cdot 5\%}{100\%} = \frac{[30000 - 4600 - 780] \cdot 5\%}{100\%} = 123,1 \text{ руб.},$$

где  $Z_1$  - затраты на проведение испытаний на МИС;

$Z_2$  - затрата на изготовление стенда;

$A$  - затраты на амортизацию и обслуживания.

Расчет экономического эффекта  
от использования самоотключающейся шариковой  
предохранительной муфты в стенде для испытаний  
двойных транспортеров корнеуборочных машин  
КС-6Б-0Б и К.-6Б.

$$= \frac{[E_1 - E_2 - A] \cdot 6\%}{100\%} = \frac{[30000 - 1800 - 560] \cdot 6\%}{100\%} = 1658,4 \text{ руб.}$$

Суммарный годовой экономический эффект от использования  
двух самоотключающихся шариковых предохранительных муфт в стен-  
довом оборудовании для испытаний узлов корнеуборочных машин на  
И "ТекВ" составил:

$$E = E_1 + E_2 = 1231 + 1658 = 2889 \text{ руб.}$$

Зав. сектором проектирования  
корнеуборочных машин СКБ

В. В. Вахновский

Зав. группой сектора ВЭС

К. С. Луцкий

Зав. сектором ТЭО

О. К. Степанов

РАСЧЕТ

функциональных показателей  
и конструктивных параметров пре-  
дохранительных муфт с использованием  
ЭВМ "РОБОТРОН 1910"

МОМЕНТА СФОРМОВАНОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КРУГА С РЕБЕРКОМ ВЛИВЧЕННЯ НА  
РОМІ ЗТАРЕ ОТКЛОНЕННЯ.

МОМЕНТА ТАЧАННЯ (1/2 \* (ТАН(А/РА) - РО) - Д \* F / D) \* 1000

120 мм

10 мм

170-20 мм

50 град.

0.17

0.17

0.45 град.

ТАБЛИЦЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

№	А/Р (град)	Р (мм)	М (Н*м)
1	45	0.50	226.418
1	45	1.00	230.871
1	45	1.50	237.731
1	45	2.00	245.750
1	45	2.50	249.970
1	45	3.00	254.710
1	45	3.50	260.370
1	45	4.00	265.870
1	45	4.50	271.650
1	45	5.00	277.350
1	45	5.50	283.810
1	45	6.00	289.670
1	45	6.50	294.334
1	45	7.00	299.994
1	50	0.50	160.215
1	50	1.00	172.428
1	50	1.50	176.826
1	50	2.00	182.871
1	50	2.50	185.834
1	50	3.00	189.240
1	50	3.50	193.447
1	50	4.00	197.652
1	50	4.50	201.858
1	50	5.00	206.210
1	50	5.50	210.268
1	50	6.00	214.474
1	50	6.50	218.675
1	50	7.00	222.891
1	50	7.50	227.307
1	50	8.00	231.538
1	50	8.50	235.768
1	50	9.00	239.881
1	50	9.50	244.077
1	50	10.00	248.466
1	50	10.50	252.690
1	50	11.00	256.971
1	50	11.50	261.168
1	50	12.00	265.354
1	50	12.50	269.629
1	50	13.00	273.851
1	50	13.50	278.078
1	50	14.00	282.229
1	50	14.50	286.381
1	50	15.00	290.610
1	60	1.00	182.175
1	60	1.50	188.666
1	60	2.00	191.190
1	60	2.50	197.711
1	60	3.00	201.246



I	60	I	3.50	I	118.775	I
I	60	I	4.00	I	121.382	I
I	60	I	4.50	I	123.829	I
I	60	I	5.00	I	126.356	I
I	60	I	5.50	I	128.883	I
I	60	I	6.00	I	131.410	I
I	60	I	6.50	I	133.938	I
I	65	I	0.00	I	79.396	I
I	65	I	0.50	I	81.381	I
I	65	I	1.00	I	83.365	I
I	65	I	1.50	I	85.350	I
I	65	I	2.00	I	87.335	I
I	65	I	2.50	I	89.320	I
I	65	I	3.00	I	91.305	I
I	65	I	3.50	I	93.290	I
I	65	I	4.00	I	95.275	I
I	65	I	4.50	I	97.260	I
I	65	I	5.00	I	99.245	I
I	65	I	5.50	I	101.229	I
I	65	I	6.00	I	103.214	I
I	65	I	6.50	I	105.199	I

