

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»**
Институт «Политехнический», Факультет «Энергетический»
Кафедра «Автоматизированный электропривод»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____/ Ю.С. Ситников /
« ____ » _____ 20 ____ г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой, к.т.н., доцент

_____/ А.Н. Шишков /
« ____ » _____ 20 ____ г.

**ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ,
РАБОТАЮЩИХ НА УДАРНУЮ НАГРУЗКУ**

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ЮУрГУ –13.04.02.2019.156.ВКР**

Руководитель, Доцент, к.т.н.

_____/ А.Е. Бычков /
« ____ » _____ 2019 г.

Автор

студент группы П-286

_____/ Е.В. Васев /
« ____ » _____ 2019 г.

Нормоконтролер, Доцент, к.т.н.

_____/ А.Е. Бычков /
« ____ » _____ 2019 г.

Челябинск 2019

АННОТАЦИЯ

Васев Е.В. Исследование систем электроприводов, работающих на ударную нагрузку. – Челябинск: ЮУрГУ, Э; 2019, 66 с., 33 ил., 3 табл., библиографический список – 9 наим.

Целью выпускной квалификационной научной работы является изучение систем электроприводов, работающих на ударную нагрузку. В пояснительной записке рассматриваются вопросы режимов работы основных типов механизмов с разным характером ударных нагрузок. Выделяются расчеты и выбор элементов электропривода наиболее интересных механизмов, работающих со случайным характером нагрузки. Осуществляется изучение методов демпфирования ударных нагрузок, а также производится анализ и заключительные рекомендации по каждому типу механизмов (электроприводов).

					ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗВКР			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Васев Е.В.</i>			Исследование систем электроприводов, работающих на ударную нагрузку	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Бычков А.Е.</i>					4	66
<i>Реценз.</i>		<i>Ситников Ю.С.</i>				ЮУрГУ Кафедра «АЭП»		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Бычков А.Е.</i>						
<i>Утверд.</i>		<i>Шишкоев А.Н.</i>						

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 КЛАССИФИКАЦИЯ И ОПИСАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ РАБОТАЮЩИХ НА УДАРНУЮ НАГРУЗКУ	7
1.1 Машины с маховиковыми электроприводами	7
1.2 Машины со случайным характером нагрузки	11
1.3 Механизмы с зазорами в кинематических передачах.....	15
1.4 Выводы по разделу один.....	21
2 ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ ЭП ПРИ РАБОТЕ НА УДАРНУЮ НАГРУЗКУ	22
2.1 Выбор ЭД по мощности на основании эмпирических формул	22
2.2 Выбор конструкции и параметров маховика.....	30
3 ДЕМПФИРОВАНИЕ УДАРНЫХ НАГРУЗОК.....	37
3.1 Механические решения по ограничению динамических моментов и ударных нагрузок	37
3.2 Технические решения по ограничению динамических моментов и ударных нагрузок	44
3.2.1 Ограничение ударных нагрузок в ЭП с параметрическим управлением	44
3.2.2 Ограничение ударных нагрузок в ЭП с регулируемым источником питания	47
3.2.3 Ограничение ударных нагрузок в замкнутых ЭП	55
3.3 Выводы по разделу три.....	64
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	65
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	66

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

ВВЕДЕНИЕ

Ударная нагрузка является одним из видов нагрузок, характерным для общепромышленных электроприводов. Ударной нагрузкой можно назвать резкое увеличение статического момента сопротивления, при котором возникает большое ускорение, и дальнейшее его уменьшение, вплоть до момента холостого хода. Такая нагрузка может изменяться по различным законами и зависит от множества факторов, которые не редко трудно поддаются определениям.

Подобные нагрузки имеющие повторно-переменный характер могут проявляться, например, в узлах кривошипно-ползунного механизма прессов, дробильного оборудования, в кинематических передачах консольных кранов и других механизмах.

Ударные нагрузки приводят к быстрому механическому износу составных частей кинематических передач, неблагоприятно влияют на работу двигателя из-за возникновения существенных перегрузок по току. В результате этого уменьшается ресурс электродвигателя, заложенный производителем, а также существует возможность его выхода из строя.

В данной выпускной квалификационной работе рассматриваются механизмы, электроприводы которых работают с разным характером ударных нагрузок. Приводится классификация, описание режимов работы и конструкции механизмов. Рассматриваются законы возникновения и изменения ударных нагрузок для каждого типа машин.

Рассматриваются методы демпфирования ударных нагрузок, для уменьшения или устранения негативных факторов влияния ударных нагрузок. Приводятся механические и технические решения данной задачи.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 КЛАССИФИКАЦИЯ И ОПИСАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ РАБОТАЮЩИХ НА УДАРНУЮ НАГРУЗКУ

1.1 Машины с маховиковыми электроприводами

Одной из наибольших групп по числу типов и количеству, работающие на ударную нагрузку, являются механические кузнечно-прессовые машины с маховиковыми электроприводами. В группу входят винтовые, кривошипные прессы, ковочные механизмы, вальцы и другие механизмы. Простым примером такого механизма является КПМ с маховиковым приводом, функциональная схема которого приведена на рисунке 1.1. Особенностью работы данного механизма можно считать выраженный характер нагрузки, обусловленный режимом работы прессы. В данном случае ударная нагрузка выражена резким изменением статического момента за рабочий цикл, при дальнейшем снижении значения вплоть до момента холостого хода $M_{сх}$. Отношение максимальной нагрузки к моменту холостого хода возможны в диапазоне от 10 до 1000.

Двигатели таких механизмов работают в режиме S6. Данный перемежающийся режим работы имеет повторные кратковременные циклы, в которых чередуются режимы работы с номинальной нагрузкой и режим работы на холостом ходу двигателя. Данный режим отличается от повторно-кратковременного режима S3 только тем обстоятельством, что в отличие от этого двигатель не завершает работу полностью, а остается включенным в работу на холостом ходу.

Отличительный график статического момента нагрузки в функции от угла поворота (от $\varphi = 0$, до $\varphi = 2\pi$) приведен на рисунке 1.2 Этот график является показательным, поскольку большинство таких механизмов работают в режиме S6, что влечет за собой большее количество таких участков. Для большинства механизмов переходные процессы статической нагрузки имеют два характерных участка. При большем количестве участков, нагрузка приводится к эквивалентному графику.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

Отношение $\frac{\varphi_0}{2\pi}$ имеет малый характер, в следствии чего изменение статического момента в функции угла поворота не имеет большого значения.

Ввиду этого статический момент нагрузки можно привести к виду, изображенному на рисунке 1.2 (б). Это позволяет охарактеризовать значение статического момента как среднее значение момента в пределах малой величины угла φ_0 .

Если маховик в системе электропривода отсутствует график момента двигателя должен по форме повторять график нагрузки и его мощность должна быть выбрана из условия обеспечения $M_{\text{смакс}}$. Поскольку $M_{\text{смакс}} \gg M_{\text{сх}}$, двигатель не полностью

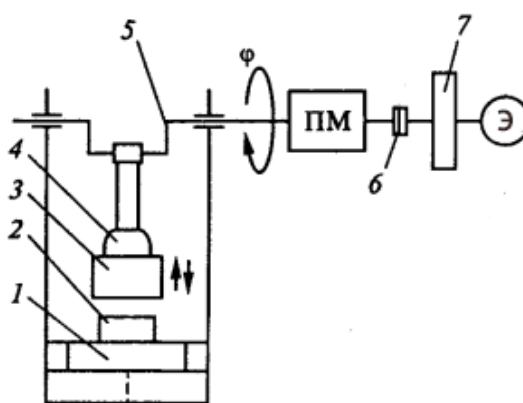


Рисунок 1.1 – Функциональная схема прессы с маховиковым приводом:
1 – стол, 2 – заготовка, 3 – молот, 4 – шарнир, 5 – кулисный механизм, 6 – электромагнитная муфта, 7 – маховик

используется по нагреванию, и его работа сопровождается колебаниями скорости и резкими изменениями момента и тока.

Для того, чтобы избавиться от негативных факторов для электропривода, вызванных изменением момента и тока, а также снижения потребляемой мощности двигателя, устанавливается маховик. Это приводит к увеличению момента инерции, что влечет за собой уменьшение колебаний момента и скорости двигателя. Энергия маховых масс создает динамический момент противоположный моменту нагрузки, который препятствует снижению скорости

во время увеличения нагрузки, а при снижении – препятствует резкому возрастанию.

Маховик выступает в качестве накопителя кинетической энергии. При скачке нагрузки, когда скорость двигателя падает, он отдает накопленную энергию на холостом ходу, а при сбросе нагрузки наоборот накапливает энергию обратно. Это позволяет уменьшить потребляемый ток, снизить колебания скорости, при небольшом увеличении общего момента.

На рисунке 1.2 (б) изображен характер изменения статического момента, при установки маховика. В данном случае статический момент будет являться средним моментом нагрузки. Во время приложения нагрузки, инерционные массы маховика позволяют отдавать энергию в систему, тем самым ограничивая нагрузку. Во время холостого хода двигателя, маховик накапливает энергию до наступления следующего цикла работы с нагрузкой.

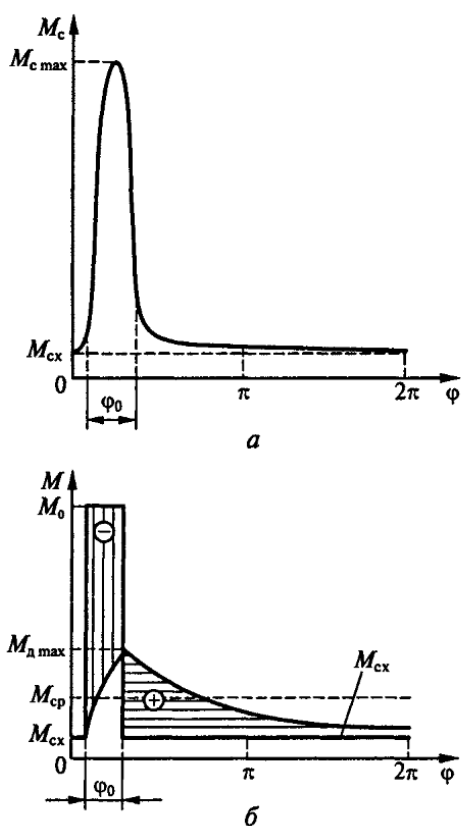


Рисунок 1.2 – Графики момента нагрузки в зависимости от угла поворота вала

Установка маховика позволяет увеличить момент инерции привода, что позволяет применять двигатель меньшей мощности. Это обусловлено снижением перегрузочной способности в результате снижения электромагнитного момента двигателя и снижения его потерь.

При проектировании машины, существуют определенные требования по разработке и эксплуатации. Одним из таких требований является масса-габаритные показатели, которые в механизмах играют не последнюю роль, а также частота вращения и прочностные показатели. В связи с этим существует задача правильного расчета и подбора параметров маховика и мощности двигателя.

Оптимальный подбор параметров мощности двигателя, момента инерции маховика и время рабочего цикла механизмов должны соответствовать режиму, при котором скорость и момент двигателя должны восстановить свои заданные значения до наступления следующего цикла работы (рисунок 1.3).

При этом система должна быть спроектирована так, чтобы минимизировать капитальные и эксплуатационные затраты на машину, и оптимизировать параметры колебаний скорости и момента двигателя. Также необходимо придерживаться критериям проверки двигателя по нагреву и максимальному току.

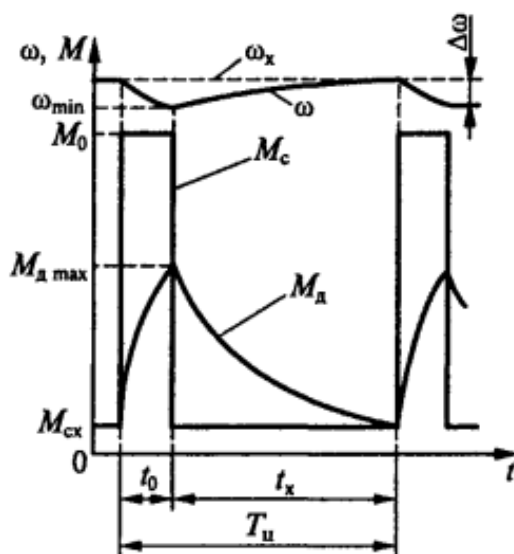


Рисунок 1.3 – Зависимости $M_d = f(t)$ и $\omega = f(\varphi)$

Однако нужно заметить, что колебания скорости и момента зависят не столько от значения момента инерции, сколько от значения электромеханической постоянной времени $T_m = J/h$. Существует еще один метод выравнивания нагрузки на двигатель. Ограничить ударную нагрузку позволяет снижение жесткости механической характеристики. Впрочем, это не всегда целесообразно, поскольку изменение жесткости механической характеристики может сопровождаться увеличением колебательности скорости двигателя при тех же значениях нагрузки. При этом, если использовать параметрическое (реостатное) изменение жесткости, это приводит к снижению КПД двигателя.

Ввиду этого оптимизация привода, работающего на ударную нагрузку имеет сложную инженерную задачу по подбору необходимого значения момента инерции маховика, с учетом целесообразного выбора мощности двигателя и его параметров.

1.2 Машины со случайным характером нагрузки

Второй группой являются механизмы, в которых нагрузка имеет случайный характер. К таким машинам относятся механизмы дробления и измельчения различных материалов (глиномялки, камнедробилки различных типов, шаровые мельницы и другие).

В регулируемом электроприводе дробилок существует возможность управлять скоростью дробления материала. При этом для оптимального режима работы, эти процессы сводят к минимуму затраты потребляемой энергии. При этом производительность дробилки зависит от габаритных размеров зева и выходной щели дробилки, что влияет на пропускную способность, а также от максимальной мощности двигателя. Дробление крепкого сырья необходимо регулировать исходя из максимально допустимой нагрузки на двигатель электропривода дробимого оборудования.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		11

При дроблении возникают кратковременные пики нагрузки, которые превосходят величину максимального момента двигателя. Тогда устойчивая работа привода зависит от динамических свойств двигателя и исполнительного механизма. Представление о степени загруженности приводных двигателей по нагреву дают графики нагрузки. При работе с определенной производительностью величина мощности потребляемой электродвигателем меняется в широких пределах (рисунок 1.4).

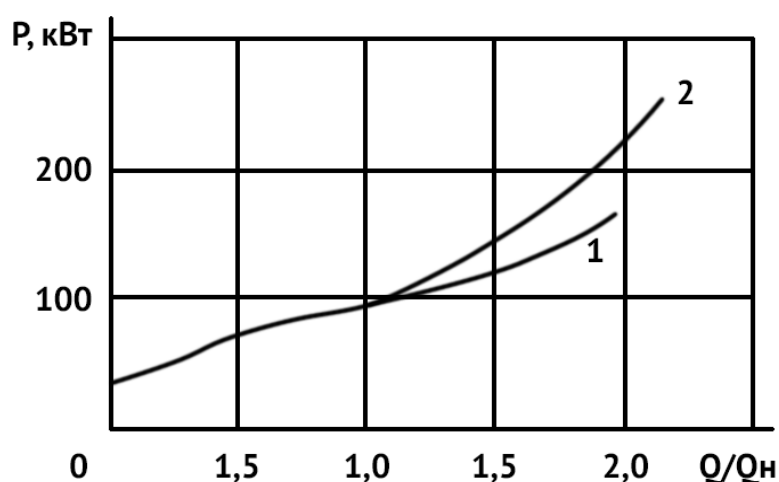


Рисунок 1.4 – Зависимость потребляемой мощности от производительности:

1 – по статическим данным; 2 – по показаниям самопишущего ваттметра

Широкий разброс в значениях средней потребляемой мощности обуславливается рядом факторов, главным из которых является физико-химический состав дробимого материала.

При определенных условиях двигатель дробилки работает в режиме, близком к критическому. В подобных случаях для предотвращения завала дробилки необходимо предусматривать защиту двигателя от относительно продолжительных нагрузок.

Наибольшее влияние нагрузки на привод дробилок происходит при дроблении достаточно твердых или вязких пород. Такие условия работы подразумевают использование щековых или конусных дробилок.

Щековая дробилка является универсальной машиной для крупного, среднего и мелкого дробления. Применяется на нерудных материалах любых прочностей и практически всех разновидностей.

По устройству щековые дробилки делятся на две группы: с простым (ЩДП) и сложным качанием щеки (ЩДС). Рассмотрим щековую дробилку с простым движением щеки, как наиболее простой и характерный тип подобного рода механизмов. Кроме того, конструкция ЩДП позволяет создавать относительно большие нагрузки на измельчаемый материал, чем в ЩДС.

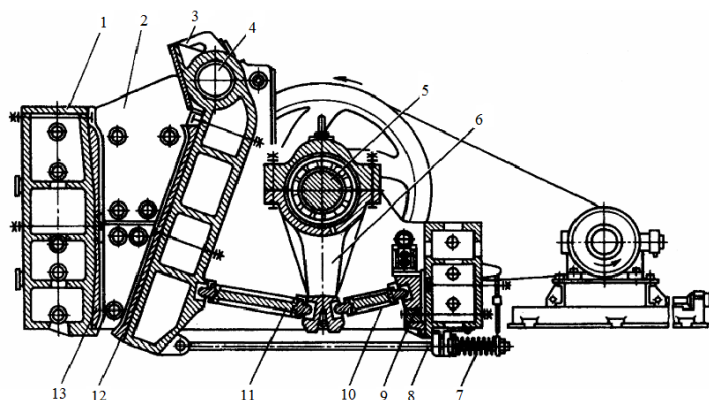


Рисунок 1.5 – Конструкция щековой дробилки с простым движением щеки:

1 – боковые стенки станины; 2 – сменные плиты; 3 – подвижная щека; 4 – ось подвижной щеки; 5 – эксцентричная часть вала; 6 – шатун; 7 – пружина; 8 – тяга; 9 – упор; 10,11 – распорные плиты; 12,13 – дробящие плиты

На рисунке 1.5 изображена типовая конструкция дробилки для крупного дробления с простым движением щеки. Подвижная щека 3, ось 4 которой установлена в подшипниках скольжения, закрепленных на боковых стенках станины 1, получает качательные движения через распорные плиты 10 и 11 от шатуна 6, подвешенного на эксцентричной части вала 5, приводимого во вращение от электродвигателя через клиноременную передачу. Рабочие поверхности щек облицовывают сменными дробящими плитами 12 и 13. Боковые стенки камеры дробления также облицованы сменными плитами 2.

