

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра технологии машиностроения,
металлообрабатывающих станков и комплексов

А.Г. Кравцов

ПОСТРОЕНИЕ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Рекомендовано к изданию Редакционно – издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Оренбургский государственный университет» в качестве методических указаний для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по направлениям подготовки 151900.62 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств и 221000.62 Мехатроника и робототехника

Оренбург

2013

УДК 62 – 83 (076.5)

ББК 31.291 я 7

К 78

Рецензент – кандидат технических наук, доцент В.В. Денисов

Кравцов, А.Г.

К 78

Построение структурных схем механической части электропривода: методические указания к лабораторной работе / А.Г. Кравцов; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2013. – 39 с.

Методические указания рекомендуется использовать при выполнении лабораторных работ по дисциплине «Транспортно-накопительные системы и промышленные роботы» для студентов направления подготовки 151900.62 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств по профилю подготовки «Металлообрабатывающие станки и комплексы» и направления подготовки 221000.62 Мехатроника и робототехника по профилю подготовки «Мехатроника» квалификации бакалавр.

УДК 62 – 83 (076.5)

ББК 31.291 я 7

© Кравцов А.Г., 2013

© ОГУ, 2013

Содержание

	стр
1 Цель лабораторной работы.....	4
2 Общие положения.....	4
3 Расчетные схемы механической части приводов.....	5
3.1 Параметры движения элементов механических систем.....	5
3.2 Составление приведенных расчетных схем.....	7
3.3 Преобразование расчетных схем.....	15
4 Структурные схемы механической части.....	29
4.1 Уравнения движения электропривода.....	29
4.2. Механическая часть электропривода как объект управления...	32
5 Вопросы для самоконтроля.....	36
6 Порядок выполнения работы.....	36
7 Содержание отчета	37
8 Варианты заданий.....	37
Список использованных источников.....	39

1 Цель лабораторной работы

Приобретение практических навыков составления расчетных и структурных схем механической части приводов технологического оборудования машиностроительных производств.

2 Общие положения

Анализ динамических особенностей механической системы (части электропривода любого технологического оборудования) как объекта управления производят, используя методы теории автоматического управления. Основу анализа составляют их структурные схемы, получаемые в результате целого ряда преобразований реальной системы, направленных на получение адекватной ее модели.

Структурная схема составляется в соответствии с основным уравнением движения электропривода, которое зависит от получаемой приведенной расчетной схемы и ее параметров. Структурные схемы одномассовой, двухмассовой и трехмассовой приведенных расчетных схем систем с вращательным движением представлены на рисунке 1. Для поступательно движущихся систем составляются аналогичные структурные схемы, по соответствующим уравнениям движений.

Определение передаточных функций, написание характеристических уравнений, определение их корней, построение амплитудно-фазовых, амплитудно-частотных, фазо-частотных и логарифмических амплитудно-частотных характеристик, с последующим их анализом позволяет определить динамические свойства системы как объекта управления.

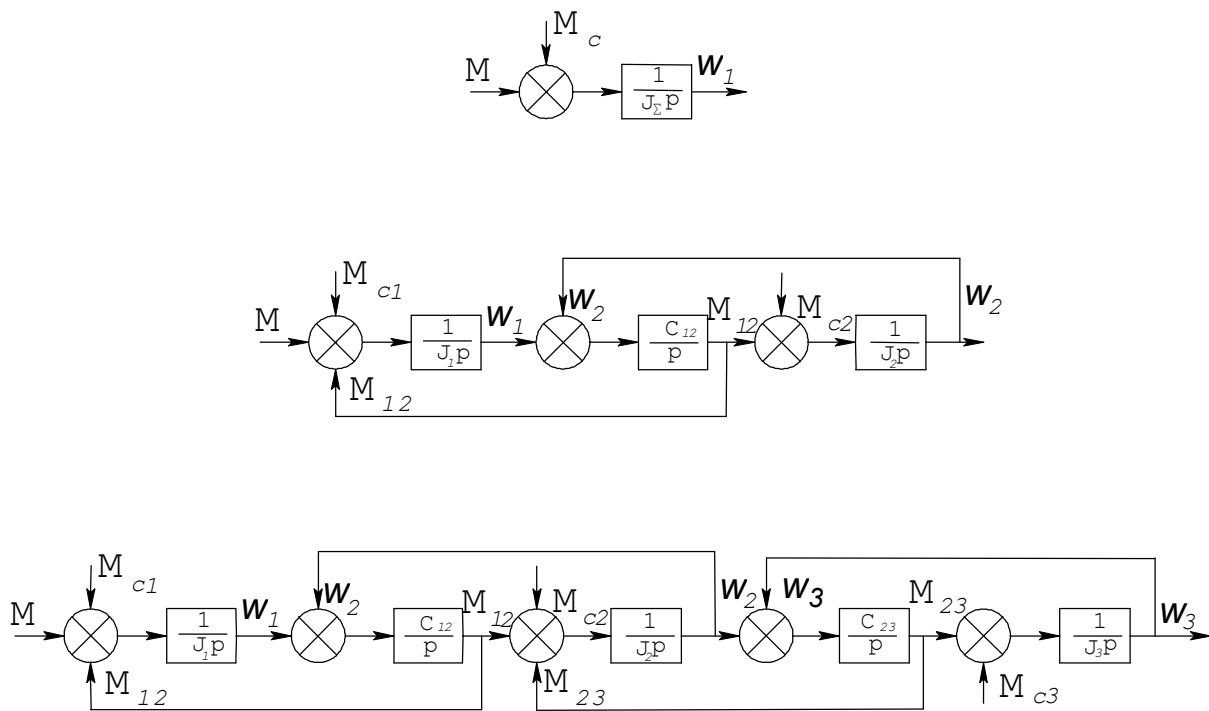


Рисунок 1 – Структурные схемы одномассовой, двухмассовой и трехмассовой приведенных расчетных схем

3 Расчетные схемы механической части приводов

3.1 Параметры движения элементов механических систем

Механическая часть привода, как правило, представляет собой сложную систему, движущихся элементов источника движения, передаточного устройства и исполнительных механизмов, которые характеризуются массами и моментами инерции и жесткостью связей между ними. Эти элементы связаны между собой упругими звеньями, такими как цепи, ремни, валы и т. д., которые обладают жесткостью.

Движения связанных элементов механической части электромеханической системы могут иметь различные параметры, так как при деформации уп-

ругих звеньев внутренним трением обусловлена диссипация механической энергии. Кроме того, элементы механической системы могут совершать движения различного вида (вращательное и поступательное). Не следует забывать и о зазорах имеющихся в соединениях элементов. Определяющее влияние на движение системы оказывают наибольшие массы (моменты инерции) и наименьшие жесткости (наибольшие податливости) связей. По этой причине первым этапом подготовки к синтезу или анализу механической части системы является замена реальной механической системы динамически эквивалентной приведенной расчетной схемой, учитывающей возможность пренебрежения жесткостью достаточно жестких механических связей и приближенного учета влияния малых движущихся масс.

В соответствии с законами механики параметры поступательного и вращательного видов механического движения одни и те же – это силовое воздействие, перемещение, скорость, ускорение и рывок. Для вращательного движения силовым воздействием является момент силы, обозначаемый символом « M » и измеряемый в $H \cdot m$. Перемещение представляет собой угол поворота (угловое перемещение) – « φ », измеряемое радианами (рад). Угловая скорость, обозначаемая « ω », определяется как первая производная углового перемещения по времени и измеряется в $рад/с$. Для обозначения ускорения при вращательном движении используют символ « ϵ ». Находят его как первую производную по времени от угловой скорости или как вторую производную от углового перемещения. Измеряется оно в $рад/с^2$. Рывок представляет собой третью производную от « φ » в соответствующем измерении. Для его обозначения используют символ « r_{ϵ} », где индекс « ϵ » свидетельствует о соответствии вращательному движению.

Для описания поступательного движения используют понятие силы « F », измеряемой в ньютонах, линейное перемещение – « x », единица измерения которого – метры, а так же линейные скорость « v », ускорение « a » и рывок « r_{λ} » соответственно.

Различие свойств элементов механической части приводов определяет

различие запасаемой ими в процессе движения энергии, что отражается характеризующими их параметрами. Инерционные элементы запасают кинетическую энергию и характеризуются моментом инерции « J » при вращательном движении и массой « m » при – поступательном.

Упругие элементы системы, деформация которых подчиняется закону Гука, запасают потенциальную энергию. Характеризуются такие элементы коэффициентом жесткости при растяжении или сжатии $c_l \frac{H}{m}$, или коэффициентом жесткости при кручении $c_{кр} \frac{H \cdot m}{рад}$.