МОМЕНТА СРАБОТОВАНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ КЛЮЧИ С РЕБЕРОВЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ НА ЭТАПЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ.

$$M = C \cdot \Delta L + C \cdot (H_{max} + X) / (2 \cdot ((Z + X) - \tan(\alpha_0)) \cdot SDR(R^2 - (Z + X)^2) / (SDR(R^2 - (Z + X)^2) + (V^2) + (Z + X)) - D \cdot F / D_1) \cdot 1000$$

420 мм

400 Н/мм

200-200 мм

0.00000

0.000

40 мм

40 мм

40 = 4.7 мм

40 мм

ТАБЛИЦА РЕЗУЛЬТАТОВ

I	X	I	M	I
I	(мм)	I	(Н*мм)	I
I	0.00	I	271.28	I
I	0.20	I	243.25	I
I	0.40	I	218.68	I
I	0.60	I	196.82	I
I	0.80	I	177.07	I
I	1.00	I	158.98	I
I	1.20	I	142.15	I
I	1.40	I	126.26	I
I	1.60	I	110.97	I
I	1.80	I	95.91	I
I	2.00	I	80.57	I
I	2.20	I	64.82	I
I	2.40	I	48.27	I

КОЕФ. КОМПЕНТА СРАБАТЫВАНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ С РЕВЕРСИВНЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ НА  
 ПОСЛЕД. ЭТАПЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ.

$$K = \frac{\Delta + C \cdot (N_{max} + X)}{2 \cdot ((Z + X) - \tan(\alpha)) \cdot \sqrt{R^2 - (Z + X)^2} + \sqrt{R^2 - (Z + X)^2} + T \cdot \cos(\alpha) \cdot (Z + X) - D \cdot F / D_1} \cdot 1000$$

- 320 мм
- 80 Н/мм
- DTA=20 мм
- D=5 град.
- 8.17
- 80 мм
- 8.7 мм
- DT=6.8 мм
- 8.5 мм

ТАБЛИЦА РЕЗУЛЬТАТОВ

I	X	I	M	I
I	(мм)	I	(Н*мм)	I
1	0.00	1	134.11	1
1	0.20	1	118.56	1
1	0.40	1	103.44	1
1	0.60	1	88.32	1
1	0.80	1	72.54	1
1	1.00	1	54.60	1
1	1.20	1	19.23	1

КОЕФ. КОМПЕНТА СРАБАТЫВАНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ С РЕВЕРСИВНЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ НА  
 ПОСЛЕД. ЭТАПЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ.

$$K = \frac{\Delta + C \cdot (N_{max} + X)}{2 \cdot ((Z + X) - \tan(\alpha)) \cdot \sqrt{R^2 - (Z + X)^2} + \sqrt{R^2 - (Z + X)^2} + T \cdot \cos(\alpha) \cdot (Z + X) - D \cdot F / D_1} \cdot 1000$$

- 100 мм
- 80 Н/мм
- DTA=20 мм
- D=5 град.
- 8.17
- 80 мм
- 8.7 мм
- DT=6.4 мм
- 8.9 мм