В процессе эксплуатации возникает необходимость регулировать ширину выходной щели камеры дробления. В крупных дробилках для этого устанавливаются разные по толщине прокладки между упором 9 и задней стенкой станины.

Гарантированное замыкание звеньев механизма привода подвижной щеки в дробилках с ломающимися распорными плитами осуществляется пружиной 7 и тягой 8[1].

Привод дробилки (рисунок 1.6) состоит из электродвигателя и клиноременной передачи. Работа дробилки происходит в следующей последовательности. От электродвигателя через клиноременную передачу вращение передается шкиву-маховику, закрепленному на эксцентриковом валу.

Большая масса движущихся частей затрудняет запуск дробилки, создавая очень большой пусковой момент. Поэтому крупные дробилки имеют ступенчатый пуск, осуществляемый последовательным вводом в работу шкива-маховика, далее через фрикционную муфту эксцентрикового вала с шатуном, а затем через вторую фрикционную муфту второго маховика.

При вращении эксцентрикового вала шатун совершает возвратно - поступательное движение в вертикальной плоскости. При движении шатуна вверх вместе с ним движутся и концы распорных плит.

Последние, распрямляясь (за счет увеличения угла между плитами), начинают надавливать на заднюю стенку станины и подвижную щеку, перемещая последнюю в сторону неподвижной щеки.

Материал, загруженный в камеру дробления, при этом подвергается раздавливанию. Продвижению шатуна вниз совершается холостой ход. Энергия холостого хода электродвигателя аккумулируется маховиками и используется во время рабочего хода. Щека во время холостого хода отходит назад под действием составляющей силы тяжести ее и пружин замыкающего устройства[1].

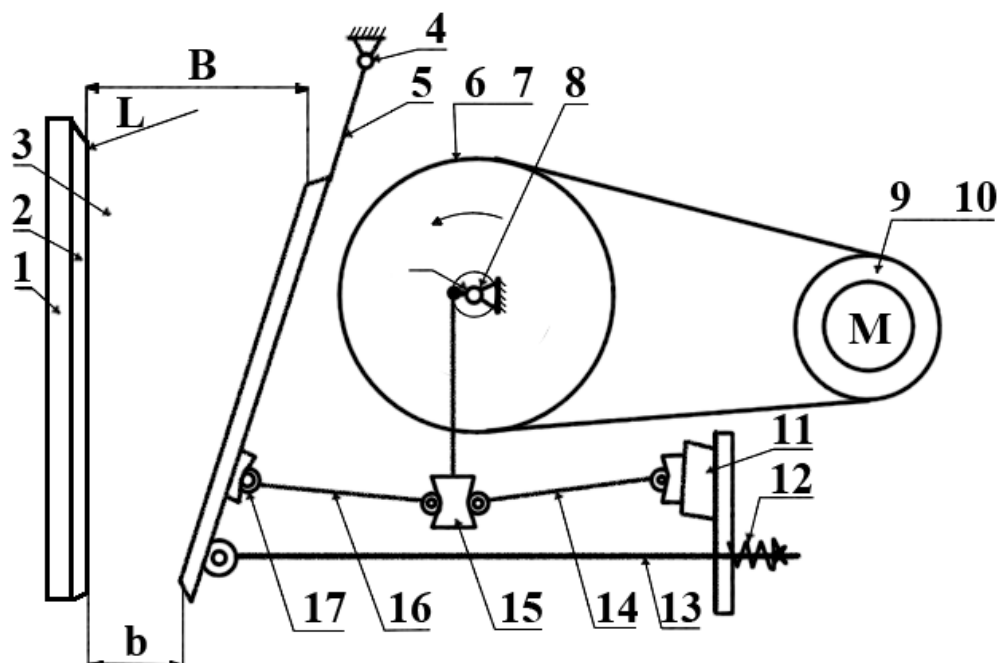


Рисунок 1.6 – Кинематическая схема щековой дробилки с простым движением щеки: 1 – неподвижная щека; 2 – дробящая плита; 3 – боковая стенка; 4 – ось подвески подвижной щеки; 5 – подвижная щека; 6 – шкив; 7 – маховик; 8 – эксцентриковый вал; 9 – ведущий шкив; 10 – электродвигатель; 11 - регулировочное устройство; 12,13 – пружина и тяга замыкающего устройства; 14,16–распорные плиты; 15–шатун; 17 – опоры качения

1.3 Механизмы с зазорами в кинематических передачах

К оставшемуся типу можно отнести механизмы, содержащие в своей кинематической схеме (в передачах и сочленениях рабочего оборудования) упругие звенья и большие кинематические зазоры между движущимися массами системы.

По основному уравнению движения, можно определить суммарную динамическую нагрузку электропривода:

$$M_d = J_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt} = M - M_c. \quad (1.1)$$

Важной составляющей в величине полной нагрузки значится величина динамического момента. Динамический момент является алгебраической величиной, полярность которого при ускорении системы совпадает, а при замедлении имеет отрицательное значение в сравнении с величиной скорости. Двигатель совершает работу, которая расходуется на развитие запаса кинетической энергии, преодолевая динамический момент. В этом случае он является тормозным. Иная ситуация обстоит, когда система замедляется. Тогда момент становится движущим. При уменьшении скорости вращения, освобождающаяся кинетическая энергия тратится на работу для преодоления полного момента $M - M_c$. В данном режиме полный момент выступает в роли тормозного.

Из основного уравнения движения электропривода можно видеть, что максимальный электромагнитный момент двигателя находится является суммой максимального статического и максимального динамического момента электропривода:

$$M_{max} = M_{cmax} + J_{\Sigma} \varepsilon_{trmax}. \quad (1.2)$$

Значения M_{max} определяют кратковременные перегрузки двигателя, которые не должны превышать допустимой перегрузочной способности двигателя.

Результирующий момент $M - M_c$ при пуске частично затрачивается на ускорение ротора двигателя и связанных с его валом элементов, а в остальной части через передачи воздействует на массы механизма, вызывая их ускорение и совершая работу по увеличению запасенной в них кинетической энергии. Следовательно, динамическая нагрузка при пуске увеличивает полную нагрузку передач на значение динамического момента механизма $J_2 \varepsilon_{cp}$ (рисунок. 1.7):

$$M_{12} = M_c + J_2 \varepsilon_{cp}. \quad (1.3)$$

Правильное определение нагрузок передач и других элементов кинематической цепи механизма имеет важное практическое значение.

Износ и долговечность оборудования сильно зависят от характера механических нагрузок. Наиболее негативно сказываются нагрузки, характер которых имеет знакопеременную составляющую. Таким образом для увеличения надежности и продолжительной работоспособности механизмов, привода и их частей осуществляется ограничением максимальных нагрузок, а также уменьшением динамических колебательных нагрузок. Из-за наличия существенных зазоров в кинематических передачах оборудования в значительной мере увеличиваются динамические нагрузки, что отрицательно сказывается на прочности. При создании системы электропривода необходимо учитывать обстоятельства, которые учитывают зазоры в кинематических передачах. При прохождении зазора, в системе возникают ударные нагрузки, которые зачастую превышают максимальный момент двигателя. Это имеет отношение к механизмам с большой инерционной массой и большим передаточным числом в передаче.

При большом износе зубчатого венца механизма поворота башенного крана величина зазора может варьироваться от 2 до 3 оборотов двигателя, у других механизмов эта величина превышает 1,5 оборота. В результате могут появиться механические колебания нагрузки, величина которой намного превышает систему с отсутствием зазора и имеющая жесткие связи.

Во время выбора зазора динамическая нагрузка определяется ускорением, чем больше величина скорости по завершению выбора зазора, тем больше будет развиваемая ударная нагрузка. Отношение максимального момента нагрузки к среднему моменту называют динамическим коэффициентом. Также динамический момент нагрузки определяется соотношением приведенных инерционных масс механизма и двигателя.

К типичным производственным механизмам, описываемые двухмассовой системой, можно отнести большинство кранового оборудования, а точнее части, составляющие их конструкцию. Большие статические и динамические нагрузки, возникаемые в результате соударения кинематических соединений данных механизмов приводят к возникновению ударных нагрузок.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

Двухмассовая система, учитывающая кинематические зазоры, представлена на рисунке 1.7 (в).

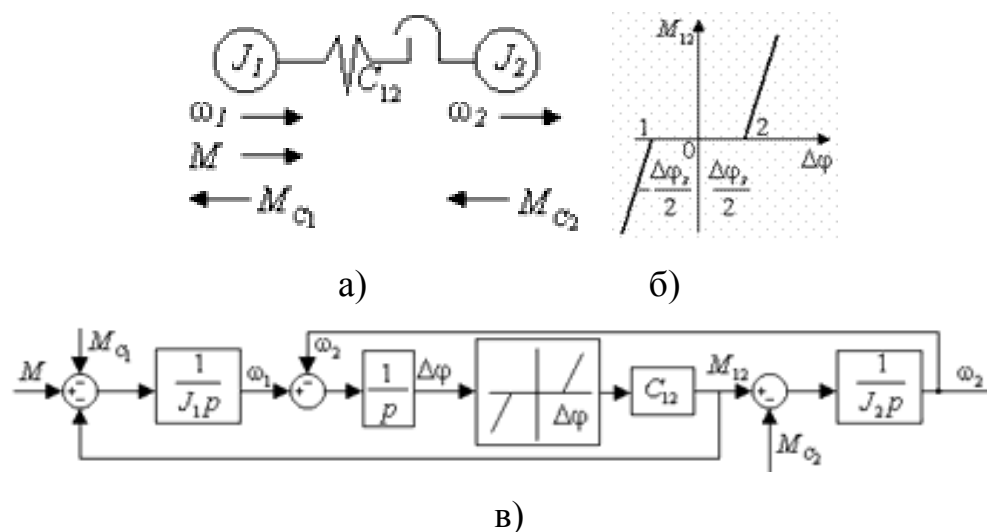


Рисунок 1.7 – К анализу динамических нагрузок механической части с учетом зазоров в передачах: а – расчетная двухмассовая схема механической части с учетом кинематических зазоров; б – зависимость момента упругого взаимодействия между движущимися массами системы от угла поворота с учетом кинематических зазоров; в – структурная схема механической части электропривода с учетом механических зазоров

Уравнения движения для этой системы имеют вид:

$$\begin{cases} M - M_{12} - M_{c1} = J_1 p \omega_1; \\ M_{12} - M_{c2} = J_2 p \omega_2; \\ M_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2 \pm \Delta\varphi/2) \text{ при } |\varphi_1 - \varphi_2| > \Delta\varphi/2; \\ M_{12} = 0 \text{ при } |\varphi_1 - \varphi_2| \leq \Delta\varphi/2. \end{cases} \quad (1.4)$$

Из структурной схемы и уравнений движения видно, что при разомкнутом зазоре массы движутся независимо. Так как при этом $M_{12} = 0$, то при $M = M_1 = const$ уравнения примут вид:

$$\begin{cases} M_1 - M_{c1} = J_1 p \omega_1; \\ -M_{c2} = J_2 p \omega_2. \end{cases} \quad (1.5)$$

Как следствие, к моменту соударения масс скорости ω_1 и ω_2 могут существенно отличаться. Так, при реактивном M_{c2} на первом этапе пуска ($M_{12} = 0$) скорость $\omega_2 = 0$, а скорость ω_1 быстро увеличивается, т.к. $M_1 > M_{c1}$ [2].

К моменту окончания выбора зазоров она успевает вырасти до значения:

$$\omega_{1\text{нач}} = \sqrt{2\varepsilon_3 \cdot \Delta\varphi}, \quad (1.6)$$

где $\varepsilon_3 = (M_1 - M_{c1}) \cdot J_1$ - ускорение при выборе зазоров.

С учётом проведённого анализа предыдущих этапов выбора зазоров решение полученного уравнения следует искать при следующих начальных условиях ($t = 0$):

$$(M_{12})_0 = M_{c2}; \quad (dM_{12}/dt)_0 = C_{12}(\omega_1 - \omega_2)_0 = C_{12}\Delta\omega_{\text{нач}}. \quad (1.7)$$

Общее решение уравнения с учётом определяемого правой частью частного решения и корней $p_{12} = \pm j\Omega_{12}$ запишем в виде:

$$M_{12} = J_2\varepsilon_{\text{ср}} + M_{c2} + \dot{A}\cos(\Omega_{12}t) + \dot{B}\sin(\Omega_{12}t). \quad (1.8)$$

Для определения коэффициентов \dot{A} и \dot{B} используем начальные условия:

$$M_{c2} = J_2\varepsilon_{\text{ср}} + M_{c2} + \dot{A}; \quad \dot{A} = -J_2\varepsilon_{\text{ср}}, \quad (1.9)$$

$$C_{12}\Delta\omega_{1\text{нач}} = \dot{B}\Omega_{12}; \quad \dot{B} = C_{12}\Delta\omega_{1\text{нач}}/\Omega_{12}.$$

Следовательно,

$$M_{12} = M_{12\text{ср}} - (M_{12\text{ср}} - M_{c2}) \cdot \cos(\Omega_{12}t) + \frac{C_{12}\Delta\omega_{1\text{нач}}}{\Omega_{12}} \sin(\Omega_{12}t), \quad (1.10)$$

где $M_{12\text{ср}} = J_2\varepsilon_{\text{ср}} + M_{c2}$.

После преобразований получим:

$$M_{12} = M_{12\text{ср}} + \sqrt{(M_{12\text{ср}} - M_{c2})^2 + \frac{C_{12}^2\Delta\omega_{1\text{нач}}^2}{\Omega_{12}^2}} \sin(\Omega_{12}t - \Psi), \quad (1.11)$$

где

$$\Psi = \arctg[(M_{12\text{ср}} - M_{c2})\Omega_{12}/C_{12}\Delta\omega_{1\text{нач}}]. \quad (1.12)$$

В соответствии с полученным выражением максимум нагрузки передач в рассматриваемом переходном процессе определяется соотношением:

$$M_{12max} = M_{12cp} + (M_{12cp} - M_{c2}) \sqrt{1 + \frac{C_{12}^2 \Delta\omega_{1нач}^2}{J_2^2 \varepsilon_{cp}^2 \Omega_{12}^2}}. \quad (1.13)$$

Вследствие этого можно сделать вывод о влиянии динамических нагрузок на кинематическую систему.

Это обусловлено упругими колебаниями. При отсутствии колебательной составляющей в выражении для M_{12} момент нагрузки передач в процессе пуска равен $M_{12cp} = J_2 \varepsilon_{cp} + M_{c2}$.

За счёт упругих колебаний в соответствии с выражением для (1.13) нагрузка возрастает; её превышение над средней нагрузкой называется динамическим коэффициентом [2]:

$$K_{дин} = \frac{M_{12max}}{M_{12cp}} = 1 + \left(1 - \frac{M_{c2}}{M_{12cp}}\right) \sqrt{1 + \frac{C_{12}^2 \Delta\omega_{1нач}^2}{J_2^2 \varepsilon_{cp}^2 \Omega_{12}^2}}. \quad (1.14)$$

При наличии зазоров (т.е. $\Delta\omega_{1нач} \neq 0$) максимум нагрузок возрастает и может достигнуть опасных для механической прочности передач значений. Если в формуле (1.14) для $K_{дин}$, выполнить преобразования:

$$\varepsilon_{cp}^2 \Omega_{12}^2 = 1 + \frac{\gamma J_1 C_{12} \Delta\omega_{1нач}}{(\gamma - 1)(M_1 - M_{c1} - M_{c2})^2};$$

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} = \frac{J_1 + J_2}{J_2}. \quad (1.15)$$

и учесть, что $\frac{J_2}{J_1} = \gamma$, то выражение (1.14) для динамического коэффициента можно записать в виде:

$$K_{дин} = 1 + \left(1 - \frac{M_{c2}}{M_{12cp}}\right) \sqrt{1 + \frac{\gamma J_1 C_{12} \Delta\omega_{1нач}^2}{(\gamma - 1)(M_1 - M_{c1} - M_{c2})^2}}. \quad (1.16)$$

Вследствие этого, можно сделать вывод, что динамические коэффициенты тем больше, чем больше жесткость механической связи, момент инерции двигателя и связанные с ним механические элементы J_1 .

Упругость будет представлять причину снижения динамического момента, если $\Delta\omega_{1нач} \neq 0$. Это исходит из положения, если подставить в выражение, приведенное выше, значение жесткости $C_{12} = \infty$ – что соответствует бесконечным значениям динамических коэффициентов. Тем не менее, если взять реальные значения C_{12} , при выборке зазоров момент нагрузки может превышать допустимые значения. Удары в этом случае приведут к скорому износу механических соединений.