В некоторых случаях при выполнении расчетов используют, так называемую, податливость, величину обратно пропорциональную жесткости: $l_{кр} = \frac{1}{c_{кр}}$ и $l_l = \frac{1}{c_l}$ [1].

3.2 Составление приведенных расчетных схем

Для анализа (или синтеза) механической части привода, а говоря точнее, электромеханической системы реальные механизмы, кинематические схемы которых приведены на рисунках 2 и 3, заменяют динамически эквивалентными, расчетными схемами, изображенными на рисунках 4 и 5, соответственно, из которых затем получают приведенные расчетные схемы. Расчетная схема представляет собой совокупность дискретных (сосредоточенных) инерционных элементов, соединенных между собой упругими связями и должна иметь такой же энергетический запас, как и реальная (описываемая) механическая система. Под дискретным инерционным элементом, в данном случае, следует понимать тело, обладающее инерцией, податливостью которого можно пренебречь. Под упругой же связью понимают упругое звено, массой (или моментом инерции) которого можно пренебречь. Иными словами это невесомые упругие связи с

постоянным коэффициентом жесткости и линейной восстанавливающей силой.

Результатом деформации упругих связей (звеньев) является рассеяние механической энергии, обусловленное участием в процессе сил внутреннего трения, пропорциональных разности скоростей соседних дискретных элементов системы.

Составление приведенных расчетных схем механической части, начинается с расчета моментов инерции и податливостей движущихся элементов и связей между ними. Моменты инерции тел определяются их геометрией, размерами и плотностью материала, из которого они изготовлены. Расчет моментов инерции производят по известным законам механики.

Жесткости связей, соединений и различного рода передач выбирают из соответствующей справочной литературы.

После окончания расчета строится полная расчетная схема. При этом реальные инерционные элементы изображаются прямоугольниками, площади которых пропорциональны численным значениям их моментов инерции при вращательном движении или массам – при поступательном. Упругие элементы, соединяющие инерционные элементы, заменяют связями в виде отрезков прямых, длина которых обратно пропорциональна их жесткости.

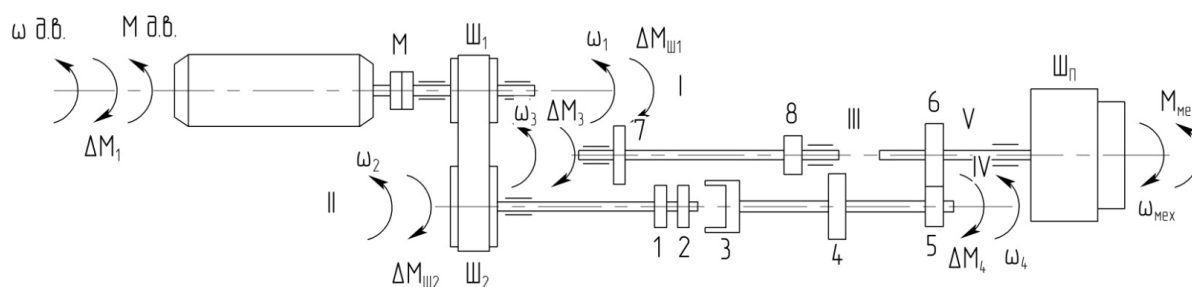


Рисунок 2 – Кинематическая схема механической системы привода главного движения металлорежущего станка

Далее производят пересчет сил, моментов, масс, моментов инерции и других параметров движения элементов системы по отношению к элементу, движение которого интересует. Эта процедура пересчета называется приведением, пересчитанные параметры – приведенные, а элемент, к которому выполняется приведение – элемент приведения.

Процедура приведения обусловлена необходимостью учёта взаимного влияния на движение друг друга всех связанных между собой дискретных элементов механической системы. Как правило, приведение осуществляют либо к валу двигателя, либо к исполнительному органу. Хотя могут быть и другие варианты приведения, определяемые целями исследования. Точнее говоря, приведение выполняется, как принято говорить, к одной связи, так как в приведенной расчетной схеме все инерционные элементы, осуществляя один вид движения, располагаются на какой-нибудь одной упругой связи. В приведенной расчетной схеме все инерционные элементы совершают один вид движения. Приводят параметры дискретных инерционных элементов, исходя из равенства кинетических энергий исходного и приведенного элементов. Параметры упругих связей приводят, основываясь на равенстве потенциальных энергий. В основу приведения моментов и сил положено равенство мощностей.

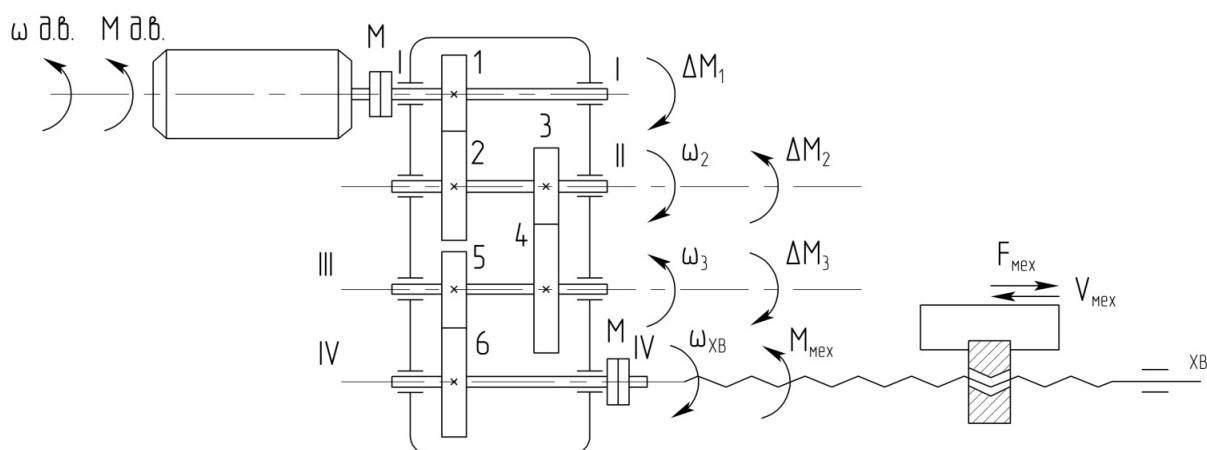


Рисунок 3 – Кинематическая схема механической системы привода движения подачи металлорежущего станка

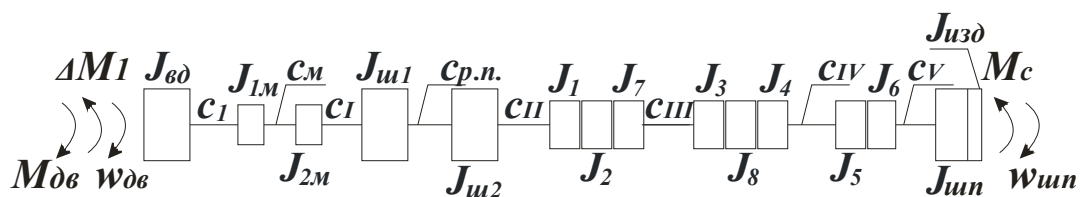


Рисунок 4 – Расчетная схема механической системы привода движения подачи металлорежущего станка

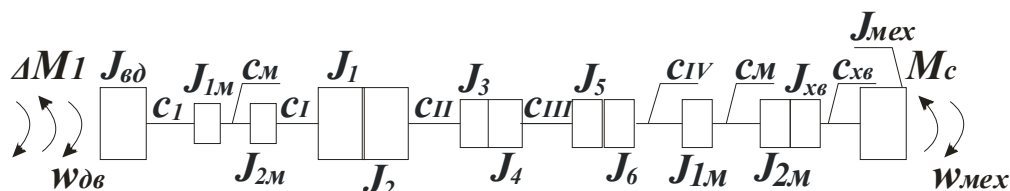


Рисунок 5 – Расчетная схема механической системы привода движения подачи металлорежущего станка

Формулы приведения, необходимые для построения расчетных схем k -го звена, совершающего вращательное движение, и для q -го звена, совершающего поступательное движение, сведены в таблицу 1[2].

В таблице приняты обозначения: i_k - передаточное число передач, установленных между валом, к которому приводится движение, и валом k -того вращательного элемента; ρ_{npq} - радиус приведения q -того движущегося поступательно элемента к валу приведения.

Для определения радиуса приведения используют следующие выражения. Для устройства, преобразующего вращательное движение в поступательное, типа колесо – опора, шестерня – рейка, звездочка – цепь, шкив – канат, барабан – канат

$$\rho_{npq} = \frac{D}{2 \cdot i_q}, \quad (1)$$

для ходового винта

$$\rho'_{npq} = \frac{h}{2 \cdot \pi \cdot i_q}, \quad (2)$$

где D - диаметр обода колеса, шкива, барабана делительной окружности шестерни, звездочки, м;

h - шаг резьбы ходового винта, м;

i_q - передаточное отношение передач между валом приведения и валом колеса барабана, звездочки и т.п.;

ρ_{npk} – радиус приведения k -го вращательного элемента к поступательно движущемуся элементу (определяется аналогично ρ_{npq}).