ТАБЛИЦА РЕЗУЛЬТАТОВ

I	X	I	M	I
I	(мм)	I	(Н*мм)	I
1	0.00	1	103.44	1
1	0.20	1	88.32	1
1	0.40	1	72.54	1
1	0.60	1	54.60	1
1	0.80	1	19.23	1



```
PRINT "РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ"
PRINT "МЕТОДОМ РУНГЕ-КУТТА-МЕРСОНА С АВТОМАТИЧЕСКИМ"
PRINT "      ВМЕДОМ ШАГА":LPRINT
GOSUB 1000
INPUT "ВВЕДИТЕ ЧИСЛО УРАВНЕНИЙ N=":N
DIM Y(N),W(N),A(N),D(N),Z(N),E(N),F(N)
INPUT "ЗАДАЙТЕ ТОЧНОСТЬ ВЫЧИСЛЕНИЯ E=":E1
INPUT "ЗАДАЙТЕ НАЧАЛЬНЫЙ ШАГ H=":H
INPUT "ЗАДАЙТЕ НАЧАЛЬНОЕ X0=":X
FOR J=1 TO N:PRINT "ВВЕДИТЕ НАЧАЛЬНОЕ Y0("J,")="
INPUT W(J):Y(J)=W(J):NEXT J
E2=0:GOSUB 400:LET DOB=0:FOR J=1 TO N
A(J)=F(J)*H:Y(J)=W(J)+A(J)/3:NEXT J
Y=X+H/3:GOSUB 400:FOR J=1 TO N
Y(J)=W(J)+(A(J)+F(J)*H)/6:NEXT J
GOSUB 400:FOR J=1 TO N:C(J)=F(J)*H
Y(J)=W(J)+A(J)/8+.375*C(J):NEXT J
X=X+H/6:GOSUB 400:FOR J=1 TO N
D(J)=F(J)*H:Y(J)=W(J)+A(J)/2-1.5*C(J)+2*D(J)
NEXT J:Y=X+H/2:GOSUB 400
FOR J=1 TO N:E(J)=F(J)*H
Y(J)=W(J)+(A(J)+4*D(J)+E(J))/6
E2=A2B(-2*A(J)+9*D(J)-8*E(J)+E2)/300
IF E2<=E1 THEN 250
LET I=1:GOTO 260
IF E2<(E1/20) THEN DOB=DOB+1
NEXT J:IF E2=0 THEN 290
Y=X-H:FOR J=1 TO N:Y(J)=W(J):NEXT J
H=H/2:GOTO 110
IF DOB=N THEN LET H=H+H
LPRINT"ДЛЯ T=":X:" MM=":MM:"H*MM:" MD=":MD:"H*MD":FOR J=1 TO N
LPRINT"Y("J,")=":Y(J)
W(J)=Y(J):NEXT J:GOTO 110
F23=Y(3)-Y(5)
DLX=DL+Y(9)
PRINT "DLY=":DLY
F21=Y(1)-Y(3)
F22=Y(5)-Y(7)
F1=60R(15H*2-(F23+9*F21)
R2=60R(15H*2-DLY*2)
F231=Y(4)-Y(4)
S=C1M*Y(9)/(M-R*R/R1*(R*R/(R1*2)+F21*2*F231*2-F21*2+F23*(C1*F22/12+C2*F22/13))
S=S+(C1M*D11+2*(MK*W*2*F2+C2M*D11*F2)/M
PRINT "S=":S
Z=F23*(1/12+1/13)+(DLY-TAN(R2)*R2)/(R2-TAN(R2)*DLX)-F1/(R*M)
PRINT "Z=":Z
MM=S/2
PRINT "MM=":MM
F(1)=Y(2)
F(2)=(MD-C1)*F22/11
F(3)=Y(4)
F(4)=1/12*(C1)*F21-MM
F(5)=Y(6)
F(6)=1/13*(MM-C2)*F22
```

```
1 F(7)=Y(8)
2 F(8)=1/14*(C2*FEM-MC)
3 F(9)=Y(10)
4 A9=MM*((DLX-TAN(RD)*F2)/(R2*TAN(RD)*DLX)-F1)/R
5 A9=A9-C1*Y(P)-(C1*DL1+2*(MH*K^2*RC+C2*DL2)*F2)
6 F(10)=A9/M
7 IF Y(9)>.0056 THEN GOTO 518
8 MD=MC+K*H
9 RETURN
10 END
11 LPRINT "ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРУГА С АВТОМАТИЧЕСКИМ ВКЛЮЧЕНИЕМ"
12 LPRINT "ВВОД КОORDИНАТ ДАННЫХ"
13 INPUT "DL, RD, D, DL1, DL2, F1, F2, C1M, C2M", DL, RD, D, DL1, DL2, F1, F2, C1M, C2M
14 INPUT "DSH, R, M, MI, NOB, RC", DSH, R, M, MI, NOB, RC
15 INPUT "C1, C2, MD, I1, I2, I3, I4", C1, C2, MD, I1, I2, I3, I4