Для устранения неблагоприятных воздействий необходимо проектировать систему, которая будет обеспечивать плавное нарастание скорости $\Delta\omega_{1нач}$, при выборке зазоров, тем самым снижать ударные нагрузки до требуемых пределов.

1.4 Выводы по разделу один

1. Существует большое количество механизмов, режимы работы которых сопровождается ударной нагрузкой разного характера.
2. Существенный интерес к данному вопросу вызывает возможность и эффективность методов демпфирования ударных нагрузок, посредством внутренних структур и возможностей электропривода.

2 ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ ЭП ПРИ РАБОТЕ НА УДАРНУЮ НАГРУЗКУ

Описанные в главе 1 режимы работы электроприводов довольно сложно описываются посредством традиционных методик эквивалентирования нагрузок. Если для электроприводов, работающих на ударную нагрузку еще можно подобрать методики для электродвигателей кратковременного режима работы, то для электроприводов со случайным характером нагрузки данные методики малоприменимы.

Помимо этого, одним из ключевых факторов работы данного типа электроприводов является выбор маховика для электропривода. В настоящее время средствами автоматизированного электропривода многие механические элементы заменяются на алгоритмы управления, что в значительной мере уменьшает ресурсозатраты. Однако, в некоторых системах обойтись без маховика практически нельзя. Наконец, механика также не стоит на месте и существуют возможности на улучшение конструкции маховика исключительно механическими способами. На основании вышеуказанных факторов необходимо провести детальный и сравнительный анализ методик выбора элементов таких электроприводов.

2.1 Выбор ЭД по мощности на основании эмпирических формул

Нагрузка на электродвигатель при дроблении в щековых дробилках зависит от многих факторов, большинство из которых тяжело поддается учету и математическому описанию. До сих пор не существует единого обоснования, которое бы позволило рассчитать мощность электродвигателя для дробильного оборудования.

Исследованиями энергозатрат на измельчение в дробилках занимались многие ученые, в том числе В.А. Олевский, В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев и

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

др. Рассмотрим поочередно методики, предлагаемые названными учеными и произведем их сравнительный анализ.

Л.В. Левинсон изучая определение работы применил теорию упругости:

$$A = \frac{\sigma_{сж}^2}{2E} \cdot V. \quad (2.1)$$

Данная формула не учитывает такого важного параметра как степень измельчения $i = \frac{D}{d}$.

Здесь $\sigma_{сж}$ – предел прочности дробимого материала при сжатии $\frac{кг}{м^2}$;

E – модуль упругости, $\frac{кг}{м^2}$;

V – объем куска материала, $м^3$.

Чтобы учитывать значение степени измельчения в формулу 2.1 необходимо подставить разность объемов материала. Это следует из того [3], что при увеличении степени измельчения i , работа, затрачиваемая на процесс дробления, увеличивается:

$$V = \frac{\pi B}{6} \cdot (D^2 - d^2). \quad (2.2)$$

Подставим полученные выражения и произведем расчет для работы заодно нажатие

$$A = \frac{\sigma_{сж}^2 \pi B}{12E} \cdot (D^2 - d^2). \quad (2.3)$$

При оборотах в минуту вала и том же числе нажатий щеки в минуту расход мощности на дробление будет

$$N = \frac{\sigma_{сж}^2 \pi B n (D^2 - d^2)}{12E \cdot 100 \cdot 60} \text{ (кВт)}, \quad (2.4)$$

где D, d – размер поступающего и выходящего из дробилки кусков материала, м.

Из-за содержания грубых коэффициентов в формуле, связанных с конструктивными параметрами дробилки, рассчитанная мощность может иметь более высокие значения, чем это требуется на самом деле.

Для более простого расчета мощности возможно применить простую эмпирическую формулу, связанную с производительностью дробильного оборудования $N = 0,59Q_t$ кВт,

где Q_t – часовая производительность, т/час.

Следует учитывать тот факт, что дробилки меньшего дробления расходуют больше мощности на единицу производительности.

Также существует еще одна эмпирическая формула [3], которая связывает геометрические параметры дробилки и мощность двигателя. Данная формула имеет серьезный разброс коэффициентов, что затрудняет сделать оптимальный расчет мощности и может быть использована только для грубоприближенного расчета при отсутствии данных о производительности дробилки:

Мощность двигателя дробилок мелкого дробления $N = 167BL$ (кВт);

Мощность двигателя дробилок крупного дробления $N = 50BL$ (кВт);

Мощность двигателя дробилок среднего дробления $N = (60 \div 100)BL$ (кВт);

где L – длина приемного отверстия, м,

B – ширина приемного отверстия, м.

Данные формулы могут быть применены для определения приближенных значений мощности.

К следующей группе формул относятся аналитические зависимости, включающие значения усилий дробления. К таким формулам относится, например, формула, предложенная профессором В.А. Олевским

$$N = \frac{PSn}{10,2\eta} \text{ (кВт)}, \quad (2.5)$$

где P – среднее равнодействующее усилие дробления

S – ход сжатия в месте приложения силы, м;

n – число оборотов вала в секунду;

η – механический КПД дробилки. Для щековых дробилок можно принять $\eta = 0,65 \div 0,85$.

Профессор В.А. Бауман установил, что для разрушения прочных материалов ($\sigma_{сж} \approx 300$ МПа) в щековых дробилках давление, действующее на рабочую поверхность щеки, должно достигать $q = 2,7$ Мпа [3]. Нагрузка на щеку изменяется во времени от нуля до максимального значения P_{max} . В связи с этим работу за цикл движения щеки следует определять по среднему значению нагрузки: $P_{cp} = (0,25 \dots 0,3)P_{max}$.

Работа, совершаемая за один цикл,

$$A = 0,3qLHS_p, \quad (2.6)$$

где H – высота камеры дробления, м; S_p – перемещение щеки в месте приложения силы P , м.

Олевский В.А. при расчете энергозатрат на измельчение материала в щековой дробилке принимал $S_p \approx 0,6S_n$ и вышеприведенные значения q . С учетом этого он предложил для расчета мощности привода щековой дробилки с простым движением щеки формулу

$$N = 420HLS_n n \text{ (кВт)}, \quad (2.7)$$

а для дробилок со сложным движением щеки

$$N = 720HLrn \text{ (кВт)}, \quad (2.8)$$

где H, L и S_n – в м; n – в об/с; r – эксцентриситет вала, м.

Ученые НИИстройдормаш предложили для расчета мощности формулу, учитывающую удельные энергозатраты \mathcal{E}_0 (кВт · ч/т), степень измельчения i и изменение прочностных характеристик материала:

$$N = \frac{0,13\mathcal{E}_0 k_m (\sqrt{i} - 1) \Pi \rho}{\sqrt{D_{св}}} \text{ (кВт)}, \quad (2.8)$$

где Π – производительность дробилки, м³/с; k_m – масштабный фактор, учитывающий изменение прочностных характеристик материала в зависимости от крупности кусков; ρ – кг/м³; $D_{св}$ – в м.

Удельные энергозатраты для различных материалов изменяется в пределах $\mathcal{E}_0 = 4 \dots 8$ кВт · ч/т.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Иностранные заводы-изготовители дробилок представляют расчет мощности щековых дробилок на основе закона Бонда. Для расчета мощности двигателя используют индекс работы ω_i (кВт · ч/т) [4].

Потребная формула для дробления 1 тонны рассчитывается по формуле:

$$\omega = 0,75 \left(\frac{10\omega_i}{\sqrt{P}} - \frac{10\omega_i}{\sqrt{F}} \right) \text{ (кВт} \cdot \text{ч/т)}, \quad (2.9)$$

где ω_i – индекс работы, кВт · ч/т;

P – крупность продукта, соответствующая сити;

F – крупность исходного материала;

Из этого следует, что потребляемая мощность электродвигателя:

$$N = \omega \cdot Q \text{ (кВт)}, \quad (2.10)$$

где Q – производительность щековой дробилки по питанию, т/ч.

Проведем расчет и сравнение мощности двигателя щековой дробилки на основе вышеприведенных формул используя исходные данные, представленные в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета мощности

Название характеристики	Значение
Максимальный размер исходного материала D , мм	750
Размер приемного отверстия, мм: ширина B длина L	900 1200
Ширина выходной щели b , мм	130
Угол захвата α , градус	22
Гранит крупнозернистый Предел прочности дробимого материала $\sigma_{сж}$, кг/м ² Модуль упругости E , кг/м ² Насыпная плотность материала ρ , кг/м ³	$13 \cdot 10^6$ $0,56 \cdot 10^{10}$ 2700

Время, за которое куски руды успевают выпасть из выходной щели дробилки под действием силы тяжести определяет оптимальность работы дробилки с точки

зрения производительности. Скорость можно вычислить исходя из следующей формулы:

$$n = \frac{42}{\sqrt{0,054 \cdot B}} = \frac{182,2}{\sqrt{B}} = \frac{182,2}{\sqrt{0,9}} = 192,5 \text{ (об/мин)}, \quad (2.11)$$

где B – ширина приемного отверстия, м.

Степень дробления ориентировочно можно определить исходя из размеров входного и выходного отверстий:

$$i = \frac{0,85 \cdot B}{b} = 5,885. \quad (2.12)$$

Высота дробильной плиты:

$$H = B \cdot 2,5 = 0,9 \cdot 2 = 2,25 \text{ (м)}. \quad (2.13)$$

Ход сжатия в верхней зоне:

$$S_B = 0,05 \cdot B = 0,05 \cdot 0,9 = 0,045 \text{ (м)}. \quad (2.14)$$

Ход сжатия в нижней зоне:

$$S_H = 0,007 + 0,1 \cdot b = 0,007 + 0,1 \cdot 0,155 = 0,023 \text{ (м)}, \quad (2.15)$$

где b – ширина выходного отверстия, м.

Ход сжатия в средней зоне:

$$S_{\text{ср}} = \frac{S_B + S_H}{2} = \frac{0,045 + 0,023}{2} = 0,033 \text{ м}. \quad (2.16)$$

Производительность щековой дробилки можно определить используя эмпирическую формулу, которая связывает производительность с параметрами разгрузочного отверстия дробилки:

$$Q_{\text{щд}} = 0,1 \cdot L \cdot b = 0,1 \cdot 120 \cdot 13 = 156 \text{ (т/ч)}, \quad (2.17)$$

где L – длина входного отверстия, см;

b – ширина выходного отверстия, см.

Применив формулу грубого расчета мощности:

$$N = 0,59 Q_t = 0,59 \cdot 156 = 92,4 \text{ (кВт)}. \quad (2.18)$$

Применив формулу Л.Б. Левинсона:

$$N = \frac{\sigma_{сж}^2 \pi B n (D^2 - d^2)}{12E \cdot 100 \cdot 60} = \frac{(13 \cdot 10^7)^2 \cdot \pi \cdot 192 \cdot 0,9 \cdot (0,75^2 - 0,13^2)}{12 \cdot 0,56 \cdot 10^{10} \cdot 60} \quad (2.19)$$

$$= 125,5 \text{ (кВт)}.$$

Применив формулу учитывающую геометрические размеры зева щековой дробилки среднего дробления $D < 900$ мм, получим:

$$N = (60 \div 100) \cdot L \cdot B = 64 \div 108 \text{ (кВт)}. \quad (2.20)$$

Применив формулу Олевского В.А:

$$N = 420 H L S_H n = 420 \cdot 2,25 \cdot 1,2 \cdot 0,023 \cdot 3,2 = 72,75 \text{ (кВт)}. \quad (2.21)$$

Для расчета мощности щековой дробилки по формуле НИИ стройдормаш найдем производительность дробилки:

$$\Pi = \frac{\mu \cdot (B - b) \cdot S_{ср} \cdot n \cdot L \cdot b}{2 \cdot D_{св} \cdot tg\alpha} = \frac{0,85 \cdot (0,9 - 0,13) \cdot 0,033 \cdot 192,4 \cdot 1,2 \cdot 0,13}{2 \cdot 0,36 \cdot 0,4} = 0,0365 \text{ (м}^3/\text{с)}, \quad (2.22)$$

где $\mu = 0,85$ – коэффициент разрыхления материала в объеме призмы

Применив формулу НИИ стройдормаш:

$$N = \frac{0,13 \varepsilon_0 k_m (\sqrt{i} - 1) \Pi \rho}{\sqrt{D_{св}}} = \frac{0,13 \cdot 4 \cdot 0,8 (\sqrt{5,88} - 1) \cdot 0,0365 \cdot 2700}{\sqrt{0,36}} = 97,6 \text{ (кВт)}. \quad (2.23)$$

Взяв индекс работы, полученный по данным испытаний компании «Аллис-Чалмерс», получим данные индекса работы для твердых пород гранита $\omega_i = 24$.

$$\omega = 0,75 \left(\frac{10\omega_i}{\sqrt{P}} - \frac{10\omega_i}{\sqrt{F}} \right) = 0,75 \left(\frac{10 \cdot 24}{\sqrt{1,04 \cdot 10^5}} - \frac{10 \cdot 24}{\sqrt{8,04 \cdot 10^5}} \right) = 0,357 \left(\text{кВт} \cdot \frac{\text{ч}}{\text{т}} \right). \quad (2.24)$$

Применив формулу Бонда получим:

$$N = \omega \cdot Q_{щд} = 0,357 \cdot 156 = 55,756 \text{ (кВт)}. \quad (2.25)$$

Проанализировав представленные выше формулы и полученные значения мощностей можно сделать вывод о сложности вычисления параметров электропривода дробильного оборудования (щековых дробилок). Это обусловлено множественными факторами и явлениями, связанными со случайным процессом дробления.

Аналитические выводы по методам расчета мощности электродвигателей представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Достоинства и недостатки методов расчета мощности

Название метода	Достоинства	Недостатки
Эмпирический метод, связывающий расход мощности с часовой производительностью	Эмпирическая метод дает неплохой по точности результат, при простом вычислении, используя конструктивные параметры и часовую производительность	В вычислении не учитываются физико-механические свойства годных пород, что дает усредненный результат, который может негативно сказаться при использовании разного вида сырья
Эмпирический метод на основе геометрического размера зева дробилки	Приближенный метод, который позволяет вычислить мощность двигателя, если неизвестна производительность дробилки	Обладает малой точностью, а также имеет большой диапазон результатов при вычислении для дробилок среднего дробления из-за неоднозначного коэффициента в формуле
Метод В.А. Олевского	Позволяет вычислить мощность на основе конструктивных параметров	Дает усредненный результат, т.к. учитывает только среднее удельное усилие дробления на поверхности дробящей плиты
Метод Л.Б. Левинсона	Применим для вычисления мощности двигателя для дробления конкретных видов горных пород учитывая их физико-механические параметры	Дает несколько завышенный результат из-за грубых коэффициентов в формуле. Необходим анализ модуля упругости и предела прочности материала; расчет мощности производится по конкретному сырью.

Продолжение таблицы 2.2

Название метода	Достоинства	Недостатки
Эмпирический метод по данным компании «Алисс-Чалмерс»	Простой метод на основе данных индекса работы с учетом производительности дробилок, крупности и крепости годной руды	Применим только для одного типоразмера и вида дробимого оборудования
Метод НИИ стройдормаш	Относительно точный метод, учитывающий удельные энергозатраты, физико-механические свойства сырья, конструктивные параметры дробилки, а также производительность	Необходим анализ насыпной плотности материала, также, как и в методе Л. Б. Левинсона вычисление мощности производится для конкретного сырья.

2.2 Выбор конструкции и параметров маховика

Одним из наиболее распространенных конструктивных элементов для снижения влияния ударных нагрузок являются маховики. Они запасают энергию при холостом ходе и отдают ее при рабочем ходе. Энергия, накапливаемая маховиком

$$A_M = J \frac{(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)}{2}, \quad (2.26)$$

где J – момент инерции маховика.

После преобразования получаем

$$A_M = J \omega_{cp}^2 \delta, \text{ где } \delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}} \text{ – степень неравномерности хода;}$$

δ – принимается равной 0,002 ... 0,035; ω_{cp} – средняя угловая скорость вала.

Необходимый момент инерции маховика

$$J = \frac{A_M}{\omega_{cp}^2 \delta}. \quad (2.27)$$

Энергию, накапливаемую маховиком, рекомендуется принимать равной половине работы, затраченной на дробление:

$$A_m = J \frac{\pi N_d \eta}{\omega}, \quad (2.28)$$

где η – КПД привода; ω – угловая скорость вала дробилки.

Также, уравнение работы дробления можно записать в следующем виде

$$A_m = N t_p + \frac{J_p}{2} (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) \text{ (Нм)}, \quad (2.29)$$

где N – мощность двигателя, Вт;

t_p – время рабочего хода, с;

J_p – суммарный момент инерции маховиков, Нмс² [5].

$$t_p = \frac{30}{n} \text{ (с)}; \quad (2.30)$$

$$A = \frac{\sigma^2 V}{2E} \text{ (Нм)}, \quad (2.31)$$

где σ – предел прочности на сжатие материала, Н/м²;

V – объем дробикового материала, м³;

E – модуль упругости материала, Н/м².

Следовательно,

$$J_p = \frac{1}{\omega_{cp}^2 \delta} \left(\frac{\sigma^2 V}{2E} - \frac{30N}{n} \right) \text{ (Нмс}^2\text{)}. \quad (2.32)$$

С другой стороны, момент инерции маховика может быть определен по формуле

$$J_p = m \frac{D^2}{4} \text{ (Нмс}^2\text{)}, \quad (2.33)$$

где m – масса маховика, кг;

$D/2$ – расстояние от центра маховика до обода при предположении, что масса маховика сосредоточена на обode.

$$\omega_{cp} = \frac{\pi n}{30}, \text{ тогда } m D^2 = \frac{3600}{\pi^2 n^3} \left(\frac{\sigma^2 V n}{2E} - 20N \right) \text{ (кгм}^2\text{)}. \quad (2.34)$$

С достаточной точностью можно определить характеристику маховика для щековой дробилки по упрощенной формуле физика Л.Б. Левинсона

$$mD^2 = \frac{0,41N}{n^3\delta} \text{ (кгм}^2\text{)}. \quad (2.35)$$

где N – мощность, расходуемая щековой дробилкой, Вт;

n – число оборотов эксцентрикового вала, 1/с.