Для пояснения процедуры приведения воспользуемся примером. С этой целью рассмотрим подъем груза при помощи подъемной лебедки с электроприводом, механическая система которой изображена на рисунке 6. Приведение будем выполнять к валу двигателя. Для большей наглядности упростим процедуру условием, что связи полумуфт между собой, муфт и зубчатых колес с валами, на которых они расположены, а так же жесткости входного и выходного валов редуктора и вала барабана настолько велики, что ими можно пренебречь, т.е. их можно считать абсолютно жесткими.

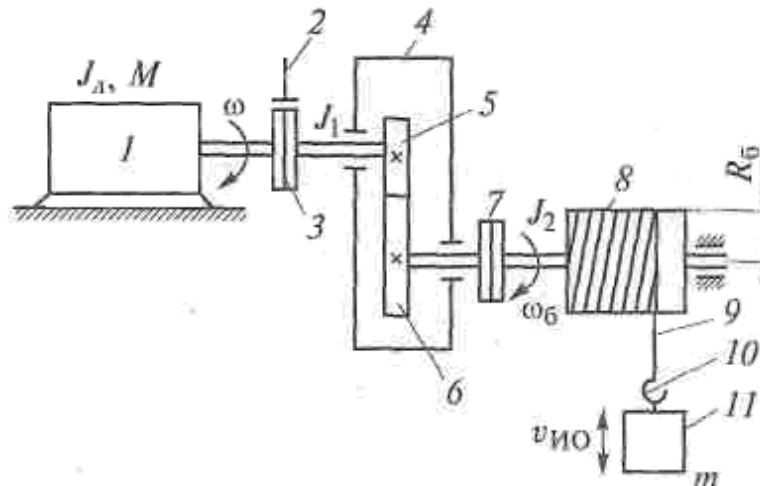
Таблица 1 – Приведение параметров расчетных схем

К вращательной	К поступательной
$\varphi_{npk} = \varphi_k i_k; \quad \varphi_{npq} = \frac{x_q}{\rho_{npq}}$	$x_{npk} = \varphi_k \rho_{npk}$
$\omega_{npk} = \omega_k i_k; \quad \omega_{npq} = \frac{v_q}{\rho_{npq}}$	$v_{npk} = \omega_k \rho_{npk}$
$\varepsilon_{npk} = \varepsilon_k i_k; \quad \varepsilon_{npq} = \frac{a_q}{\rho_{npq}}$	$a_{npk} = \varepsilon_k \rho_{npk}$
$J_{npk} = \frac{J_k}{i_k^2}; \quad J_{npq} = m_q \rho_{npq}^2$	$m_{npk} = \frac{J_k}{\rho_{npk}^2}$
$c_{кр. npk} = \frac{c_{кр. k}}{i_k^2}; \quad c_{кр. npq} = c_{лq} \rho_{npq}^2$	$c_{л. npk} = \frac{c_{кр. k}}{\rho_{npk}^2}$
$M_{np. k} = \frac{M_k}{i_k}; \quad M_{npq} = F_q \rho_{npq}$	$F_{npk} = \frac{M_k}{\rho_{npk}}$

Рассматриваемая схема характеризуется следующими параметрами:

- момент инерции двигателя $J_D = 0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- момент инерции муфты и зубчатого колеса 5 $J_1 = 0,02 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- момент инерции зубчатого колеса 6, муфты 7 и барабана 8 $J_2 = 2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- масса поднимаемого груза $m = 1000 \text{ кг}$;

- барабан имеет радиус $R_6=1,15$ м;
- зубчатые колеса 5 и 6 имеют 14 и 86 зубьев, соответственно;
- КПД редуктора $\eta_p = 0,97$;
- КПД барабана лебедки $\eta_6 = 0,96$.



1 – электродвигатель; 2 – тормоз; 3 – муфта; 4 – одноступенчатый цилиндрический редуктор: 5 и 6 – прямозубые цилиндрические колеса; 7 – муфта; 8 – барабан подъемной лебедки; 9 – трос; 10 – крюк; 11 – груз.

Рисунок 6 – Схема привода подъемной лебедки

Итак, полная расчетная схема будет иметь вид, представленный на рисунке 7.

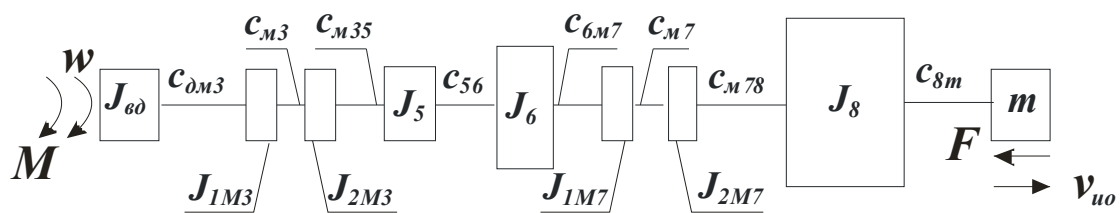


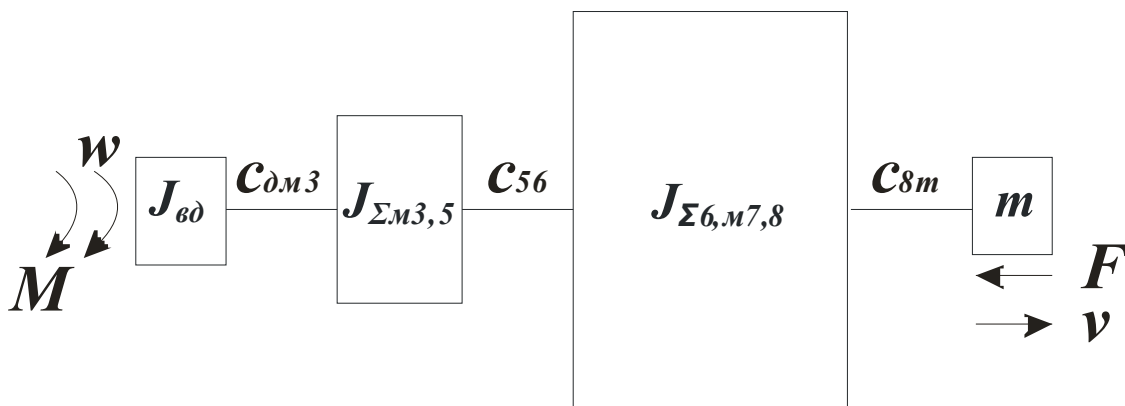
Рисунок 7 – Расчетная схема механической части привода подъемной лебедки

В данной расчетной схеме различные ее элементы не только движутся с различными скоростями, но совершают различные виды движения. Поэтому выполним приведение рассматриваемой схемы, как было оговорено выше, к валу двигателя. Предварительно упростим схему с учетом оговоренной жесткости связей. Сначала схема примет вид, соответствующий представленному на рисунке 8.

Для выполнения операции приведения предварительно определяются передаточное отношение « i » передач от приводимого элемента до элемента, к которому выполняется приведение в направлении приведения, и радиус приведения « ρ ». В данном случае присутствует только одна передача с колеса 6 на колесо 5. Передаточное число в результате равно отношению их чисел зубьев

$$\frac{z_6}{z_5} = \frac{86}{14}, \quad (3)$$

$$\rho = \frac{v_{uo}}{w} = \frac{R_6}{i}. \quad (4)$$



$$J_{\Sigma 3,5} = J_{1м3} + J_{2м3} + J_5, \quad J_{\Sigma 6,м7,8} = J_6 + J_{1м7} + J_{2м7} + J_8$$

Рисунок 8 – Упрощенная расчетная схема механической части привода подъемной лебедки

Обозначим $J_{\Sigma 3,5} = J_1$ и $J_{\Sigma 6,м7,8} = J_2$. Определим приведенные значения суммарного момента инерции зубчатого колеса 6, муфты 7 и барабана лебедки 8 J_{2np} , момента инерции массы J_m поднимаемого груза m , момента силы M_F , скорости подъема $v - w_{np}$ и жесткости связи $c_{8m} - c_{np}$

$$J_{2np} = \frac{J_2}{i^2}, \quad (5)$$

$$J_m = m \rho^2, \quad (6)$$

$$w_{np} = \frac{v_{uo}}{\rho}, \quad (7)$$

$$M_F = \frac{F \rho}{\eta_\delta \eta_p}, \quad (8)$$

$$c_{np} = c_{8m} \rho^2. \quad (9)$$

С учетом полученных выражений приведенная расчетная схема будет иметь вид представленный на рисунке 9.