16 LPRINT "DL1":TAB(10); "RD":TAB(20); "D":TAB(30); "DL1":TAB(40); "DL2"
17 LPRINT DL:TAB(9); RD:TAB(19); D:TAB(29); DL1:TAB(39); DL2
18 LPRINT
19 LPRINT "F1":TAB(10); "F2":TAB(20); "C1M":TAB(30); "C2M"
20 LPRINT F1:TAB(9); F2:TAB(19); C1M:TAB(29); C2M
21 LPRINT
22 LPRINT "DSH":TAB(10); "R":TAB(20); "M":TAB(30); "MI":TAB(40); "NOB":TAB(50); "RC"
23 LPRINT DSH:TAB(9); R:TAB(19); M:TAB(29); MI:TAB(39); NOB:TAB(49); RC
24 LPRINT
25 LPRINT "C1":TAB(10); "C2":TAB(20); "MD"
26 LPRINT C1:TAB(9); C2:TAB(19); MI
27 LPRINT
28 LPRINT "I1":TAB(10); "I2":TAB(20); "I3":TAB(30); "I4"
29 LPRINT I1:TAB(9); I2:TAB(19); I3:TAB(29); I4
30 W=3.14*NOB/30
31 IED=I1+I2/(I1+I2); IEM=I3+I4/(I3+I4)
32 MC=MD*14*I2/(I3*I1)
33 K=MC
34 R20=90R*(DSH^2-DL^2)
35 RC=RD*3.14/180
36 Z3=C1M*DL1+2*(MH*W^2*RC+C2M*DL2)*F2
37 Z4=(DL-TAN(RD)*R20)/((R20-TAN(RD)*DL)-F1)
38 MM0=Z3/Z4+R
39 FED0=IED/C1*(MC/I1+MM0/I2)
40 Y10=F20
41 Y50=IEM/C2+(MM0/I3+MC/I4)
42 PRINT "НАЧ. УСЛОВИЯ : Y10=";Y10;" Y50=";Y50;" MM0=";MM0
43 PRINT "КРУГ. ЧАСТ. W=";W;" P/D"
44 RETURN
```

```
PRINT "РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ"  
PRINT "МЕТОДОМ РУНГЕ-ЛУТТА-МЕРСОНА С АВТОМАТИЧЕСКИМ"  
PRINT "    ВИБРОМ ШАГА":LPRINT  
ISSUE 1000  
INPUT "ВВЕДИТЕ ЧИСЛО УРАВНЕНИЯ N=":N  
DIM Y(N),W(N),A(N),D(N),D1(N),E(N),F(N)  
INPUT "ЗАДАЙТЕ ПОРЯДОК ВЫЧИСЛЕНИЯ E=":E1  
INPUT "ЗАДАЙТЕ НАЧАЛЬНЫЙ ШАГ H=":H  
INPUT "ЗАДАЙТЕ НАЧАЛЬНОЕ X0=":X  
FOR J=1 TO N:PRINT "ВВЕДИТЕ НАЧАЛЬНЫЕ Y0('J,')=":  
INPUT W(J):Y(J)=W(J):NEXT J  
LET B=0:GOSUB 400:LET D00=B:FOR J=1 TO N  
A(J)=F(J)*H:Y(J)=W(J)+A(J)/B:NEXT J  
Y)=X+H/3:GOSUB 400:FOR J=1 TO N  
Y(J)=W(J)+(A(J)+F(J)*H)/6:NEXT J  
GOSUB 400:FOR J=1 TO N:D(J)=F(J)*H  
Y(J)=W(J)+A(J)/6+.375*D(J):NEXT J  
Y)=X+H/6:GOSUB 400:FOR J=1 TO N  
D(J)=F(J)*H:Y(J)=W(J)+A(J)/2-1.5*D(J)+2*B(J)  
NEXT J:Y=X+H/2:GOSUB 400  
FOR J=1 TO N:E(J)=F(J)*H  
Y(J)=W(J)+(A(J)+4*D(J)+E(J))/6  
ED=ABS(-2*A(J)+9*D(J)-8*B(J)+E(J))/30  
IF ED<E1 THEN D00  
LET J:GOTO 200  
IF ED<E1/20 THEN D01=D00+1  
NEXT J:IF ED=0 THEN 200  
Y=Y-H:FOR J=1 TO N:Y(J)=W(J):NEXT J  
Y=X+H:GOTO 110  
IF D00=N THEN LET H=H/4  
LPRINT"ШАГ H=":H:MM="MM:"H*M":MC="MC:"H*M":FOR J=1 TO N  
LPRINT"Y":J:"Y":Y(J)  
W(J)=Y(J):NEXT J:GOTO 110  
MM=(TAN(AL)*(M+R))*(C1*Y(5)+C2*DEL)+C3*Y(1)/I2+C4*Y(3)/I3  