Чтобы определить размеры маховика, нужно задаться его весом. [5] Диаметр маховика выбирают исходя из того положения, что окружная скорость обода не должна превышать 15-20 м/с

$$w = \pi Dn \leq 15 \div 20. \quad (2.36)$$

Конструкция щековой дробилки подразумевает установку двух маховиков на концах эксцентрикового вала.

Площадь сечения обода каждого из маховиков определяется из условия

$$\frac{m}{2} = \pi D\rho F, \quad (2.37)$$

где D – диаметр центра тяжести обода, м;

ρ – плотность материала маховика;

F – площадь поперечного сечения маховика, м.

Отсюда

$$F = \frac{m}{2\pi D\rho} \text{ (м}^2\text{)}. \quad (2.38)$$

Параметры маховика для КПМ рассчитываются следующим образом.

Величина момента инерции маховика кривошипного пресса рассчитывается по формуле:

$$J_{max} = \frac{22,8 \cdot A_{max} \cdot (\delta + 2)^2}{n_{max}^2 \cdot \delta}, \quad (2.39)$$

где n_{max} – частота вращения маховика; A_{max} – работа маховика, совершаемая за счет отдачи накопленной кинетической энергии,

$$A_{max} = A_p - A_{эл}. \quad (2.40)$$

A_p - работа, затрачиваемая на совершение рабочего хода пресса; $A_{эл}$ - работа электродвигателя, совершаемая в период непосредственной деформации металла,

$$A_{эл} = N_{эл.кат} \cdot t_p, \quad (2.41)$$

$N_{эл.кат}$ - мощность электродвигателя, принятая по каталогу; t_p - время, в течении которого осуществляется непосредственная деформация металла.

$$t_p = t_{ц} \cdot \frac{\alpha_p}{360}, \quad (2.42)$$

$t_{ц}$ - время одного полного цикла работы оборудования; δ - коэффициент неравномерности вращения вала маховика,

$$\delta = 2 \cdot k_{э} \cdot \varepsilon \cdot (S_H + S_{кл}), \quad (2.43)$$

$k_{э}$ - коэффициент запаса, учитывающий пиковый характер нагрузки электродвигателя; ε - коэффициент зависящий от соотношения между номинальным и критическим скольжением электродвигателя; $S_{кл} = 0,02 \dots 0,04$ - упругое проскальзывание клиноременной передачи.

Если маховик кривошипного пресса представить в виде диска с массивным ободом, то его основные размеры определяются исходя из его момента инерции J_{max} по следующим зависимостям:

$$\begin{cases} D_{нар} = 0,6 \cdot \sqrt[5]{J_{max}}; \\ D_{вн} = 0,8 \cdot D_{нар}; \\ B_{max} = 0,3 \cdot D_{нар}. \end{cases} \quad (2.44)$$

где $D_{нар}$ и $D_{вн}$ - соответственно наружный и внутренний диаметры обода маховика; B_{max} - ширина обода маховика.

Масса маховика определяется в зависимости от его момента инерции, материала и геометрических размеров:

– для маховика в виде сплошного диска

$$m_{max} = 8 \frac{J_{max}}{D_{нар}^2}, \quad (2.45)$$

– для маховика в виде диска с массивным ободом

$$m_{max} = 8 \frac{J_{max}}{D_{нар}^2 + D_{вн}^2}. \quad (2.46)$$

Для определения правильности расчетов параметров маховика выполняются несколько главных проверок:

в первую очередь проводится определение время разгона маховика при запуске на превышение допустимого параметра времени

$$t = \frac{1,2 \cdot J_{max} \cdot n_{max}^2}{10000 \cdot N_{эл}} \leq [t_{разг}], \quad (2.47)$$

где $[t_{разг}]$ - допустимое время разгона маховика, для асинхронных короткозамкнутых электродвигателей нормальной сети $[t_{разг}] = 8 \dots 10$ с; для электродвигателей с повышенным скольжением $[t_{разг}] = 15 \dots 18$ с.

Определение величины окружной скорости маховика и соответствие этой скорости допустимой

$$V_{max} = \frac{\pi \cdot D_{нар} \cdot n_{max}}{60000} \leq [V], \quad (2.48)$$

где $[V]$ – допустимая окружная скорость вращения маховика прессы; $[V] = 25$ м/с – для маховиков из чугуна; $[V] = 40$ м/с – стального литья.

Можно сделать выводы, что определение параметров маховика для разных механизмов, таких как КМП и щековая дробилка в корне отличаются. Совершаемая работа механизмов отличается своим процессом: в случае дробильного оборудования происходит дробление и крошение материала, физико-механические свойства которого отличаются от свойств металла.

Дробление происходит в камере, объем которой намного больше объема пробиваемого листа заготовки в КМП.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Также нельзя не учесть объем самого материала дробления, который является неравномерным. В свою очередь в КИМ расход энергии тратится на пластическую деформацию металла. Время одного полного цикла работы КИМ меньше, чем время цикла щековых дробилок, которые работают в непрерывном режиме.

В настоящее время существует пять основных типов маховиков (рисунок 2.1).



Рисунок 2.1 – Основные типы маховиков: 1 – диск с отверстием; 2 – обод со спицами; 3 – кольцевой маховик; 4 – супермаховик

Форма и прочностные параметры маховика характеризуют энергию, затрачиваемую на выполнение работы каждого килограмма маховика. Наиболее неэффективным типом маховика (рисунок. 2.1 (1)) по данным критериям является маховик в виде диска. Обычно данные диски изготавливают из материалов малой прочности, что существенно влияет на его характеристики. Но даже при большой отливки диска из хороших сортов стали не отменяет того факта, что качество материала не будет содержать дефектов, которые уменьшают прочностные показатели маховика. Для устранения опасного разрыва маховика необходимо использовать более прочные материалы для литья иликовки маховика.

Обычно используют конструкцию маховика в виде обода с внутренними спицами (2). Характеристики данного маховика намного превышают характеристики дискового, что позволяет накапливать больше энергии.

Современные точные расчеты показывают, что при нахождении основной массы маховика ближе к центру (3), позволяет увеличить полезные характеристики вдвое больше, чем у вышеприведенных маховиков. Данные маховики накапливают больше энергии при тех же параметра массы.

Существует большое количество материалов используемых при производстве маховиков. К ним относятся легированная сталь, титановые, вольфрамовые сплавы, а также различные композитные материалы, например, бороалюминий или армированные композиты. Данные материалы распределяются по параметрам предела прочности при растяжении, плотности и удельной прочности. Однако необходимо понимать о целесообразности и капитальных затратах на использование современных материалов, несмотря на их улучшенные характеристики. В основном при производстве маховиков дробилок и КПМ используют различные металлы и их сплавы.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

3 ДЕМПФИРОВАНИЕ УДАРНЫХ НАГРУЗОК

На основании рассмотренного выше материала очевидно, что ударные нагрузки являются ключевым фактором быстрого износа деталей машин и элементов электропривода. Исходя из описанных в главе 1 режимов ударных нагрузок разного характера, можно выделить несколько типов демпферных устройств: механические и электрические (технические).

3.1 Механические решения по ограничению динамических моментов и ударных нагрузок

К механическим средствам демпфирования ударных нагрузок можно отнести, ранее указанные, маховики, которые увеличивают момент инерции ЭП с помощью дополнительных маховых масс.

Также есть возможность применения упругих или фрикционных муфт между эксцентриковым валом дробилок и маховиками. Применение муфты снижает ударные нагрузки привода и продлевает срок его службы. В ряде случаев дробильных установок упругие муфты позволяют снизить размер привода на 15 - 30%.

По конструкции упругая муфта напоминает фланцевую жесткую муфту. Однако в её конструкции вместо крепежных болтов используют стальные пальцы, которые находятся внутри эластичных, упругих втулок. Такие упругие составляющие позволяют компенсировать небольшие смещения валов, а также ненамного снизить удары, возникающие при выборе зазоров. Данные муфты нашли широкое применение при соединении валов двигателя и рабочего органа, которые не превышают диаметр в 150 мм.

Упругие муфты предназначены главным образом для амортизации ударов, толчков и вибрации, а также некоторой компенсации смещения валов. Главная их особенность - наличие металлического или неметаллического упругого элемента.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>37</i>

Кулачковые муфты имеют конструкцию из двух полумуфт. Сцепление полумуфт осуществляется кулачками, между которыми находится упругий элемент. Передвигающаяся вдоль вала полумуфта обеспечивает включение муфты.

Фрикционные муфты способны обеспечить плавное сцепление валов при любом значении скорости. По конструкции делятся на наиболее распространенные дисковые - трение происходит по торцевым поверхностям дисков, – конусные и цилиндрические. Фрикционные муфты допускают кратковременное проскальзывание валов при перегрузках.

Фрикционные муфты можно классифицировать по виду сцепления: существуют сухие муфты, которые работают без смазочного материала, а также с наличием смазочного материала – масляные муфты. Масляные муфты меньше подвержены воздействию окружающей среды, что благоприятно сказывается на качестве сцепления, так-как уменьшает износ рабочих поверхностей. Вместе с тем это приводит к усложнению конструкции муфты и её стоимости. Существует множество материалов, используемых на элементах сцепления в виде накладок: фрикционная пластмасса, ткань ферродо. Также наносят слои порошковых материалов.

Можно провести классификацию фрикционных самоуправляемых муфт, которые производят разъединение валов двигателя и рабочего механизма в зависимости от следующих величин:

Предохранительные муфты – разъединяют валы при превышении вращающегося момента нагрузки;

Обгонные муфты – разъединяют валы при изменении направления вращения;

Центробежные муфты – разъединяют валы при превышении скорости вращения двигателя.

Ввиду своих особенностей конструкции пружинно-кулачковая предохранительная муфта не применяется в механизмах с большим вращающим моментом и большими маховыми соединяемыми массами. Поэтому для

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

механизмов с маховиковыми электроприводами возможно применение предохранительных фрикционных муфт.

Фрикционная муфта приводит к проскальзыванию, когда момент нагрузки превышает определенный максимальный момент. Также при проскальзывании муфта продолжает держать установленную нагрузку, с установленной величиной крутящего момента поглощая механическую энергию. Однако существуют и недостатки, такие как воздействие окружающей среды, которая приводит к изменению коэффициента трения на рабочих поверхностях дисков, изменение величины установленного крутящего момента перегрузки и точности срабатывания.

Конструкция предохранительной фрикционной муфты:

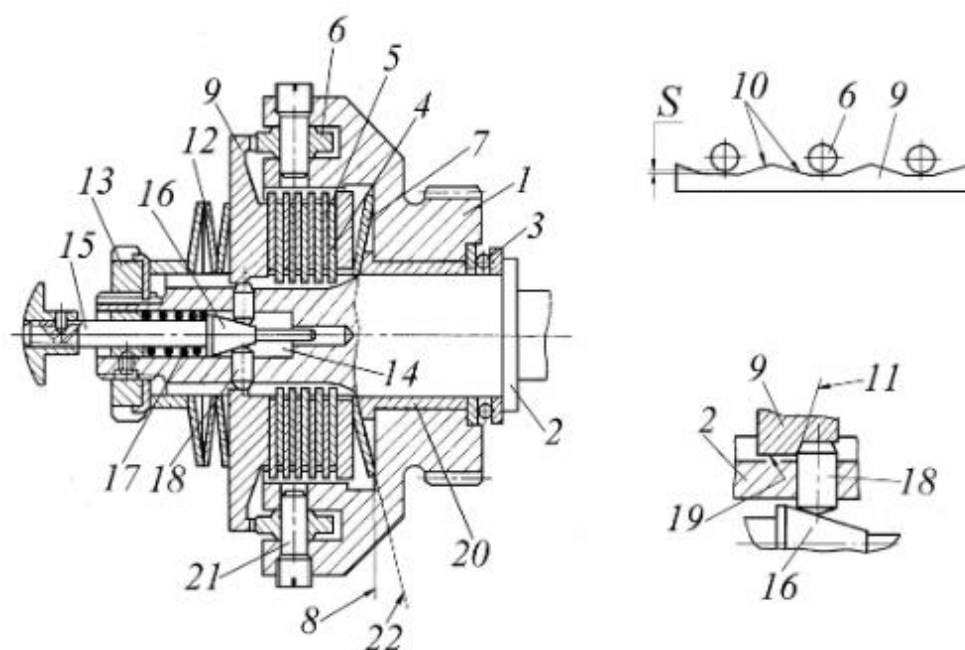


Рисунок 3.1 – Конструкция фрикционной предохранительной муфты, обеспечивающей плавное включение и выключение привода

На рисунке 3.1 показана конструкция фрикционной предохранительной муфты, обеспечивающей плавное включение и выключение привода. Она содержит ведущую полумуфту 1, установленную на ведомом валу 2 посредством

подшипника скольжения 20 и упирающуюся правым торцем в упорный подшипник 3, фрикционные диски 4, 5 и ролики 6, установленные на полумуфте 1 посредством осей 21, тарельчатую пружину 7, упирающуюся своей периферийной частью в левый торец 8 полумуфты 1, а также нажимной диск 9 с кулачковой поверхностью 10, выполненной на его правом торце и конусной поверхностью 11, выполненной в его отверстии 19, а также тарельчатые пружины 12 и регулировочную гайку 13. При этом в полости 14 вала 2 размещен толкатель 16 с конусной головкой 16, который с помощью пружины 17 поджимает стопоры 18 к конусному скосу 11 нажимного диска 9 в выключенном положении муфты и к поверхности отверстия 19 во включенном положении муфты. Детали муфты выполнены таким образом, что во включенном положении муфты между впадинами кулачковой поверхности 10 нажимного диска 9 и роликами 6 шарнирно установленными посредством осей 21 на полумуфте 1 образован зазор S. Для исключения возможных колебаний в системе тарельчатые пружины 12 - нажимной диск 9 - фрикционные диски 4, 5 при включении муфты, параметры тарельчатой пружины 7 подобраны, таким образом, чтобы ее максимальное усилие было несколько меньше рабочего усилия сжатия фрикционных дисков 4, 5. Это обеспечивается упором тарельчатой пружины 7 в конусную поверхность 22 подшипника скольжения 20, который не позволяет сжать ее до усилия равного или больше расчетного усилия сжатия фрикционных дисков 4, 5.

Работает фрикционная предохранительная муфта следующим образом. При нормальном режиме работы привода крутящий момент от ведущей полумуфты 1, через фрикционные диски 4, 5 сжатые тарельчатыми пружинами 12 передается ведомому валу 2, при этом стопоры 18 посредством толкателя 15 и пружины 17 поджаты к поверхности отверстия 19 нажимного диска 9. При возникновении перегрузки фрикционные диски 4 пробуксовывают относительно фрикционных дисков 5, при этом нажимной диск 9 проворачивается относительно полумуфты 1 и скосы его кулачковой поверхности 10, взаимодействуя с роликами 6, заставляют нажимной диск смещаться влево, разгружая фрикционные диски 4, 5 и

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		40

тарельчатую пружину 7. В это время стопоры 18, поджатые толкателем 15, заходят за конусную поверхность 11 нажимного диска 9, фиксируя его в отведенном положении, что обеспечивает плавное отключение муфты. После устранения причин возникшей перегрузки производится включение предохранительной муфты, которое производится перемещением толкателя 15 влево, что приводит к освобождению упоров 18, в результате чего нажимной диск 9 под действием тарельчатых пружин 12 своим скосом 11 утапливает упоры 18, а затем, смещаясь вправо, упирается во фрикционные диски 4, 5 и сжимает тарельчатую пружину 7 до посадки скосами кулачковой поверхности 10 на ролики 6. При включении привода ролики 6 заходят во впадины поверхности 10, нажимной диск 9 занимает свое рабочее положение и сжимает тарельчатую пружину 7 до упора в конусную поверхность 22 подшипника скольжения 20, и тем самым, полностью нагружает фрикционные диски 4, 5, включая муфту. После этого толкатель 15 возвращается в исходное положение. Благодаря наличию тарельчатой пружины 7, соприкосновение нажимного диска 9 с фрикционными дисками 4, 5 и роликами 6 происходит безударно, что обеспечивает плавное включение муфты.