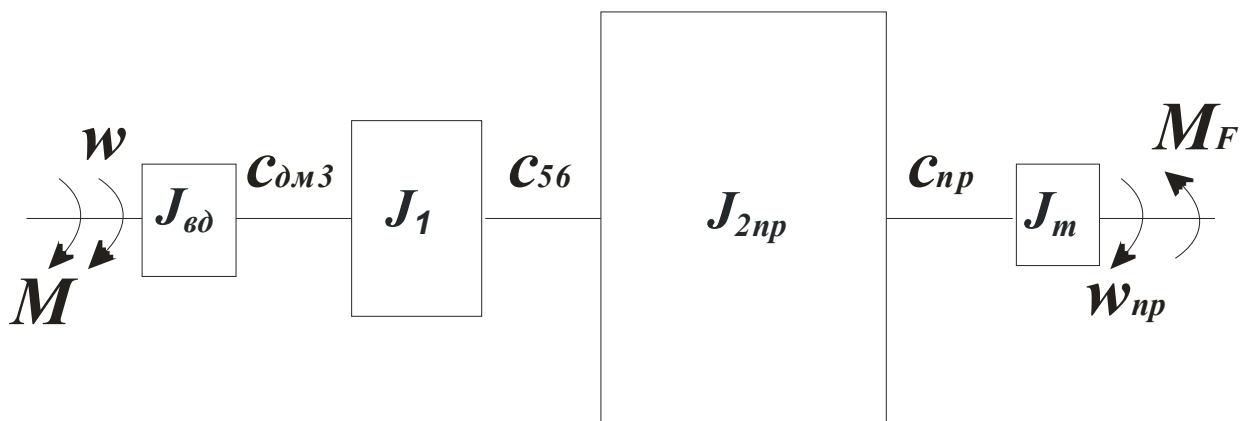


Рисунок 9 – Приведенная расчетная схема механической части привода подъемной лебедки

3.3 Преобразование расчетных схем

Как видно из приведенных расчетных схем, механическая часть электропривода представляет собой сложную систему, состоящую из значительного числа дискретных инерционных элементов (J или m), соединенных упругими связями C_{np} или $C_{д}$.

Исследование динамики таких систем затруднительно и не всегда рационально, так как динамические свойства механической части электропривода определяются, главным образом, низшими частотами. В связи с этим, применяют упрощение эквивалентных расчетных схем путем уменьшения числа дискретных инерционных элементов и упругих связей. Поэтому следующим этапом подготовки к анализу или синтезу является упрощение расчетных схем механической части, учитывающих возможность пренебрежения упругостью достаточно жестких механических связей и приближенного учета влияния малых движущихся масс.

Во всякой механической системе можно выделить характерные парциальные звенья двух типов [2]: рисунок 10 а - дискретный инерционный элемент с двухсторонними упругими связями; рисунок 10 б - два дискретных элемента с общей упругой связью. Схема замены звена типа «а» на звено типа «б» показана на рисунке 10 а и соответственно звена типа «б» на звено типа «а» – на рисунке 10 б.

Для того, чтобы «вставленное» парциальное звено оказывало на механическую систему такое же динамическое воздействие, как и «вынутое», необходимо соблюдение следующих отношений при замене звена типа «а» на звено типа «б», в соответствии с рисунком 10

$$l_{12k}^b = l_{k-1,k}^a + l_{k,k+1}^a, \quad (10)$$

$$J_{Ik}^{\delta} = J_k^a \frac{l_{k,k+1}^a}{l_{12k}^{\delta}}, \quad J_{IIk}^{\delta} = J_k^a \frac{l_{k-1,k}^a}{l_{12k}^{\delta}}, \quad (11)$$

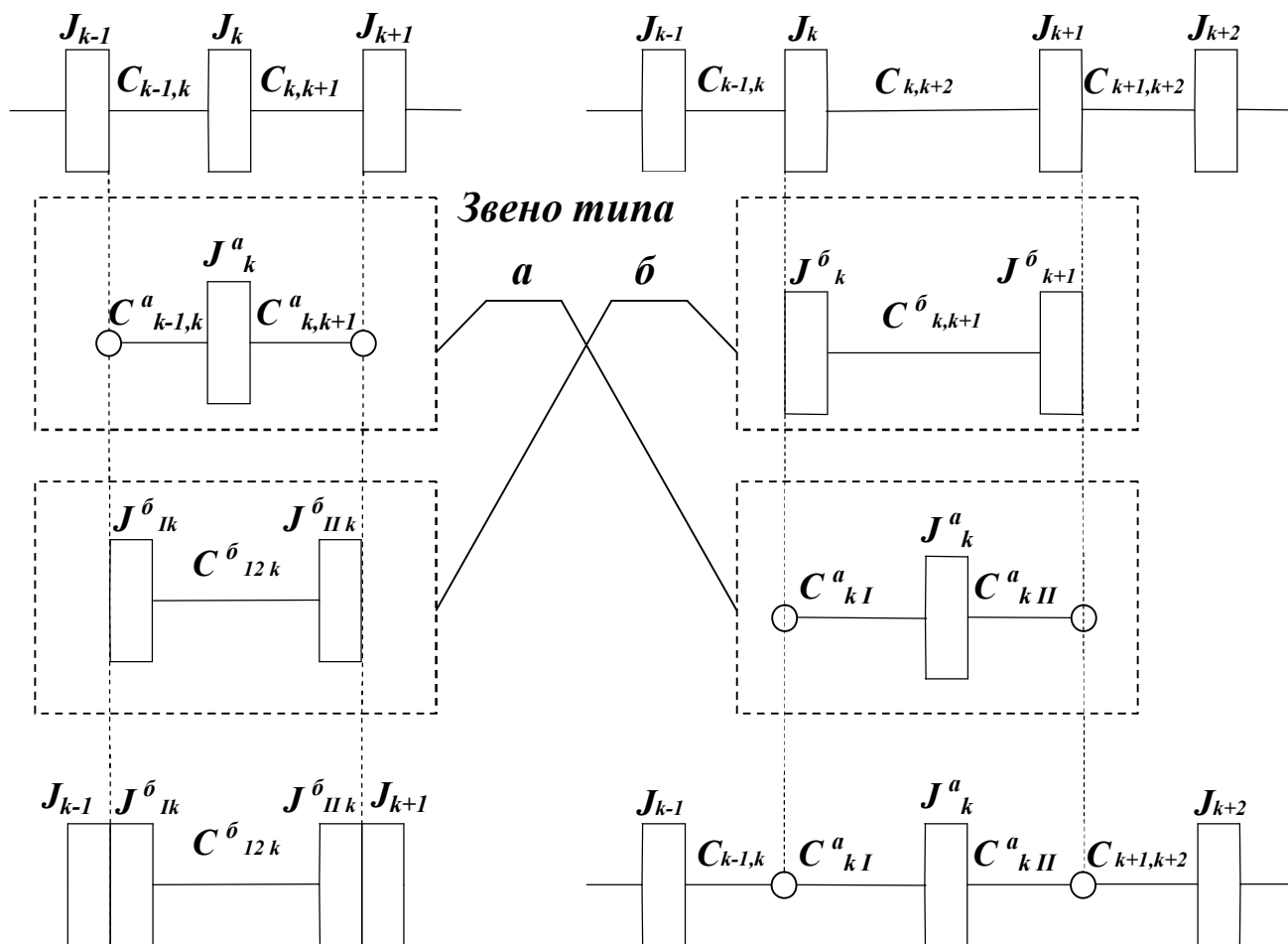


Рисунок 10 – Схемы замены частичных звеньев

$$m_{Ik}^{\delta} = m_k^a \frac{l_{k,k+1}^a}{l_{12k}^{\delta}}, \quad m_{IIk}^{\delta} = m_k^a \frac{l_{k-1,k}^a}{l_{12k}^{\delta}}, \quad (12)$$

и при замене звена типа «б» на звено типа «а», как показано на рисунке 10

$$J_k^a = J_k^{\delta} + J_{k+1}^{\delta}, \quad (13)$$

$$m_k^a = m_k^{\delta} + m_{k+1}^{\delta}, \quad (14)$$

$$l_{kI}^a = l_{k,k+1}^{\bar{o}} \frac{J_{k+1}^{\bar{o}}}{J_k^a}, \quad l_{kII}^a = l_{k,k+1}^{\bar{o}} \frac{J_k^{\bar{o}}}{J_k^a}, \quad (15)$$

здесь $l_i = \frac{1}{c_i}$ – податливость упругого звена.