AM=(TAN(AL)*(M+R))*(TAN(AL-RO)-D+E/DE)+(1/I2+1/I3)  
MM=MM/AM  
F(1)=Y(2)  
F(2)=-C1*Y(1)/I2D+MD/I1+MM/I3  
F(3)=Y(4)  
F(4)=-C2*Y(3)/I3M+MM/I3-MC/I4  
F(5)=Y(6)  
F(6)=(1/M)*(-D*Y(5)+MM*(E+(TAN(AL-RO)-D+E/DE)-C*DEL)  
IF Y(5)>0 THEN GOTO 510  
MC=MC+K*H  
RETURN  
END  
LPRINT "ДИНАМИЧЕСКОЕ РАЧЕТ МЫШЬ С ПЕРЕРЫВНЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ"  
LPRINT "ВВЕДИТЕ ПОДСКАЗКИ ДАННЫХ"  
LPRINT "AL,RO,D,DE,F,CR,C,DEL,R,M,AL,RO,D,DE,F,CR,C,DEL,R,M"  
LPRINT "D1,C0,M1,I1,I2,I3,I4,D1,C0,M1,I1,I2,I3,I4"  
LPRINT "AL":TAB(10):"RO":TAB(20):"D":TAB(30):"DE":TAB(40):"F"
```

```
LPRINT AL:TAB(9):RO:TAB(19):D:TAB(29):DE:TAB(39):F
LPRINT
LPRINT "OP":TAB(10):"O":TAB(20):"DEL":TAB(30):"P":TAB(40):"M"
LPRINT OP:TAB(9):O:TAB(19):DEL:TAB(29):P:TAB(39):M
LPRINT
LPRINT "D1":TAB(10):"D2":TAB(20):"MD"
LPRINT D1:TAB(9):D2:TAB(19):M1
LPRINT
LPRINT "I1":TAB(10):"I2":TAB(20):"I3":TAB(30):"I4"
LPRINT I1:TAB(9):I2:TAB(19):I3:TAB(29):I4
I3D=I1*I2/(I1-I2):I3M=I3*I4/(I3+I4)
M1=MD*I4+I3/(I3+I1)
K=M1
AL=3.14*AL/180:RO=RO*3.14/180
MMO=C*DEL*R/(TAN(AL-RO)-D*F/DE)
Y10=I3D/D1+(M1/I1+MMO/I2)
Y30=I3M/D2+(MMO/I3+MD/I4)
LPRINT "HAH. YCOPBHS :Y10=":Y10:" Y30=":Y30:" MMO=":MMO
RETURN
```

```
PROGRAM SCHEMA AVTOMATICHESKOGO PROEKTIROVANIYA SAMOOTKLJUCHAJEMOY VARIKOVNOY PREDOKHRA  
NITELNOY MUFTY S REVERSIYNOY VKLJUCHENIEM.  
INPUT "Введите диаметр вала Dв=";DВ  
DC=1.6*DВ  
PRINT "DC=";DC  
LC=3*DВ  
INPUT "Введите количество шлицов (z=6-8) Z=";Z  
INPUT "Введите высоту шлицов (h=2-5) h=";H  
INPUT "Введите жесткость пружины c=";C  
INPUT "Введите диаметр шарика dш=";DШ  
R=DШ/2  
INPUT "Введите угол наклона лунки (в град.) ALFA=";ALFA  
ALFA1=ALFA*3.141596/180  
INPUT "Введите величину предварительного сжатия пружины DELTA=";D4  
INPUT "Введите угол трения в зацеплении шарик-лунка (в град.) RO=";RO  
RO1=RO*3.141596/180  
INPUT "Введите величину коэффициента трения в шлицевом зацеплении f=";F  
D2=DC-H  
INPUT "Введите максимальную величину углубления шарика в лунку h=";H1  
D3=2.8*DC  
PRINT "D3=";D3  
M=D3*(C*D4+C*(H1-R+R*SIN(ALFA1)))/(2*(TAN(ALFA1-RO1))-D3*F/D2)  
PRINT "M=";M  
INPUT "Введите коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагруз  
ки между шлицами (0.7-0.8) PSI=";PSI  
S1=2*M/(D2*Z*H*LC*PSI)  
IF S1>2800 GOTO 20  