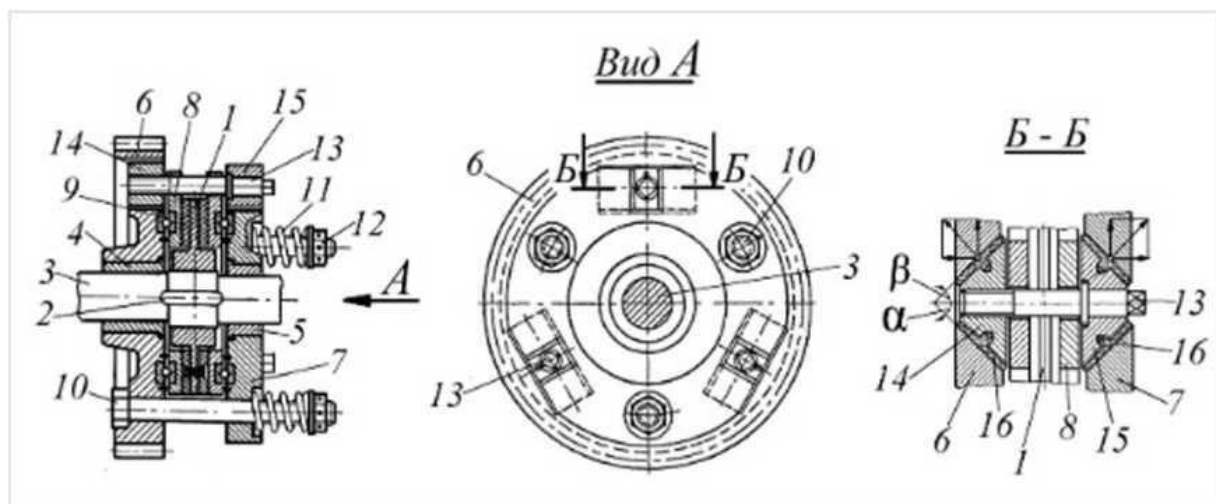


Рисунок 3.2 – Конструкция фрикционной предохранительной муфты с призматическими вкладышами, позволяющими повысить точность срабатывания при возникновении перегрузки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР

Лист

41

На рисунке 3.2 показана конструкция фрикционной предохранительной муфты с призматическими вкладышами, позволяющими повысить точность срабатывания при возникновении перегрузки.

Она содержит ведомую полумуфту 1, включающую две фрикционные накладки, закрепленные на стальном диске, ступица которого посредством шпонки 2 установлена на ведомом валу 3 и ведущую муфту, состоящую из зубчатого колеса 6, установленного посредством подшипника скольжения 4 на валу 3 и нажимного диска 7, также установленного на валу 3 посредством подшипника скольжения 5.

Между зубчатым колесом 6 и нажимным диском 7 установлены промежуточные диски 8, которые взаимодействуют с фрикционными дисками ведущей полумуфты 1 и с упорными подшипниками 9 также расположенными между зубчатым колесом 6 и нажимным диском 7, при этом последние соединены между собою стяжными болтами 10, подпружиненными пружинами 11, усилие сжатия которых регулируется гайками 12, установленным на резьбовых концах болтов 10.

На периферийной части зубчатого колеса 6 и нажимного диска 7 выполнены пазы в которых размещены соединенные между собою пальцами 13 призматические вставки 14 и 15 с упругими прокладками 16, закрепленными на их боковых гранях (Б - Б на рисунке 3.2).

Работает предохранительная муфта следующим образом. При нормальном режиме работы привода крутящий момент от зубчатого колеса 6 и нажимного диска 7 ведущей полумуфты сжатых болтами 10 с усилием пружины 11 через стянутые пальцами 13 упругие прокладки 16 и вкладыши 14 и 15 передается дискам 8, которые взаимодействуя с фрикционными дисками ведомой муфты 1, передают его последней, которая в свою очередь посредством шпоночного соединения сообщает крутящий момент ведомому валу 3.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		42

При передаче крутящего момента на боковые поверхности вкладышей 14 и 15, взаимодействующих с ответными поверхностями пазов в зубчатом колесе 6 и нажимном диске 7 действуют окружная сила P и осевая сила S , при этом последняя противоположна по направлению силе сжатия пружин 11. Таким образом, осевая сила S определенной степени нейтрализует действие пружины 11, направленное на сжатие фрикционных дисков ведомой полумуфты 1 передающих крутящий момент.

Поэтому при росте крутящего момента, передаваемого муфтой сжатие фрикционных дисков ведомой полумуфты 1 дисками 8 уменьшается и, следовательно, при определенной величине крутящего момента, превышающего допустимую величину, диски пробуксовывают. Изменяя углы a и b наклона рабочих плоскостей вкладышей 14 и 15 можно получить необходимое соотношение сил P и S . и таким образом задать муфте определенную точность срабатывания. Если необходимо обеспечить передачу муфтой различных по величине крутящих моментов при различном направлении ее вращения, то углы a и b выполняют различными.

В современных конструкциях щековых дробилок также существует возможность запуска дробилок благодаря обгонной муфте и наличия дополнительного двигателя малой мощности.

Обгонная муфта осуществляет присоединение вала клиноременного ведущего шкива и выходного вала редуктора дополнительного двигателя. После запуска дробильного оборудования двигатель с малой скоростью вращает муфту обгона, та в свою очередь, вращает вал клиноременного ведущего шкива. С определенной выдержкой времени, после начала движения эксцентрикового вала, в работу включается главный рабочий двигатель, что приводит в движение дробильное оборудование. Фрикционная муфта между эксцентриковым валом и маховиком выполняет назначение предохранительного устройства от скачка момента нагрузки.

3.2 Технические решения по ограничению динамических моментов и ударных нагрузок

3.2.1 Ограничение ударных нагрузок в ЭП с параметрическим управлением

Помимо применения маховиков, снижения ударной нагрузки можно добиться путем сглаживания механической характеристики. Это обусловлено основным уравнением электропривода:

$$M_d = M_c \pm J_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt}. \quad (3.1)$$

В простых системах электропривода с параметрическим (реостатным) пуском для демпфирования ударных моментов при выборке зазора используют несколько предварительных реостатных характеристик. В таком случае переходные процессы обеспечивают снижение пускового момента (до 0,4-0,6) M_c , что позволяет обеспечить относительную плавность при выборке зазоров. Включение сопротивления по мере нарастания (уменьшения) скорости происходит, в большинстве случаев, в функции времени или тока двигателя.

Для осуществления реостатного пуска необходимо использование асинхронного двигателя с фазным ротором, для размыкания обмотки ротора и последующего присоединения в цепь пускового реостата. С увеличением значения скорости двигателя сопротивление пускового реостата уменьшается, а после набора скорости до установившегося значения и окончания пускового процесса, обмотка ротора замыкается накоротко.

На рисунке 3.3 приведена механическая характеристика при реостатном пуске.

В момент пуска двигателя (рисунок 3.2) в цепь ротора введен полностью пусковой реостат ($R_3 = R_1 + R_2$). Следует что, $R_3 > R_2 > R_1$. При этом двигатель будет запускаться по характеристике 3 под действием пускового момента $M_{\text{пуск}}$. При заданной нагрузке на валу и введенном реостате

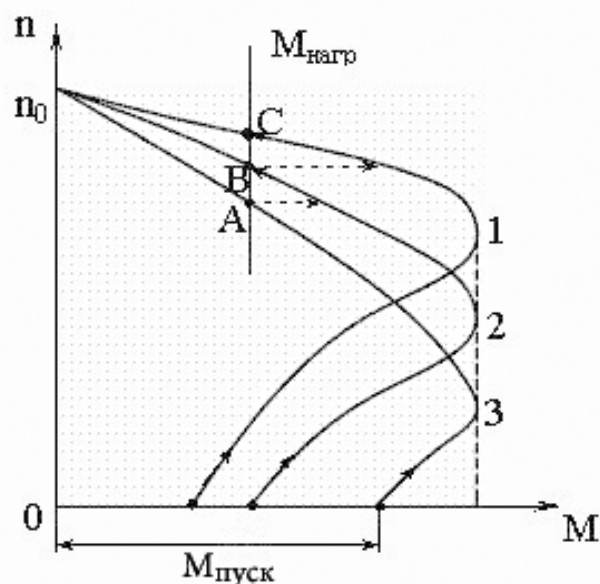


Рисунок 3.3 – Механическая характеристика при реостатном пуске

R_3 разгон закончится в точке А. Для дальнейшего разгона двигателя нужно снизить сопротивление пускового реостата до R_2 и разгон будет продолжаться по характеристике 2 до точки В. Далее пусковой реостат полностью выводится из работы ($R_{пуск} = 0$) и окончательный разгон двигателя будет продолжаться по его естественной механической характеристике 1 и закончится в точке С.

Недостатком данного метода является значительные потери энергии в пусковом реостате. К недостаткам стоит также отнести тот факт, что использование двигателя с фазным ротором, конструкция которого предусматривает наличие щеточного устройства, снижает надежность двигателя. А также данный метод приводит к ухудшению эксплуатационных характеристик, такие как коэффициент мощности и коэффициент полезного действия.

Как было выяснено ранее, для повышения динамической устойчивости ЭП дробилок, КПМ и снижении установленной мощности двигателя ЭП необходимо:

- Применять двигатели с мягкой механической характеристикой и повышенной перегрузочной способностью по вращающему моменту.

Также можно применить автоматические регуляторы жесткости механической характеристики двигателя на ее рабочем участке.

Эту возможность может пояснить рисунок 3.4, на котором представлена схема асинхронного ЭП с автоматическим регулятором скольжения (жесткости механической характеристики двигателя).

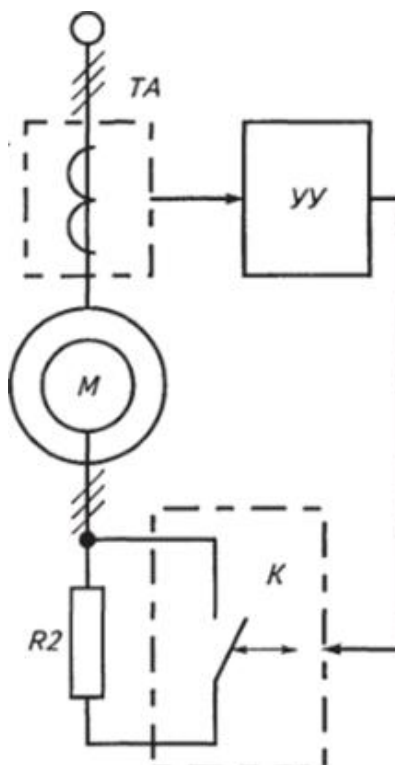


Рисунок 3.4 – ЭП с автоматическим регулированием скольжения

В состав ЭП (рисунок 3.4) входит трехфазный АД с фазным ротором, в цепь обмотки ротора которого постоянно включен силовой резистор R2, который периодически шунтируется силовым коммутатором К. Сигнал на коммутатор задается трансформаторным датчиком тока нагрузки ТА и окончательно формируется устройством управления УУ.

Принцип работы регулятора скольжения состоит в следующем.

При возникновении перегрузки возросший ток двигателя М через трансформатор тока ТА и устройство управления УУ вызывает размыкание ключа коммутатора К. Динамическая перегрузка двигателя возрастает (рисунок 3.5). При сбросе нагрузки ток двигателя М уменьшается. Происходит обратный процесс. Ключ коммутатора К замыкается, АД переходит на жесткую механическую

характеристику и более быстро восстанавливает прежнюю частоту вращения. В качестве силового ключа коммутатора К используют силовые тиристоры или транзисторы.

Таким образом, применяя автоматический регулятор скольжения, можно повысить динамическую устойчивость электропривода без увеличения его момента инерции с помощью дополнительных маховых масс, то есть без увеличения массы механической части ЭП.

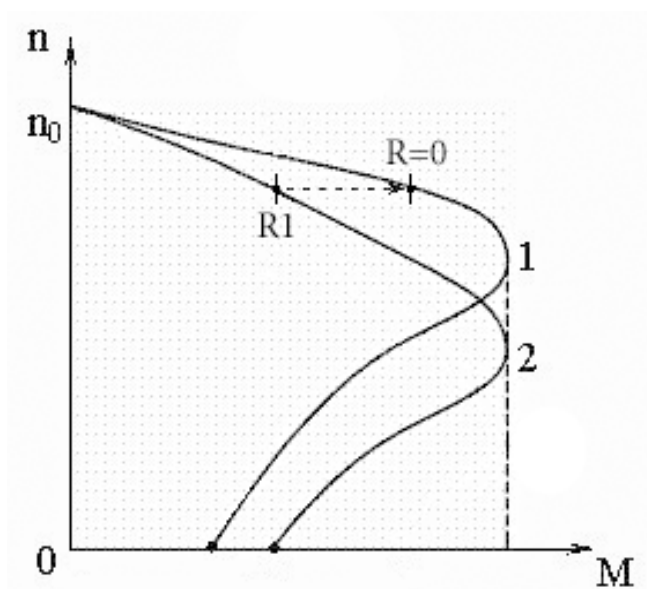


Рисунок 3.5 – Механическая характеристика при регулировании скольжения

Данный метод имеет те же самые недостатки, как и при реостатном пуске асинхронного электродвигателя.

3.2.2 Ограничение ударных нагрузок в ЭП с регулируемым источником питания

Системы автоматического управления электроприводов позволяют ограничивать динамические и ударные нагрузки. Система с задатчиком

интенсивности выступает в качестве решения данной проблемы по ограничению больших динамических моментов.

Управляющее устройство должно осуществлять такой алгоритм формирования задания, который бы обеспечивал ограничение координат электромеханической системы по определенному закону на определенном уровне.

Наиболее распространенным видом подобного устройства является линейный задатчик интенсивности, который изменяет скорость по линейному закону и действует с постоянным ускорением.

Применительно к механизмам с ударной нагрузкой ускорение при выборке зазора и после выборки не изменяется. Что не позволяет добиться оптимального режима процесса пуска, так-как для выборки зазора необходимо небольшое значение ускорения, которое будет препятствовать возникновению ударной нагрузки, а при прохождении зазора, существует необходимость увеличения ускорения для повышения производительности.

Для пояснения работы всех типов задатчиков интенсивности была произведена серия экспериментов. Асинхронный двигатель с фазным ротором получал питания от преобразователя частоты. С помощью осциллографа отслеживались величины тока ротора и скорости при пуске и торможении на холостом ходу.

На рисунке 3.4 представлены диаграммы переходных процессов скорости и тока ротора двигателя при линейном ЗИ.

По вышеизложенному принципу действия линейного задатчика интенсивности можно сделать вывод о невозможности применения данного типа ЗИ при выборке зазора, т.к. он не соответствует требуемым режимам работы.

Это проявляется в том, что несмотря на плавное нарастание скорости, момент в данном случае нарастает скачкообразно.

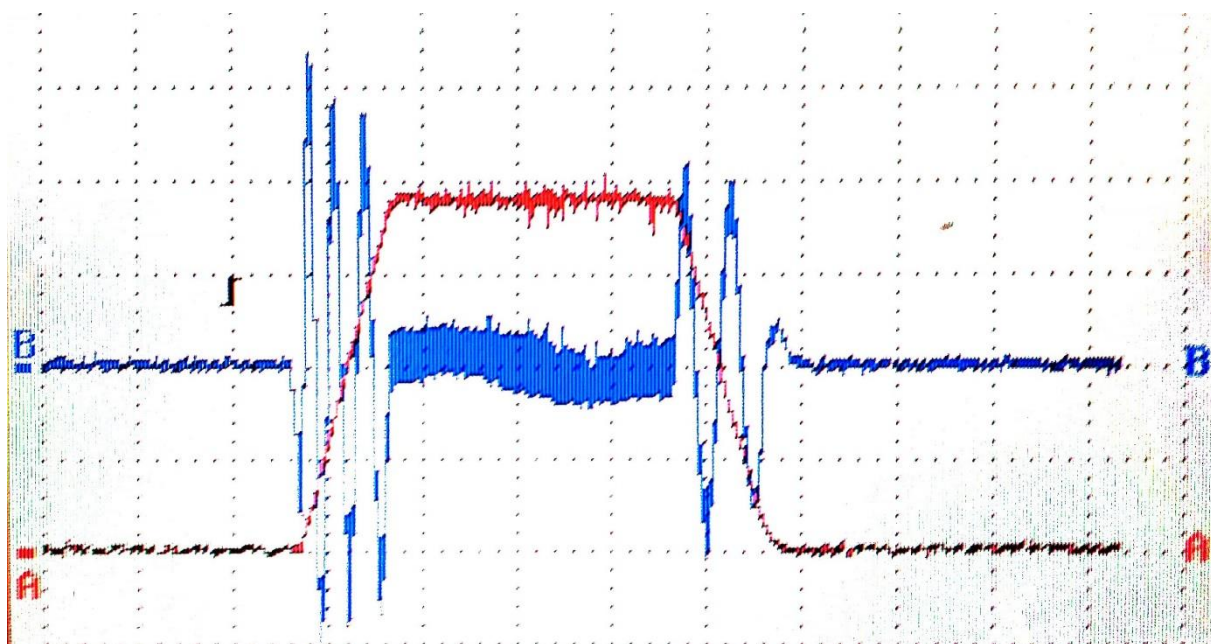


Рисунок 3.6 – Диаграмма переходных процессов при линейном ЗИ:

А – график скорости; В – график тока ротора.

Характеристику, отвечающую требованиям плавного нарастания момента, можно получить с помощью комбинированного задатчика интенсивности (КЗИ), одна из возможных схем которого представлена на рисунке 3.7. Комбинированный задатчик интенсивности представляет из себя цепь, с последовательно соединенными задатчиками: рывка (ЗР), ускорения (ЗУ) и скорости (ЗС).