После преобразования схем с парциальными звеньями жестко связанные дискретные инерционности, как видно из рисунка 10, образуют одну, характеризующую суммой их моментов инерции или масс, а соединенные последовательно упругие связи характеризуются суммой податливостей

$$J_I = J_{k-1} + J_{Ik}^{\bar{o}}, \quad J_{II} = J_{IIk}^{\bar{o}} + J_{k+1}, \quad (16)$$

$$m_I = m_{k-1} + m_{Ik}^{\bar{o}}, \quad m_{II} = m_{IIk}^{\bar{o}} + m_{k+1}, \quad (17)$$

$$l_I = l_{k-1,k} + l_{kI}^a, \quad l_{II} = l_{kII}^a + l_{k+1,k+2}. \quad (18)$$

Если парциальное звено является краевым, то при преобразовании звена типа «б» на звено типа «а» остается «свободный» упругий участок, имеющий жесткость $C_{I(II)}$ (соответственно податливость $l_{I(II)}^a$), который отбрасывают. При преобразовании звена типа «а» на звено типа «б» одна из масс преобразованной системы сливается с заделкой и ее исключают из рассмотрения.

При преобразовании звеньев типа «а» на практике часто имеет случаи, когда жесткость одной из упругих связей существенно больше жесткости другой, например

$$c_{k-1,k}^a \gg c_{k,k+1}^a, \quad (19)$$

или соответственно

$$l_{k-1,k}^a \ll l_{k,k+1}^a, \quad (20)$$

Тогда из формул (10) и (11) следует, что

$$l_{12k}^b \approx l_{k,k+1}^a, \quad (21)$$

$$J_{Ik}^b \approx J_k^a; \quad J_{IIk}^b \approx 0, \quad m_{Ik}^b \approx m_k^a; \quad m_{IIk}^b \approx 0, \quad (22)$$

т.е. рассматриваемая инерционность присоединяется к инерционности со стороны более жесткой упругой связи.

Обычно для приводов вполне удовлетворительное представление о динамических свойствах их механической части дает двухмассовая система, приведенная на рисунке 11 а. В ряде случаев при малых жесткостях упругих связей используют трехмассовую систему, показанную на рисунке 11 б. Во многих случаях жесткость связей столь велика, что механическая часть системы может быть представлена в расчетной схеме только в виде дискретного инерционного элемента без упругих связей, представленного на рисунке 11 в.

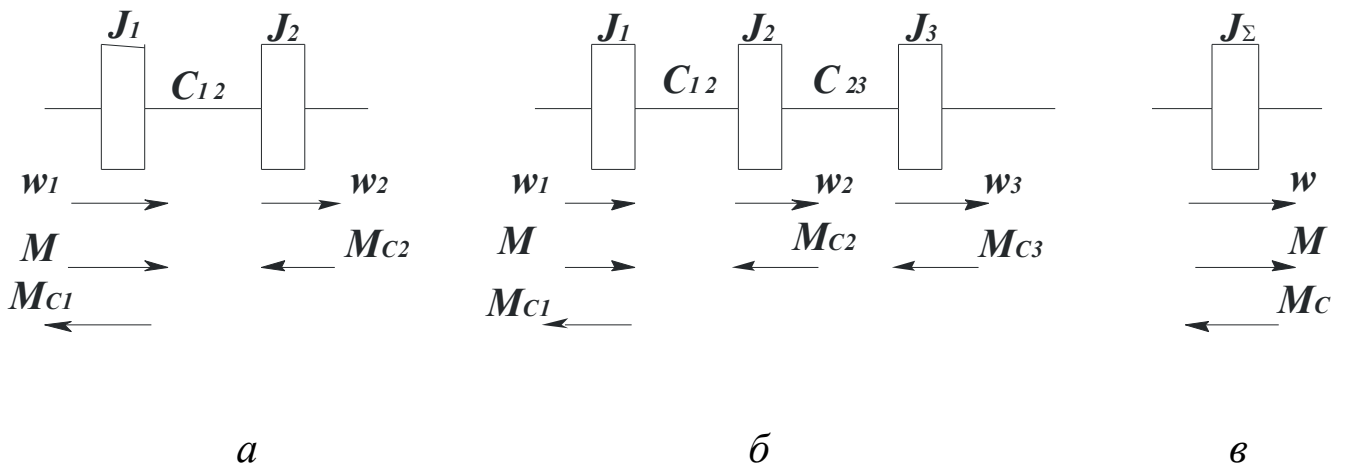


Рисунок 11 – Расчетные схемы механических систем с вращательным движением исполнительного органа: двухмассовая (а), трехмассовая (б) и одномассовая (в)

Кроме этих случаев, когда рассматриваются только однолинейные цепи, могут реально встречаться разветвленные цепи, как показано на рисунке 12 *а*.

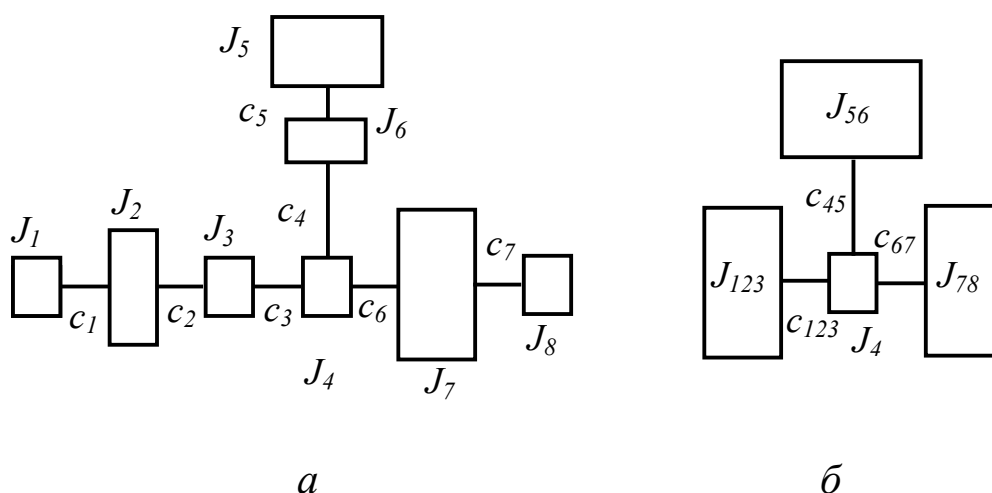


Рисунок 12 – Расчетная схема разветвленной цепи: *а*) до упрощения;
б) после упрощения

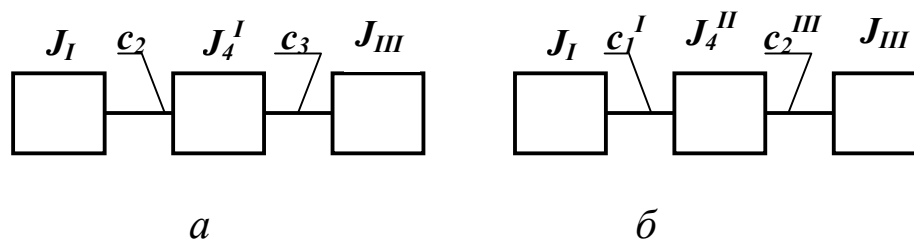
После упрощения схема принимает вид, показанный на рисунке 12 *б*. Для упрощения здесь возможно использовать не вышеприведенные способы по замене звена «*а*» звеном «*б*» или наоборот, а менее точный способ, также используемый практически. При этом способе все внутренние сосредоточенные моменты инерции прибавляют к близлежащим крайним, а податливости, стоящие между ними складывают

$$J_{In} = \sum_{i=1}^n J_i; \quad l_{In} = \sum_{i=1}^n l_i$$

Как можно поступить со схемой на рисунке 12 *б*? Здесь возможны варианты. Первый вариант – одна из связей абсолютно жесткая, например, $C_{123} = \infty$, тогда рисунок 12 *б* преобразуется, как показано на рисунке 13 *а*.

Возможен вариант, когда ни одна из связей не может быть принята абсолютно жесткой, тогда следует рассчитывать все возможные варианты упрощенных до однолинейных схем. Например, кроме случая 13 *а* необходимо было бы рассмотреть случай 13 *б*.