INPUT "Введите количество шариков Z1=";Z1  
INPUT "Введите коэффициент увеличения толщины ведущей полушестерни (0.3-0.5) A=";  
A  
INPUT "Введите коэффициент увеличения толщины ведомой полушестерни (0.3-0.6) B=";  
B  
T1=A*DC+D1*(1-SIN(ALFA1))  
T2=B*DC+(D1+.8)/2  
S2=(SQR(M^2+.45*M^2))/(.14*D2^3)  
IF S2>2400 GOTO 240  
S3=2*M/(D1*.81)  
IF S3>2800 GOTO 240  
LS=T1+H1+.2  
INPUT "Введите диаметр витков пружины (0.4-1.2) dпр=";D6  
INPUT "Введите толщину гайки (0.8-1.2) hг=";H5  
D5=D1+1  
LS=LC-(T1+T2+2*H5)  
INPUT "Введите шаг резьбы t=";A4  
INPUT "Введите тип резьбового соединения=";P3  
P3=C*D4+C*(H1-R+R*SIN(ALFA1))  
ZP=H5/A4  
D8=DC-2*H  
D9=D8-2*A4  
TAU=P3/(3.141596*D6*ZP*A4)  
IF TAU>1200 GOTO 370  
S9=4*P3/(3.141596*(D8^2-D9^2)+ZP)  
IF S9>2800 GOTO 370  
PRINT "РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ САМОТКЛJUCHAJEMOY VARIKOVNOY PREDOKHRA  
NITELNOY MUFTY S REVERSIYNOY VKLJUCHENIEM"  
PRINT "  
PRINT "Параметры ступицы: "  
PRINT " длина=";LC  
PRINT " диаметр=";DC  
PRINT "  
PRINT "Тип резьбового соединения=";P3  
PRINT "Шаг резьбы=";A4  
PRINT "Толщина гайки=";H5
```



```
40 PRINT *
50 PRINT "Параметры шлицов:"
60 PRINT "      количество-";I
70 PRINT "      высота   -";H
80 PRINT "      длина     -";LC
90 PRINT *
100 PRINT "Параметры полумуфт:"
110 PRINT "      наружный диаметр-";D3
120 PRINT "      толщина ведущей полумуфты-";T1
130 PRINT "      толщина ведомой полумуфты-";T2
140 PRINT "      диаметр ступенчатых вставок-";D5
150 PRINT *
160 PRINT "Параметры пружины:"
170 PRINT "      жесткость-";C
180 PRINT "      длина-";L5
190 PRINT "      средний диаметр витков-";D6
200 END
```

РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ САМОУКЛЮЧАЮЩЕЙСЯ ШАРИКОВОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ ПЛЫ С РЕВЕРСИВНЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ

Параметры ступицы:

длина- 120  
диаметр- 64

тип резьбового соединения-метрическая

тип резьбы- 1.5

Параметры шлицов:

количество- 6  
высота - 4  
длина - 32.8

Параметры полумуфт:

наружный диаметр- 160.2  
толщина ведущей полумуфты- 21.47756  
толщина ведомой полумуфты- 38.17  
диаметр ступенчатых вставок- 2.4

Параметры пружины:

жесткость- 18 кг/мм  
длина- 50.82245  
средний диаметр витков- 8

>>