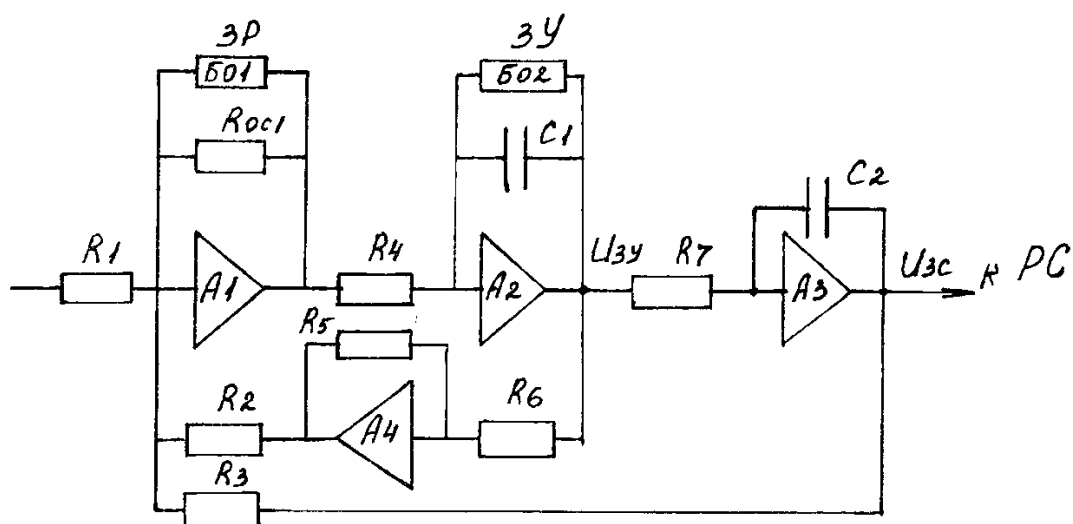


Рисунок 3.7 – Комбинированный ЗИ

Задатчик рывка собран по схеме операционного усилителя. Характеристика данного элемента является релейной. Величина ограничения выходного напряжения данного задатчика осуществляется блоком ограничения БО1.

В качестве задатчика ускорения используется интегральный операционный усилитель с ограничением напряжения $U_{з\text{у}}$ блоком БО2. [6]

Величина и знак напряжения для задания рыка $U_{з\text{р}}$ характеризуют темп нарастания выходного напряжения $U_{з\text{у}}$. Задатчик скорости спроектирован по схеме, включающей интегратор. Это позволяет изменять направление и темп выходного напряжения $U_{з\text{с}}$ в функции от величины и направления $U_{з\text{у}}$. Переходные процессы выходного напряжения, комбинированного задатчика интенсивности изображены на рисунке 3.8.

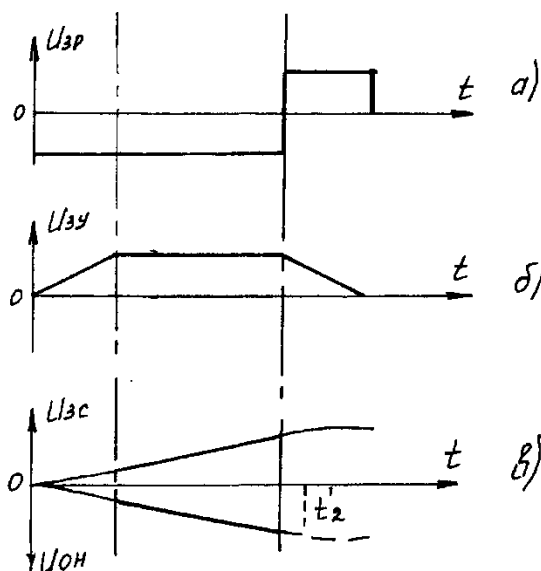


Рисунок 3.8 – Диаграммы работы КЗИ

Время нарастания $U_{з\text{у}}$ определяется из выражения $t = a/\rho$,
 где a , ρ – ускорение и рывок (м/с^2 и м/с^3).

В современных системах электропривода используют системы, аналогичные описанной выше, такие устройства в современной литературе называются S-образные ЗИ. Задатчик интенсивности с S-образной характеристикой позволяет дополнительно ограничивать вторую производную скорости (темп нарастания динамического момента электропривода) и тем самым повышать плавность

переходных процессов в электроприводе. Применение датчика интенсивности скорости позволяет решать проблему ограничения динамических нагрузок в электроприводах, в которых невозможны механические перегрузки в рабочих режимах.

Следует отметить, что для формирования ramпы изменения скорости предусмотрена возможность программирования двух смежных линейных участков независимо в кривой разгона и в кривой торможения, в пределах каждого из которых происходит равноускоренное движение с разной интенсивностью. Переход от одного линейного участка ramпы к другому происходит с ограничением производной ускорения. [7]

Для исключения рывков существует возможность настройки диапазонов времени в крайние моменты линейных участков разгона, что в свою очередь влияет на величину ускорения. При правильной настройке величина разгона и торможения позволяет исключить рывки в независимости от значений начальной или конечной скорости.

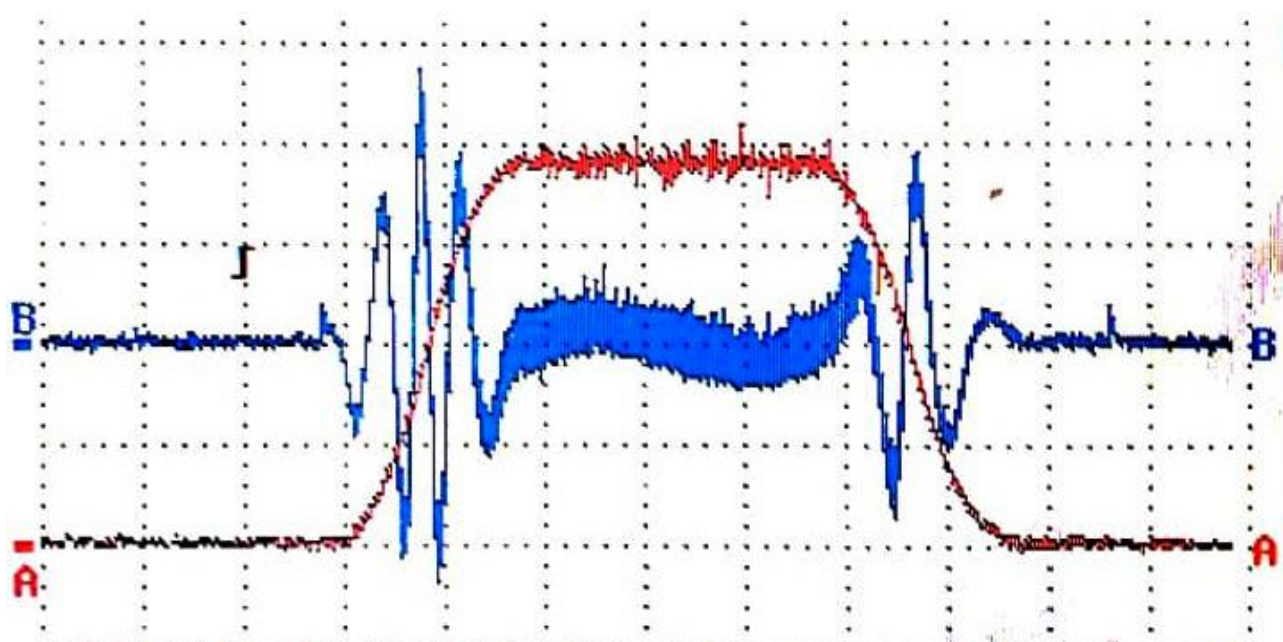


Рисунок 3.9 – Диаграммы переходных процессов при S-образном ЗИ:

А – график скорости; В – график тока ротора.

Существует возможность задания интенсивности разгона (торможения) при определенно заданном значении скорости. Все это приводит к расширению функционала устройства, представленного на рисунке 3.5.

На рисунке 3.9 представлены графики переходных процессов при S-образном задатчике интенсивности.

Несмотря на все достоинства S-образного ЗИ его применение сводится к использованию в системах, где требуется трапециидальный график изменения момента. Может возникнуть потребность в более гибкой настройке темпа нарастания переменных. Исходя из вышеизложенного наиболее эффективным с точки зрения ограничения динамических и ударных нагрузок в электроприводе с зазорами в кинематической части выступает многоступенчатый ЗИ с переменной постоянной времени интегрирования.

Данный тип ЗИ способен формировать любые формы кривой графика скорости и получать требуемые характеристики. Различные виды кривых графика скорости, полученные с помощью ЗИ, представлены на рисунках 3.10, 3.11, 3.12.

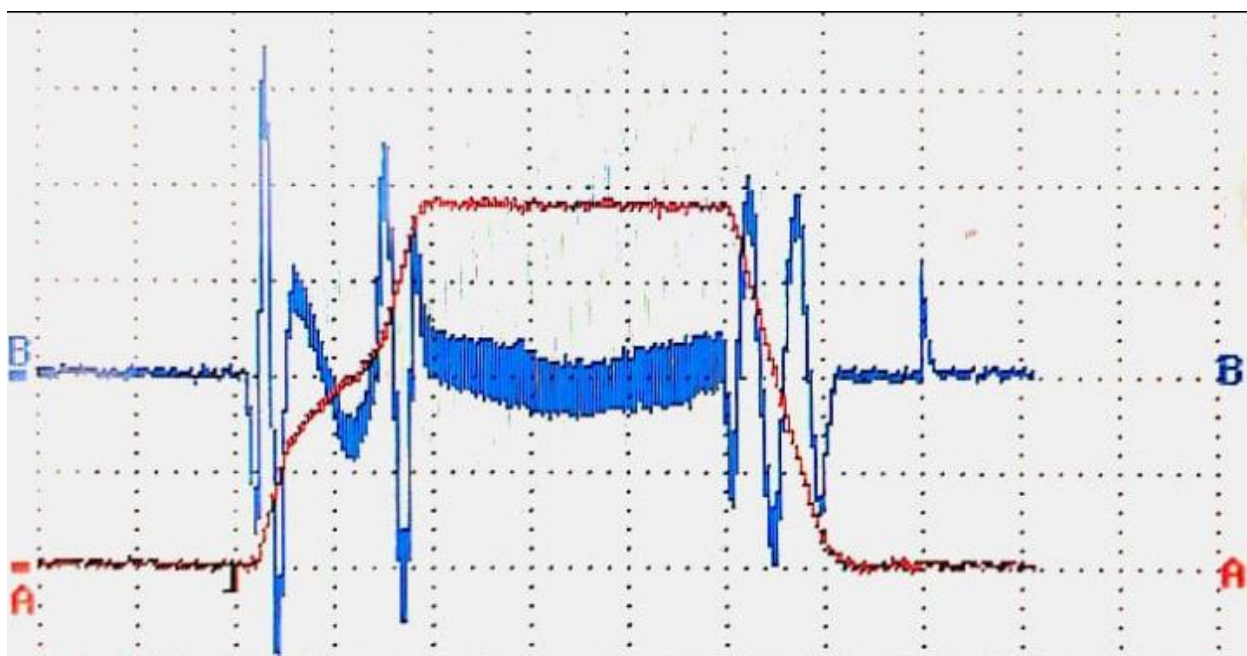


Рисунок 3.10 – Диаграммы переходных процессов при многоступенчатом ЗИ:

А – график скорости; В – график тока ротора.

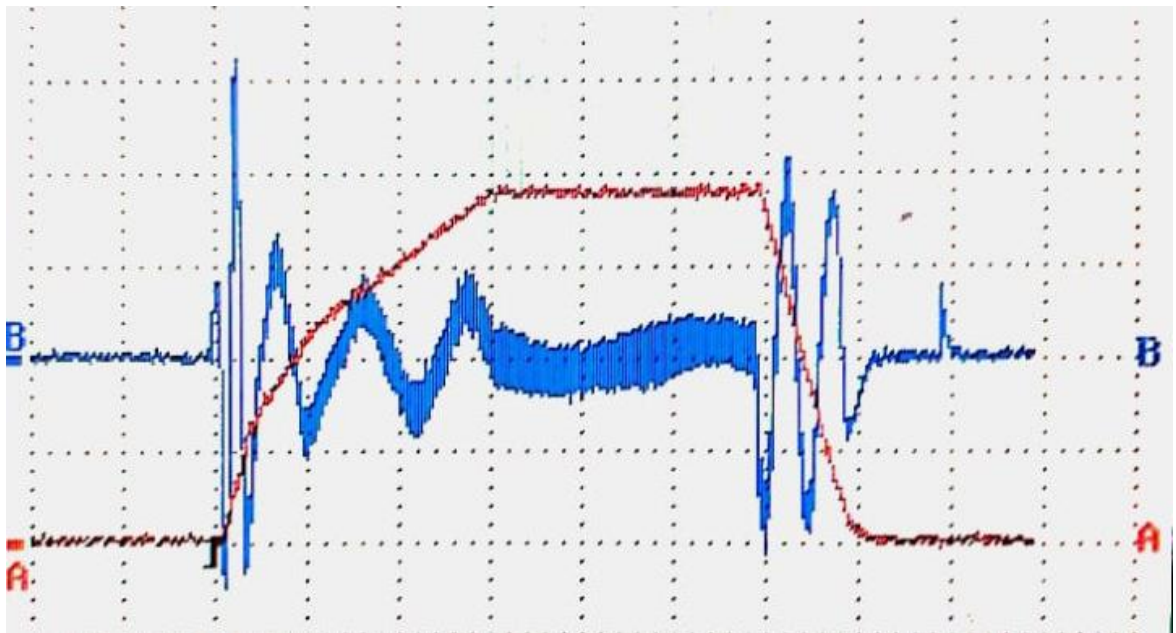


Рисунок 3.11 – Диаграммы переходных процессов при многоступенчатом ЗИ:

А – график скорости; В – график тока ротора

Данный вид переходных процессов может быть использован в механизмах, обладающих высоким моментом покоя, который необходимо преодолеть при пуске и последующего более плавного движения. В качестве примера также можно привести механизмы, в которых возможно загустевание или замерзание как элементов конструкции, так и несущего элемента технологического процесса (например, жидкости в насосах).

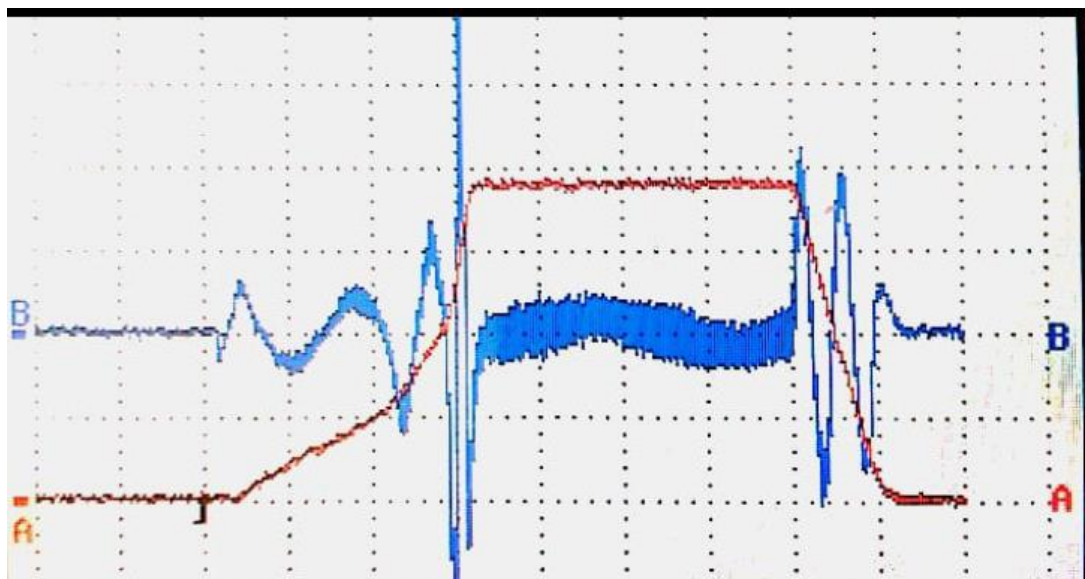


Рисунок 3.12 – Диаграммы переходных процессов при многоступенчатом ЗИ:

А – график скорости; В – график тока ротора

Данный вид переходных процессов может быть использован в механизмах транспортировки (перемещения): тельферах, мостовых кранах; экскаваторах, грейферах; механизмах с зазорами в кинематической передаче.

Стоит рассмотреть двухступенчатый зависимый задатчик интенсивности как частный пример ЗИ с переменной постоянной времени. Данный ЗИ также позволяет ограничить величину рывка и скорость электродвигателя в момент выбора зазоров и ограничить темп нарастания управляющего сигнала. Особенность зависимого задатчика интенсивности состоит в регулировании нарастания скорости в зависимости от приложенной нагрузки. [8]

Характеристика зависимого задатчика интенсивности приведена на рисунке 3.13. На первом участке происходит выбор зазора с небольшим ускорением, на втором – увеличение ускорения при нарастании момента.

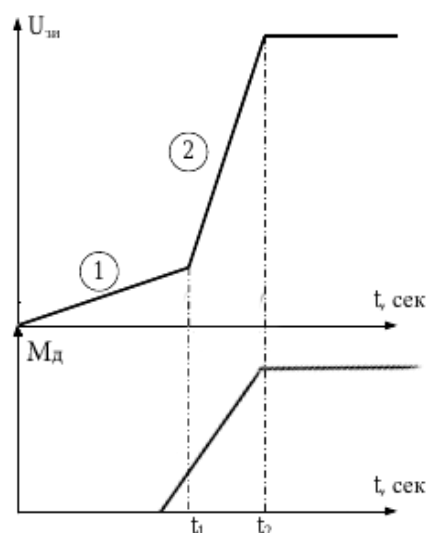


Рисунок 3.13 – Переходная характеристика двухступенчатого ЗИ

Из вышеперечисленного, можно выделить одну важную деталь. Система с многоступенчатым задатчиком интенсивности может быть спроектирована и настроена для регулирования скорости и/или рывка в функции нескольких величин: а именно в функции скорости, либо функции момента нагрузки.

Следует сделать вывод о назначении ЗИ. Этот тип устройств хорошо подходит для решения задач снижения динамических моментов и исключения ударных

нагрузок в системах, в которых присутствуют зазоры в кинематических передачах. С помощью ЗИ можно добиться требуемого вида кривой скорости и ускорения, для выборки зазоров, а также необходимых характеристик электропривода при пуске механизмов.