Рассмотрим возможные примеры преобразования кинематических схем в расчетные схемы вращательного движения и поступательного.



$$J_{II} = J_{56}; c_2 = c_{45}; J_4^I = J_4 + J_{123}; c_3 = c_{67}; J_{III} = J_{78}; J_4^{II} = J_4 + J^{II}$$

Рисунок 13 – Преобразованные схемы разветвленных цепей

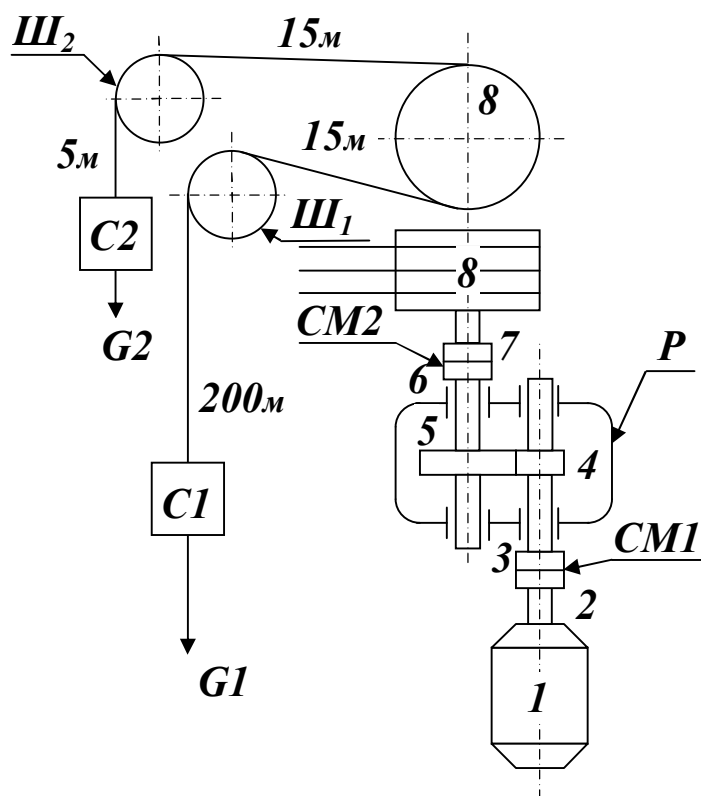
Составим расчетную схему механической части электропривода скиповой шахтовой подъемной установки, кинематическая схема которого приведена на рисунке 14, при нижнем положении загруженного скипа.

Элементы данной схемы имеют следующие параметры: передаточное число редуктора $i_p = 11.5$; КПД редуктора $\eta_p = 0,95$; диаметр барабана $D_6 = 6$ м; диаметр направляющихся шкивов $D_{III} = 5$ м; жесткость одного метра подъемного каната $c_n = 2 \times 10^8$ Н/м. Моменты инерции вращательно движущихся элементов установки J_i и жесткости механических связей c_i i -х элементов с $i + 1$ -ми элементами, представленных на рисунке 14, приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Параметры элементов установки

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$J_i, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	1575	32	32	72	60174	2650	2650	375000	17875
$c_i, (\text{Н}\cdot\text{м})/\text{рад}$	∞	$12,5 \cdot 10^6$	∞	∞	∞	$11 \cdot 10^8$	$19,8 \cdot 10^8$	–	–

Массы поступательно движущихся элементов загруженного скипа $m_1 = 10950$ кг; порожнего скипа $m_2 = 4950$ кг. Для простоты не учитываем распределенную массу каната, трение в подшипниках шкивов III_1 и III_2 , а также трение в направляющих скипов, которые при проектировании следует иметь в виду. Не будем учитывать и потери в самом двигателе.



1 - двигатель; *CM1*, *CM2* - соединительные муфты, представленные элементами 2 и 3, 6 и 7, соответственно; *P* – редуктор (представлен элементами 4 и 5); *Б* – барабан – элемент 8; *Ш1*, *Ш2* - направляющие шкивы; *C1*, *C2* – скипы.

Рисунок 14 - Кинематическая схема двухконцевой шахтной подъемной установки

Выполним приведение параметров движения всех элементов рассматриваемой механической системы к валу двигателя. С этой целью определяем передаточное число от вала двигателя к осям вращения направляющих шкивов *Ш1* и *Ш2*

$$i_{1-9} = i_{1-11} = i_p \frac{D_{ш}}{D_{\delta}} \quad (23)$$

Подставляя значения передаточного числа редуктора и размеров диаметров шкивов, получим

$$i_{1-9} = i_{1-11} = 11,5 \frac{5}{6} = 9,58.$$

Радиус приведения для данного типа механизма преобразования вращательного движения элементов установки в поступательное определяется выражением (1) [1].

$$\rho = \frac{v_{10}}{w_{\delta 6}} = \frac{R_{\delta}}{i_{1-9}} = \frac{D_{\delta}}{2i_{1-9}}. \quad (24)$$

Подставляя значения диаметра барабана $D_B = 6$ м и передаточного числа редуктора $i_p = 11,5$, получаем радиус приведения

$$\rho = \frac{6 \text{ м}}{2 \cdot 9,58} = 0,31 \text{ м}.$$

Для определения приведенных к валу двигателя моментов инерции J_{npi} и жесткостей c_{npi} элементов системы используем соответствующие выражения из таблицы 1

$$J_{npi} = \frac{J_k}{i_k^2}, \quad J_{npq} = m_q \rho_{npq}^2, \quad (25)$$

$$c_{кр. npi} = \frac{c_{кр. k}}{i_k^2}, \quad c_{кр. npq} = c_{лq} \rho_{npq}^2. \quad (26)$$

Результаты приведения параметров соответствующих элементов, представленных в таблице 2, к валу двигателя приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Приведенные к валу двигателя параметры элементов установки

i^{np}	5^{np}	6^{np}	7^{np}	8^{np}	$9(11)^{np}$
$J^{np}_i, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	455	20	20	2835	195
$c^{np}_i, (\text{Н}\cdot\text{м})/\text{рад}$	∞	$8,3\cdot 10^6$	$14,97\cdot 10^6$	–	–

Приведенные моменты инерции поступательно движущихся скипов найдем, используя выражение (25)

$$J_{npC1} = 10950 \text{кг} \cdot (0,31 \text{м})^2 = 1053 \text{кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{npC2} = 4950 \text{кг} \cdot (0,31 \text{м})^2 = 476 \text{кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведенные жесткости участков каната между барабаном и шкивами определим по уже известному выражению (7) с учетом длины канатов. Поскольку канат один, и длины его плеч (расстояния от барабана до шкивов Ш_1 и Ш_2) равны, то

$$c_{Б-Ш_1}^{np} = c_{Б-Ш_2}^{np} = \frac{c_l \cdot \rho_l^2}{x_{БШ_{1(2)}}^k} = \frac{2 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \cdot (0,26 \text{м})^2}{15 \text{м}} = 0,90 \cdot 10^6 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

где $\rho_l = \frac{v_{10}}{w_b} = \frac{R_b}{i_p} = \frac{D_b}{2i_p} = \frac{6 \text{м}}{2 \cdot 11,5} = 0,26 \text{м}.$

Приведенная жесткость участка каната между грузенным скипом $C1$ и шкивом Ш_1

$$c_{C1-Ш_1}^{np} = \frac{c_l \cdot \rho_l^2}{x_{C1-Ш_1}^k} = \frac{2 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \cdot (0,31 \text{м})^2}{200 \text{м}} = 0,096 \cdot 10^6 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

Приведенная жесткость участка каната между грузенным скипом $C2$ и шкивом $Ш_2$

$$c_{C2-Ш_2}^{np} = \frac{c_l \cdot \rho^2}{x_{C2-Ш_2}^k} = \frac{2 \cdot 10^8 \frac{H}{м} \cdot (0,31м)^2}{5м} = 3,844 \cdot 10^6 \frac{H \cdot м}{рад}.$$

Найдем моменты статического сопротивления и момент потерь в редукторе, используя следующее выражение

$$M_C = \frac{G \cdot \rho}{\eta}. \quad (27)$$

Момент потерь в редукторе определяется текущими значениями нагрузки. Его можно приближенно принять постоянным и равным моменту, соответствующему статистическому режиму

$$\Delta M_p = \frac{M_{C1} - M_{C2}}{\eta_p} (1 - \eta_p). \quad (28)$$

Подставив в выражения (27) и (28) значения $G1$, $G2$ и η , получим $M_{C1} = 35731$ Н·м, $M_{C2} = 16153$ Н·м и $\Delta M_p = 1030$ Н·м.

По полученным значениям приведенных к валу двигателя параметров дискретных элементов и связей между ними строим полную расчетную схему, представленную на рисунке 15. На схеме площади прямоугольников, изображающих приведенные моменты инерции, пропорциональны (условно) их значениям, а длины соединений между ними обратно пропорциональны (условно) значениям приведенных жесткостей связей.