Таким образом для механизмов, описание которых приведено в пункте 1.3, целесообразно использование многоступенчатых ЗИ для регулирования скорости в функции момента нагрузки.

Но данное устройство не позволяет избежать кратковременных ударных нагрузок и способствовать восстановлению характеристик механизмов (скорости, момента) возникающих в процессе установившейся работы, приведенных в пунктах 1.1, 1.2.

Для демпфирования ударных нагрузок в этих механизмах, необходимы другие методы, например, замкнутые системы управления электродвигателями.

3.2.3 Ограничение ударных нагрузок в замкнутых ЭП

Как уже было сказано ранее: изменение жесткости механической характеристики может способствовать демпфированию ударных нагрузок.

В замкнутых системах управления электроприводами существует возможность изменять вид механических характеристик электропривода с помощью введения в прямые каналы контуров системы непрерывных типовых регуляторов с различными передаточными функциями, а также их комбинации, названия которых соответствуют названию типовых звеньев:

1. Пропорциональный регулятор (П-регулятор);

Передаточная функция П-регулятора: $W_{\text{П}}(p) = K_1$. П-регулятор выдает сигнал в систему пропорциональный величине ошибки. П-регулятор увеличивает быстродействие системы и уменьшает ошибку регулирования благодаря правильному подбору коэффициента K . Однако увеличивать K до бесконечности невозможно, т.к. это приводит к неустойчивости системы.

2. Интегральный регулятор (И-регулятор);

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		55

Передаточная функция И-регулятора: $W_{и}(p) = K_2/p$. Управляющее воздействие пропорционально интегралу от ошибки. И-регулятор уменьшает статическую ошибку до нуля, что в поставленных условиях не требуется т.к. при использовании И-регулятора становится невозможным изменение жесткости механической характеристики из-за нулевой статической ошибки и как следствие поддержания скорости.

3. Дифференциальный регулятор (Д-регулятор).

Передаточная функция Д-регулятора: $W_{д}(p) = K_3 \cdot p$. Д-регулятор осуществляет подачу сигнала только при изменении регулируемой величины: $Y = K_3 \cdot dE/dt$. Д-регулятор обеспечивает устойчивость системы регулирования при необходимости, когда система имеет множество инерционных звеньев в своей структуре.[9]

Наибольшее распространение имеет двухконтурная схема подчиненного регулирования, структурная схема которой представлена на рисунке 3.14.

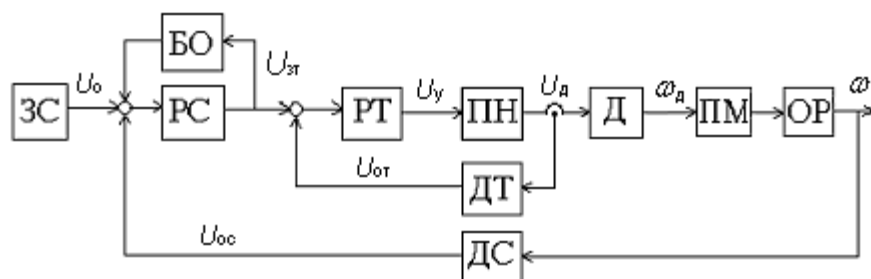


Рисунок 3.14– Структурная схема подчиненного регулирования

Из вышеперечисленного следует, что для регулирования жесткости механической характеристики электропривода необходима система с обратной связью по скорости, регулирование которой осуществляется с помощью пропорционального/пропорционально-интегрального регулятора. (рисунок 3.15).

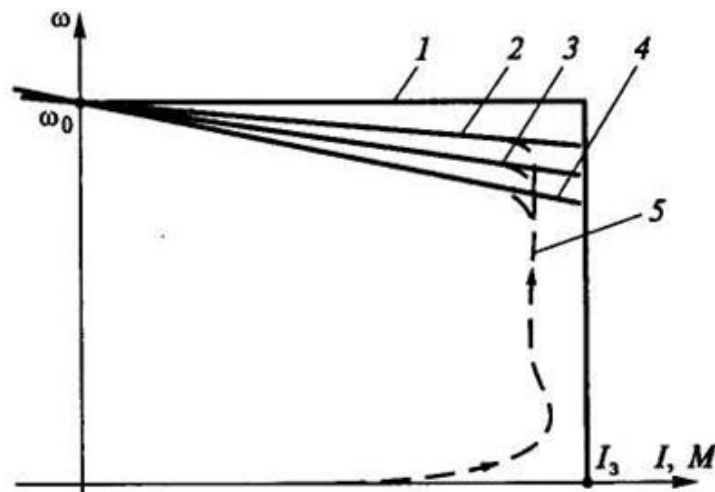


Рисунок 3.15– Механическая характеристика при разных значениях коэффициентов регуляторов:

1– при ПИ-РС; 2– при П-РС и $T_M/(4T_\mu) > 1$; 3 – при П-РС и $T_M/(4T_\mu)=1$; 4 –при П-РС и $T_M/(4T_\mu) < 1$; 5 –динамическая механическая характеристика

Также возможно комбинированная система с пропорциональными регуляторами в контурах регулирования тока и скорости. В такой системе пропорциональный регулятор с блоком ограничения тока в прямом канале контура тока влияет на величину максимальной нагрузки (рисунок 3.16).

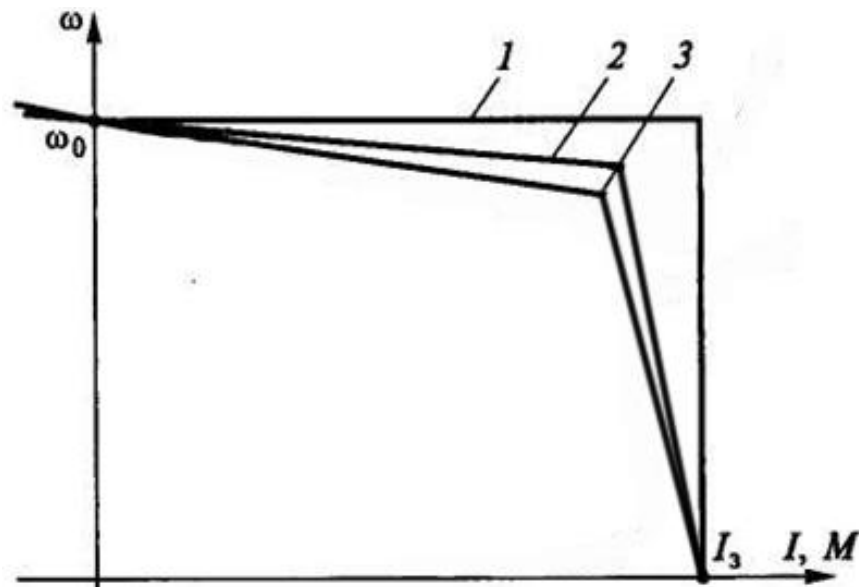


Рисунок 3.16– Механическая характеристика при разных значениях коэффициентов регуляторов:

1 – при ПИ-РС, ПИ-РТ; 2 – при П-РС, П-РТ и $T_M/(4T_\mu) > 1$;

3 – при П-РС, П-РТ и $T_M/(4T_\mu)=1$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР

Лист

57

Характеристики с ограничением момента называются экскаваторными.

Заполнение экскаваторной характеристики описывает ограничение момента нагрузки. При более жестком характере рабочего участка и крутом характере участка отсечки, заполнение характеристики становится больше.

На рисунке 3.17 представлены экскаваторные характеристики с различным коэффициентом заполнения (2, 3), а также идеальная характеристика (1).

Коэффициент отсечки характеризует заполнение характеристик, если жесткость механической характеристики достаточно большая: $K_{от} = \frac{M_{отс}}{M_{ст}}$.

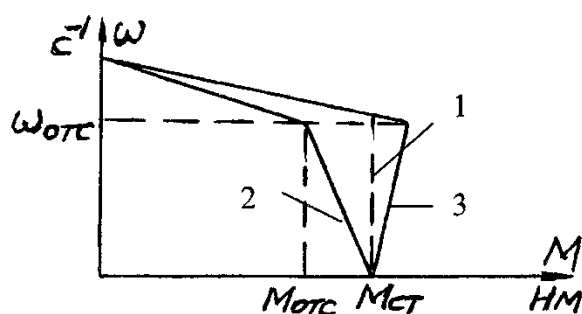


Рисунок 3.17 – Экскаваторная механическая характеристика

В результате возникновения динамических нагрузок, при режиме стопорения происходит увеличение максимальных нагрузок на элементы привода. Величина динамического коэффициента характеризует отношение максимальной нагрузки к статической установившейся нагрузке:

$$K_{дин} = \frac{M_{12, макс}}{M_{ст}} = 1 + \omega_{нач} \frac{\sqrt{J_1 \cdot C_{12}}}{M_{стоп}} \quad (3.2)$$

Величина скорости $\omega_{нач}$, значение момента инерции J_1 , а также величина жесткости рабочего механизма C , определяет перегрузки. Причем перегрузка будет расти с увеличением значений этих параметров. Затухание колебаний будет осуществляться эффективнее за счет уменьшения коэффициента отсечки $K_{от}$.

Необходимо провести качественную оценку систем и сравнить результаты для получения наиболее подходящего вида характеристик:

1. Система с контуром обратной связи по току;
2. Система с контуром обратной связи по скорости;

3. Двухконтурная система подчиненного регулирования:

Для оценки качества процессов были составлены модели системы управления для двигателя постоянного тока (рисунки 3.18, 3.19, 3.20), так как это является более простым и наглядным в исполнении. После моделирования предложенных выше систем, были получены сравнительные графики переходных процессов при разных настройках регуляторов скорости/тока, представленные на рисунках 3.21, 3.22, 3.23. В качестве исследуемого объекта применялся электродвигатель Д12, характеристики которого представлены в таблице 3.1

Таблица 3.1 – Характеристики электродвигателя Д12

Тип	R_n , Вт	$R_{я}$, Ом	$J_{дв}$, кгм ²	n_{max} , об/мин	I_n , А	n_n , об/мин	Φ_n , Вб	r_b , Ом	I_b , А
Д12	2400	1,63	0,05	3600	14	1230	0,49	260	0,7

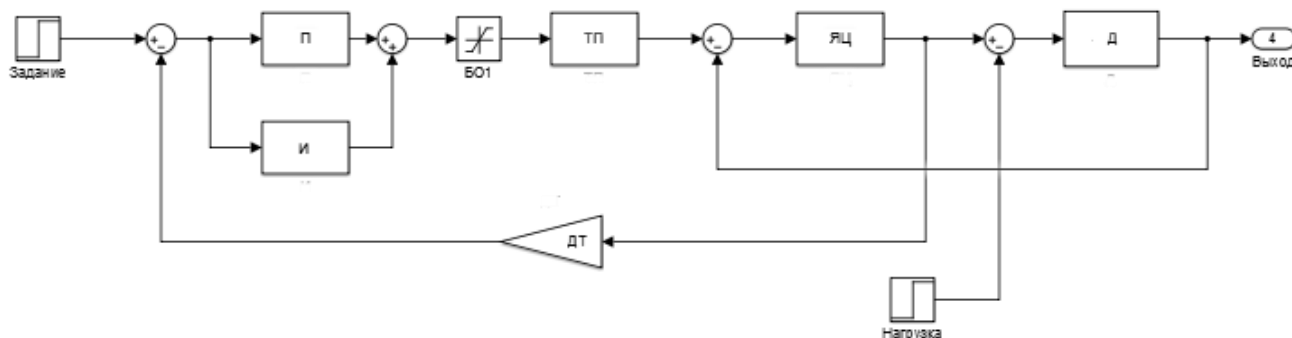


Рисунок 3.18 – Структурная схема системы с обратной связью по току якоря

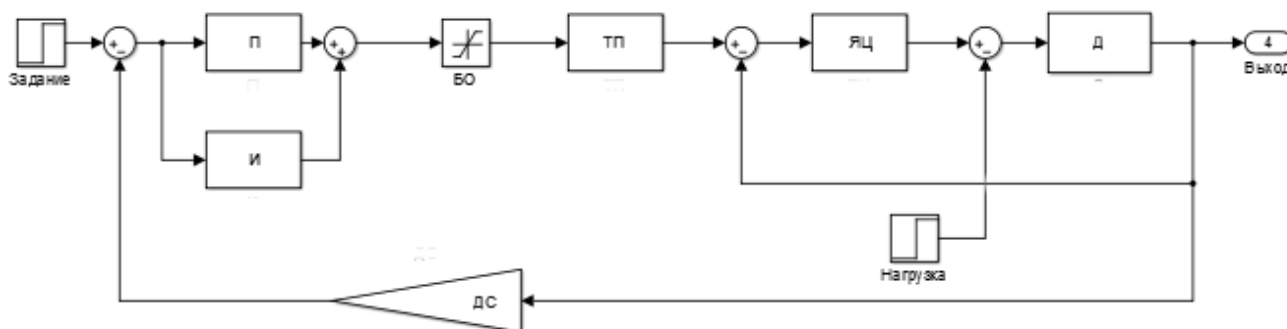


Рисунок 3.19 – Структурная схема системы с обратной связью скорости двигателя

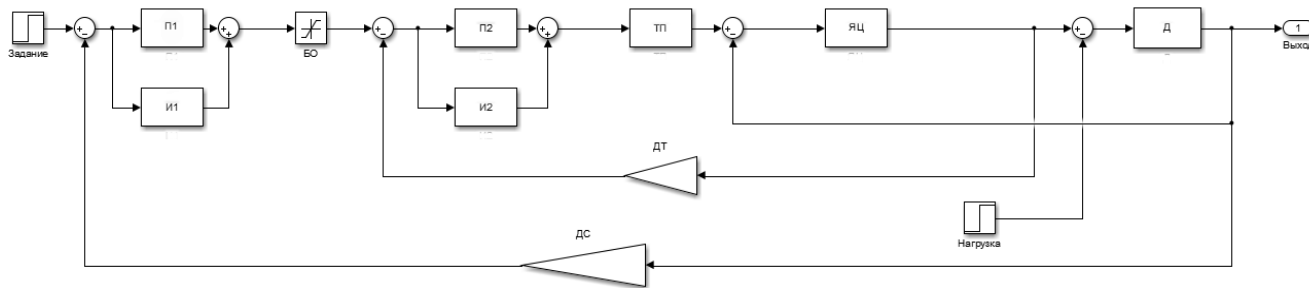


Рисунок 3.20 – Структурная схема двухконтурной системы подчиненного регулирования

Обозначение на рисунка 3.17, 3.18, 3.19: П, И – пропорциональный и интегральный каналы регуляторов; ТП – тиристорный преобразователь; ЯЦ – якорная цепь; Д – двигатель; ДТ – датчик тока; ДС – датчик скорости; Задание – задающий сигнал; Нагрузка – задающий сигнал статической нагрузки.

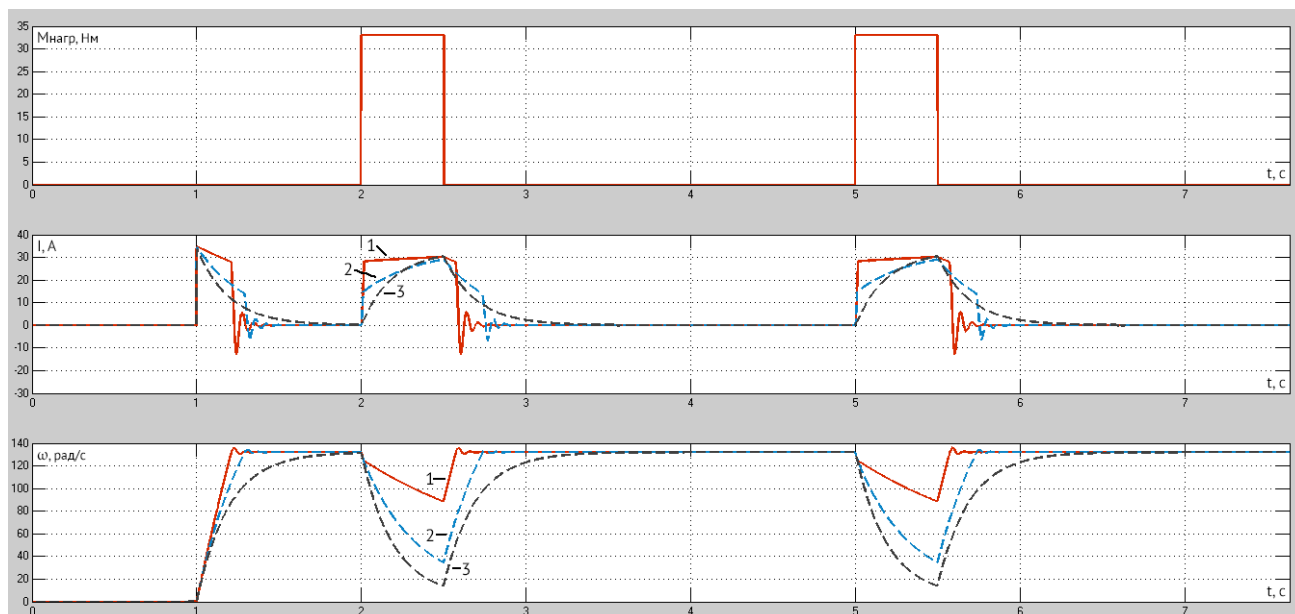


Рисунок 3.21 – Графики переходных процессов тока якоря и скорости двигателя при броске момента нагрузки в системе с ООС по току якоря с параметрами регулятора: 1 – $K_{\Pi} > 3$; 2 – $K_{\Pi} = 2$; 3 – $K_{\Pi} < 1$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

На рисунке 3.21 представлены переходные процессы в системе управления с контуром отрицательной обратной связи по току якоря. Для данного типа структурной схемы было произведено три эксперимента с различными коэффициентами пропорционального канала регулятора тока. Из рисунка видно, что благодаря изменению пропорционального канала регулятора тока происходит изменение статической и динамической просадки скорости. Это говорит о возможности демпфирования ударной нагрузки ввиду того, что ток якоря нарастает более плавно.

С другой стороны такая структура имеет один очевидный минус. При снижении коэффициента пропорционального канала регулятора тока якоря демпфирование происходит лучше, но при этом увеличивается просадка по скорости, а также время ее восстановления. Все это приводит к уменьшению производительности за счет скоростных просадок.

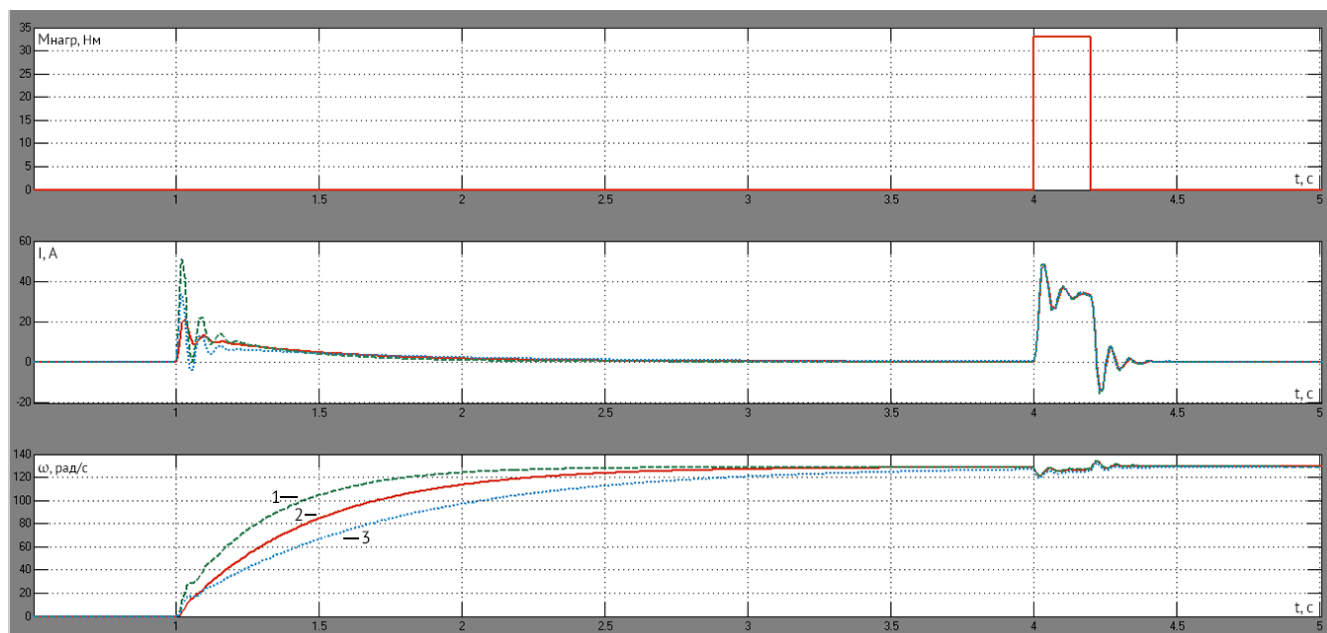


Рисунок 3.22 – Графики переходных процессов тока якоря и скорости двигателя при броске момента нагрузки в системе с ООС по скорости

На следующем этапе была рассмотрена система с отрицательной обратной связью по скорости. В данном случае не удалось получить приемлемого результата ввиду малой мощности электропривода. Действительно,

электродвигатели малой мощности обладают малыми показателями электромагнитной и механической инерции, как следствие обладают высокими показателями по быстродействию. Указанные обстоятельства приводят к тому, что в рассматриваемых режимах наблюдаются значительные броски тока якоря.

Учитывая, что ключевой задачей данного исследования является обеспечения демпфирования ударных нагрузок, можно заключить, что без контура тока данная задача в замкнутых системах невыполнима.

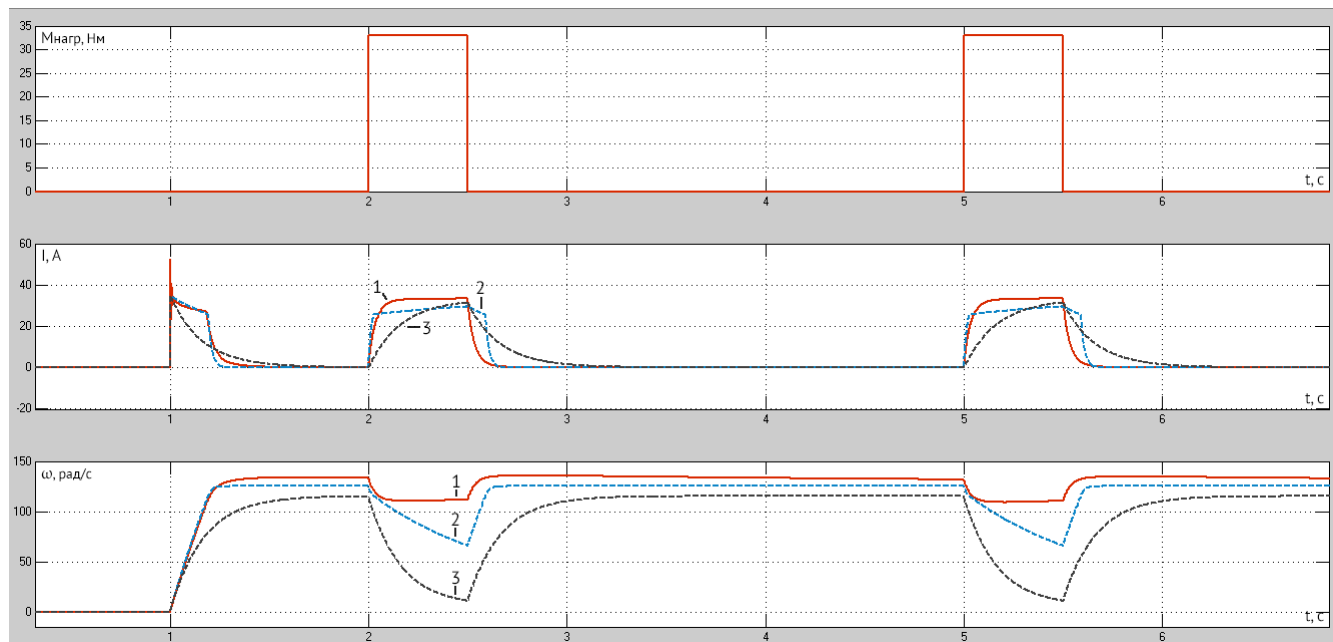


Рисунок 3.23– Графики переходных процессов тока якоря и скорости двигателя при броске момента нагрузки в замкнутой двухконтурной системе:

1 – Система с ПИ регуляторами; 2 – Система с П регуляторами и жесткой характеристикой; 3 – Система с П регуляторами и мягкой характеристикой

На рисунке 3.23 видно, что система с П-регуляторами скорости и тока, с мягкой механической характеристикой позволяет уменьшить амплитуду и скорость нарастания нагрузки намного лучше, чем система с жесткой характеристикой с П-регуляторами или ПИ-регуляторами.

На основании алгоритмов, рассмотренных для разомкнутых систем управления, работающих на ударную нагрузку, перспективным видится применение систем с переменной структурой. В таких системах при появлении

ударной нагрузки регулятор скорости размыкается или переходит на мягкую механическую характеристику, что позволяет уменьшить темп нарастания нагрузки. После снятия нагрузки контур скорости восстанавливается с целью скорейшего восстановления заданного значения скорости вращения электропривода.

Для оценки системы (рисунок 3.24) была составлена модель системы управления электропривода по схеме двухконтурного подчиненного регулирования с переменными коэффициентами регуляторов в зависимости от статической нагрузки.

В данной системе датчиком срабатывания переменной структуры выступает релейный элемент (ДН). Данное звено, при превышении установленной нагрузки, взаимодействует на ключи (Ключ 1, Ключ 2). Которые в свою очередь переключают звенья ПИ-регуляторов тока и скорости П2-И2 и П4-И4 на П-регуляторы П1, П2, для изменения наклона механической характеристики. При уменьшении нагрузки, происходит противоположные действия и восстановление характеристики в исходное состояние.

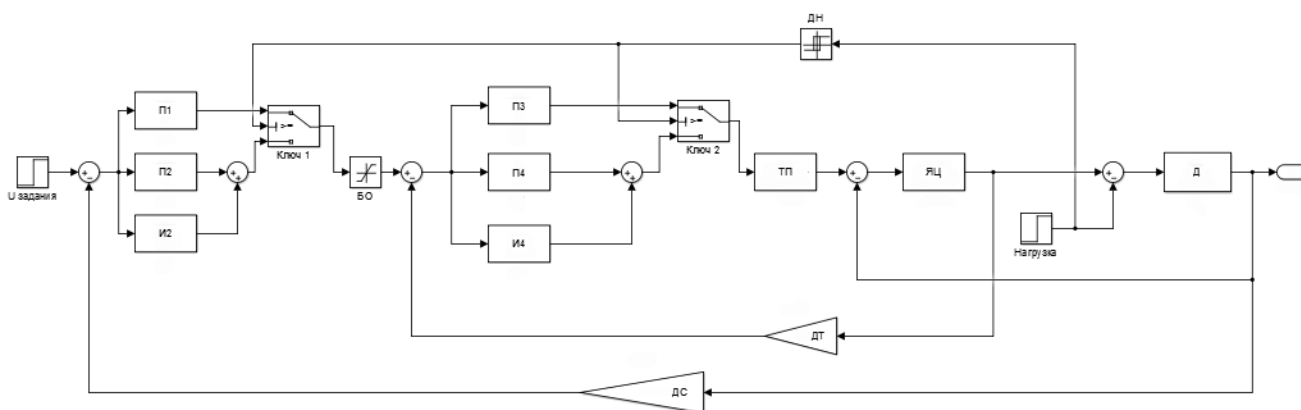


Рисунок 3.24 – Структурная схема системы с переменными коэффициентами регуляторов

Результаты моделирования представлены на рисунке 3.25.

Как видно из рисунка, система с переменной структурой (3) обрабатывает скачек момента и ограничивает нарастание нагрузки, демпфируя её. Ограничение статического момента происходит в лучшей степени, чем обычная двухконтурная система с П-регуляторами. При этом происходит падение скорости и дальнейшее её восстановление до номинального значения с небольшим отставанием от системы с ПИ-регуляторами (1) тока и скорости.

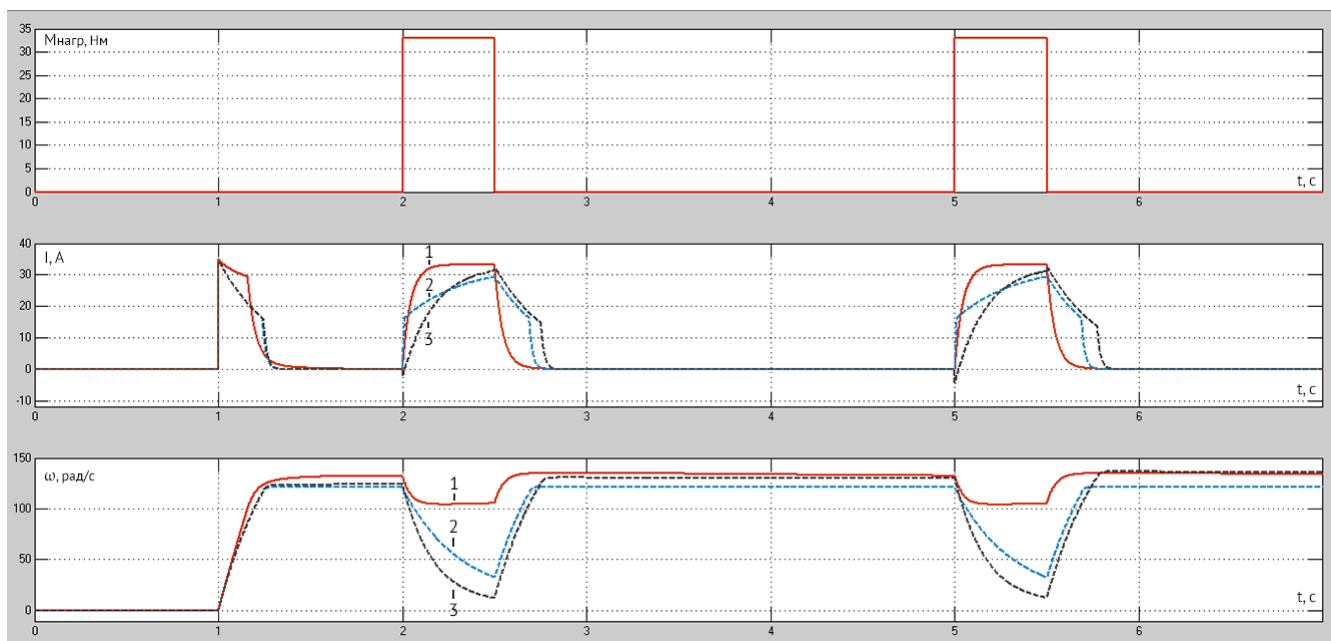


Рисунок 3.25 – Переходные процессы тока якоря и скорости двигателя при броске момента в системе с переменной структурой регуляторов

3.3 Выводы по разделу три

1. Показано, что демпфирование ударных нагрузок методами внутренних возможностей электропривода можно произвести абсолютно для любого типа электропривода.

2. Вне зависимости от типа регулирования координат электропривода наибольшую эффективность для демпфирования ударных нагрузок показали системы с переменной структурой.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной научной работе были рассмотрены несколько основных типов механизмов, работающих на ударную нагрузку. Необходимо отметить, что режим работы и характер ударной нагрузки у данных механизмов отличается и имеет свои особенности. В главе 1 было приведено описание режимов работы, конструкции машин, а также рассмотрены и описаны типы возникающих ударных нагрузок.

В главе 2 был описан выбор основных элементов электропривода. Из-за особенностей механизмов, имеющих случайный характер нагрузки, невозможны стандартные методы эквивалентирования для выбора мощности электродвигателя. В связи с этим упор был сделан именно на эти механизмы. Были представлены расчеты мощности двигателя на основании эмпирических формул и аналитические выводы по данным формулам. Также было произведено сравнение расчетов параметров маховика для двух типов электроприводов: маховиковых и работающих со случайной нагрузкой.

На основании полученной информации, работы механизмов, в главе 3 были предложены методы демпфирования ударных нагрузок. К таким методам относятся механические и технические решения.

Были изложены механические решения, путем увеличения момента инерции электропривода, а также путем установки механизмов, ограничивающих момент нагрузки проскальзыванием механических соединений.

Из технических решений были представлены: ограничение нагрузок в ЭП с параметрическим управлением; ограничение в ЭП с регулируемым источником питания, где были описаны виды задатчиков интенсивности, их характеристики и применение на основании данных полученных из серии экспериментов; ограничение в замкнутых ЭП, где на примере ДПТ были представлены результаты моделирования замкнутых систем и предложено решение системы с переменными коэффициентами регуляторов в контурах тока и скорости.

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		65

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Васев Е.В. Автоматизированный электропривод дробилок для линии производства щебня. - Челябинск: ЮУрГУ, 2017. –44 с.

2 Оборудование для переработки сыпучих материалов: учебное пособие / В.Я. Борщев, Ю.И. Гусев, М.А. Промтов, А.С. Тимонин. – М. : «Издательство Машиностроение-1», 2006. – 208 с.

3 Борщев, В.Я. Оборудование для переработки сыпучих материалов: учебное пособие / В.Я. Борщев, Ю.И. Гусев, А.С. Тимонин. – М.: «Издательство Машиностроение-1», 2008. – 208 с.

4 Лошкарёв, А. Б. Процессы в производстве строительных материалов: учебное пособие / А.Б. Лошкарёв, В.Б. Пономарев, А.Н. Калинин. – Екатеринбург.: Изд-во ГОУ ВПО, 2008. – 52 с.

5 Методические указания по курсовому проектированию /сост. В.Б. Пономарев, А.Б. Лошкарёв –Екатеринбург: Изд. ГОУ-ВПО УГТУ-УПИ, 2008, 71с.

6 Г. Б. Онищенко, М. И. Аксенов, В. П. Грехов, М. Н. Зарицкий, А. В. Куприков, А. И. Нитиевская (под общей редакцией Г. Б. Онищенко) Автоматизированный электропривод промышленных установок. - М.: РАСХН - 2001. – 520 с.

7 Бездатчиковый электропривод подъемно-транспортных механизмов. – <https://elibrary.ru/item.asp?id=15248421>(дата обращения: 12.06.2019)

8 Филимонов С.И. Разработка модели двухступенчатого зависимого задатчика интенсивности // Universum: технические науки: электрон. Научн. Журн. 2016. №1 (23). URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2885> (дата обращения: 12.06.2019)

9 Система подчиненного регулирования с двигателем постоянного тока. – <https://studfiles.net/preview/6216955/page:6/> (дата обращения: 12.06.2019)

					<i>ЮУрГУ-13.04.02.2019.156.01ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		66