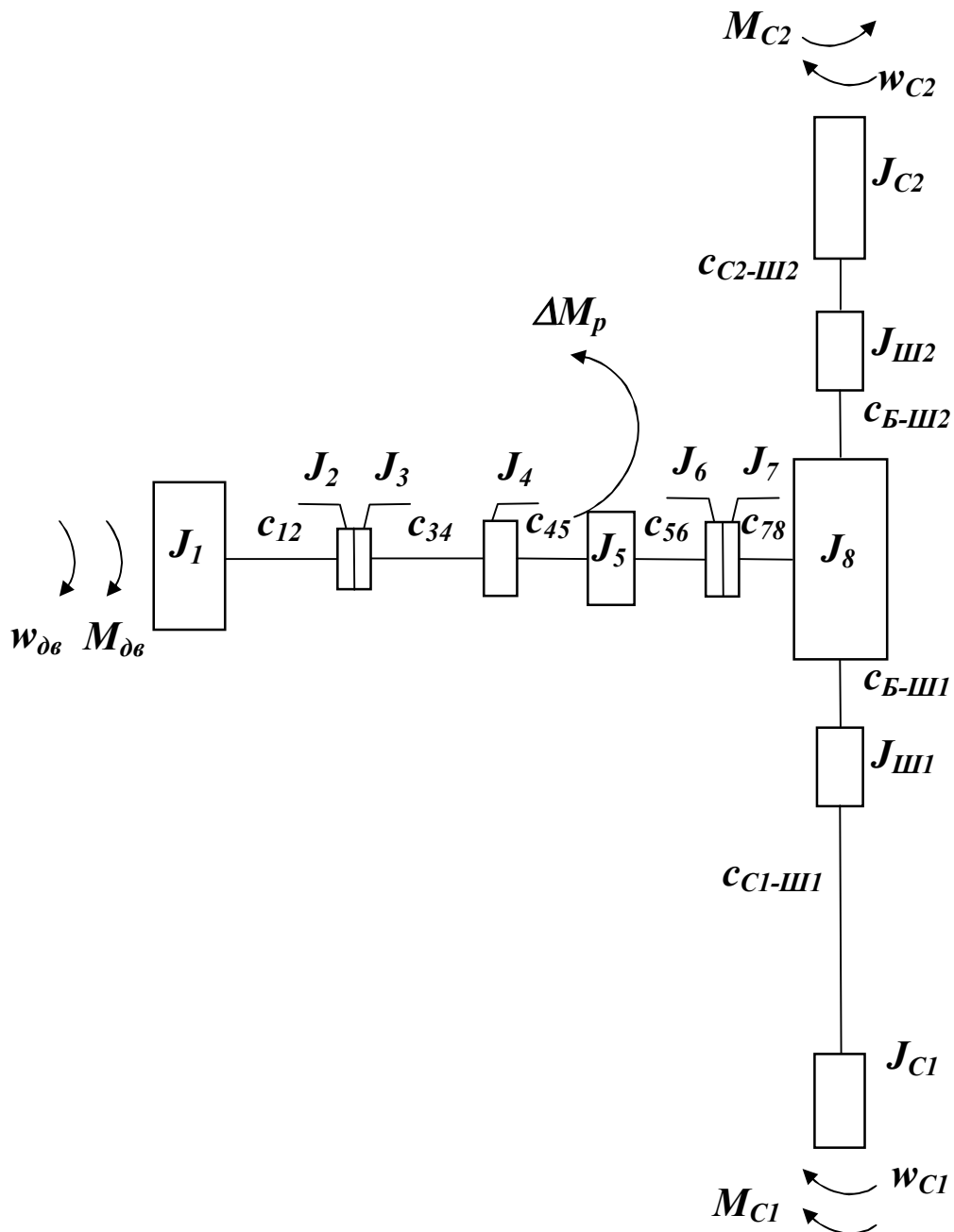


Рисунок 15 – Приведенная расчетная схема двухконцевой шахтной подъемной установки

Полученная схема свидетельствует, что механическая часть электропривода двухконцевой подъемной установки представляет собой разветвленную механическую систему. В положении скипов, для которого получена эта схема, электродвигатель (элемент 1) связан с барабаном Б (элемент 8) через муфту СМ1 (элементы 2 и 3), редуктор Р (элементы 4 и 5) и муфту СМ2 (элементы 6 и

7) большой жесткостью, которую при составлении упрощенной расчетной схемы можно принять равной бесконечности. Кроме того, жесткость связей, соединяющих скип $C2$ с барабаном на порядок выше жесткости связей, соединяющих с барабаном скип $C1$. Все это позволяет, в первом приближении, пренебречь данными связями и составить упрощенную приведенную расчетную схему, представленную на рисунке 16.

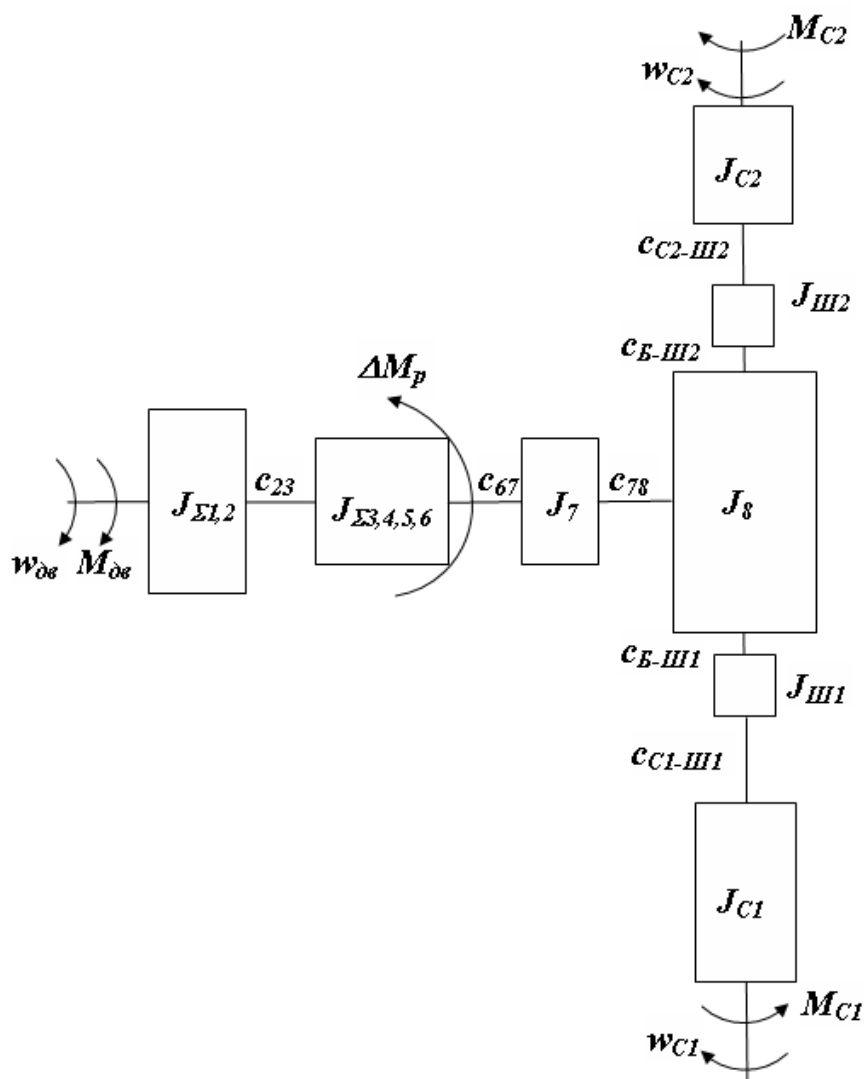


Рисунок 16 – Упрощенная разветвленная приведенная расчетная схема двух-концевой шахтной подъемной установки

Преобразования полученной схемы с использованием парциальных звеньев позволяют получить трехмассовую расчетную схему, изображенную на рисунке 17.

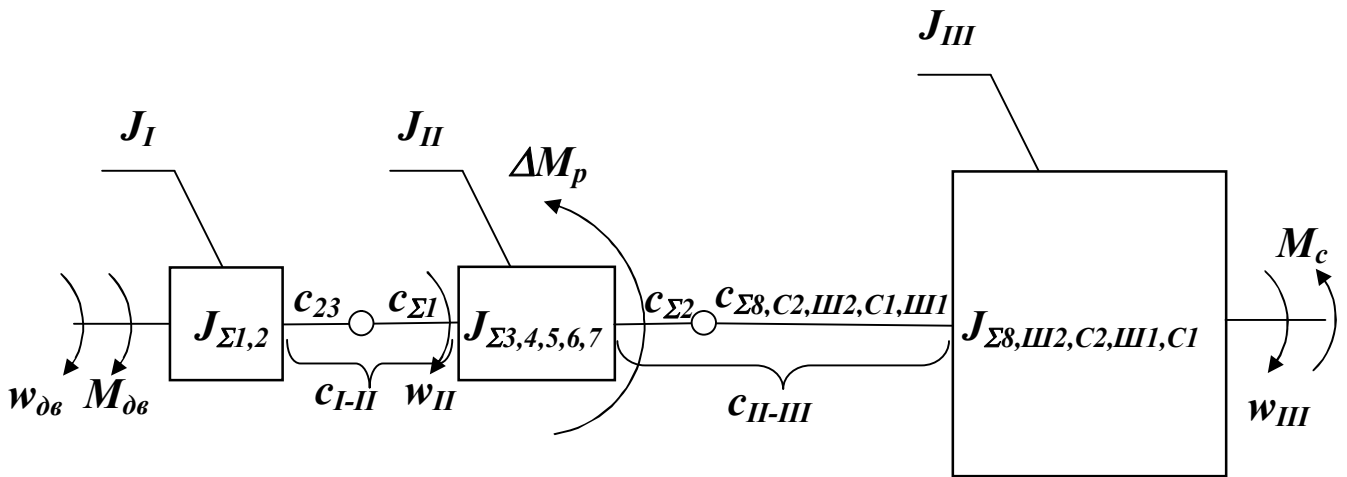


Рисунок 17 – Трехмассовая приведенная расчетная схема двухконцевой шахтной подъемной установки

Поскольку последние преобразования проводились путем замены частичного звена типа «б» частичным звеном типа «а», то значения моментов инерции J_I и J_{II} получаются простым суммированием моментов инерции J_3, J_4, J_5, J_6, J_7 и $J_8, J_{Ш2}, J_{C2}, J_{Ш1}, J_{C1}$, соответственно. Значения же жесткостей определяются следующим образом. Сначала находим значение жесткости связи, направленной к барабану при суммировании моментов инерции скипа $C2$ и шкива $Ш2$, пользуясь соответствующим для этого выражением при замене частичных звеньев

$$c_{Ш2-C2}^a = \frac{c_{Ш2-C2}(J_{Ш2} + J_{C2})}{J_{C2}}, \quad (29)$$

которое затем суммируется соответствующим образом с жесткостью связи барабана со шкивом $Ш2$, то есть суммируются их обратные величины, называемые податливостями, и по их сумме определяют суммарную жесткость $c_{C2-Б}$

$$c_{C2-Б} = \frac{c_{Ш2-C2}^a \cdot c_{Б-Ш2}}{c_{Б-Ш2} + c_{Ш2-C2}^a}. \quad (30)$$

Так же считаются связи при определении момента инерции J_{II} . Аналогичным образом находится связь между скипом $C1$ и барабаном при суммировании моментов инерции скипа $C1$ и шкива $Ш_1$. По тем же правилам считаются связи между барабаном и скипом $C1$, при сложении суммарного момента инерции скипа $C2$ и шкива $Ш_2$ с моментом инерции барабана и полученного таким образом суммарного момента инерции с суммарным моментом инерции скипа $C1$ и шкива $Ш_1$.

Рассчитанные по исходным данным, в соответствии с описанной методикой, параметры представленной на рисунке 17 трехмассовой приведенной расчетной схемы следующие:

- $J_I = 1607 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- $c_{I-II} = 27 \cdot 10^4 \text{ (Н}\cdot\text{м)/рад}$;
- $J_{II} = 599 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- $c_{II-III} = 35,1 \cdot 10^4 \text{ (Н}\cdot\text{м)/рад}$;
- $J_{III} = 4754 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

К первому дискретному элементу схемы приложен момент со стороны двигателя $M_{\text{дв}}$, обеспечивающий его вращение со скоростью $\omega_{\text{дв}}$. Так как потери в двигателе не учитываем, то момент сопротивления движению первого дискретного элемента M_{cI} принимаем равным нулю. Момент сопротивления движению второго дискретного элемента M_{cII} , определяется коэффициентом полезного действия редуктора η_p и рассчитывается по выражению

$$M_{cII} = \Delta M_p = \frac{M_{JC1} - M_{JC2}}{\eta_p} (1 - \eta_p), \quad (31)$$

где M_{JC1} и M_{JC2} – приведенные моменты, соответственно скипов $C1$ и $C2$, которые рассчитываются, в соответствии с формулами приведения, следующим образом

$$M_{JC1(2)} = \frac{G1(2) \cdot \rho}{\eta_p} . \quad (32)$$

Момент нагрузки $M_{сIII}$ рассчитывается как разность приведенных моментов скипов с учетом η_p

$$M_{сIII} = \frac{M_{JC1} - M_{JC2}}{\eta_p} . \quad (33)$$

Подстановка соответствующих значений в выражения (32), (31) и (33) дает следующие результаты

- $M_{сIII} = 20197 \text{ Н}\cdot\text{м}$,
- $M_{сII} = 1010 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

4 Структурные схемы механической части

4.1 Уравнения движения электропривода

Механическая часть электропривода представляет собой систему твердых тел, на движения которых наложены ограничения, определяемые механическими связями. Уравнения механических связей устанавливают соотношения между перемещениями в системе, а в тех случаях, когда задаются соотношения между скоростями ее элементов, соответствующие уравнения связей обычно интегрируются. В механике такие связи называются голономными. В системах с голономными связями число независимых переменных - обобщенных координат, определяющих положение системы, равно числу степеней свободы системы. Известно, что наиболее общей формой записи дифференциальных уравнений движения таких систем являются уравнения движения в обобщенных координатах (уравнение Лагранжа). Уравнение Лагранжа второго рода имеет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_{\kappa}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial W_{\kappa}}{\partial q_i} + \frac{\partial W_n}{\partial q_i} + \frac{\partial W_{\delta}}{\partial q_i} = Q_i, \quad (34)$$

где W_{κ} – кинетическая энергия системы;

W_n – потенциальная энергия системы;

W_{δ} – работа сил рассеяния (диссипативная функция Релея); q_i – обобщенная координата;

\dot{q}_i – обобщенная скорость;

Q_i – обобщенная внешняя сила, соответствующая обобщенной координате (в соответствии с видом совершаемого движения $Q_i = M_i$, либо $Q_i = F_i$).

Число уравнений получаемой системы на основе уравнения Лагранжа второго рода для рассматриваемых механических систем равно числу их степеней свободы, т.е. количеству дискретных инерционных элементов. Кинетическая и потенциальная энергии системы, а также диссипативная функция Релея рассчитываются по следующим выражениям, опять же в зависимости от вида совершаемого движения:

$$W_{\kappa} = \sum_{i=1}^n \frac{J_i \cdot \omega_i^2}{2} \quad \text{или} \quad W_{\kappa} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i \cdot v_i^2}{2}, \quad (35)$$

$$W_n = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{c_{\kappa pi, i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1})^2}{2} \quad \text{или} \quad W_n = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{c_{\kappa li, i+1} (x_i - x_{i+1})^2}{2}, \quad (36)$$

$$W_n = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{k_{\kappa pi, i+1} (\omega_i - \omega_{i+1})^2}{2} \quad \text{или} \quad W_n = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{k_{\kappa li, i+1} (v_i - v_{i+1})^2}{2}, \quad (37)$$

где $n - 1$ – число упругих элементов, соединяющих n дискретных инерционных элементов системы.

Кинетические, потенциальные и диссипативные моменты и силы, которые действуют на i -й дискретный элемент системы и входят в левую часть выражения (32) рассчитывают, используя следующие выражения

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{кинi} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_{\kappa}}{\partial \dot{w}_i} \right) - \frac{\partial W_{\kappa}}{\partial \varphi_i} = J_i \frac{dw_i}{dt} + \frac{w_i^2}{2} \frac{dJ_i}{d\varphi_i} \\ F_{кинi} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_{\kappa}}{\partial \dot{v}_i} \right) - \frac{\partial W_{\kappa}}{\partial x_i} = m_i \frac{dv_i}{dt} + \frac{v_i^2}{2} \frac{dm_i}{dx_i} \end{array} \right. , \quad (38)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\Pi i} = -c_{\kappa pi-1,i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{\kappa pi,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) \\ F_{\Pi i} = -c_{\lambda i-1,i}(x_{i-1} - x_i) + c_{\lambda i,i+1}(x_i - x_{i+1}) \end{array} \right. , \quad (39)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{Ди} = -k_{\kappa pi-1,i}(w_{i-1} - w_i) + k_{\kappa pi,i+1}(w_i - w_{i+1}) \\ F_{Ди} = -k_{\lambda i-1,i}(v_{i-1} - v_i) + k_{\lambda i,i+1}(v_i - v_{i+1}) \end{array} \right. , \quad (40)$$

В соответствии со вторым законом Ньютона и выражением (34) для любого i -того звена системы можно записать следующее уравнение движения

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{кинi} + M_{\Pi i} + M_{Ди} = M_{ВНи} \\ F_{кинi} + F_{\Pi i} + F_{Ди} = F_{ВНи} \end{array} \right. , \quad (41)$$

где $M_{ВНи}$ и $F_{ВНи}$ – суммарные внешний момент и сила, соответственно, действующие на i - тое звено.

Если момент инерции (или масса) звена не зависит от его положения, т.е.

$\frac{dJ_i}{d\varphi_i} = 0$ $\left(\frac{dm_i}{dx_i} = 0 \right)$, то инерционные моменты и силы, соответственно

$$M_i = J_i \cdot \varepsilon_i; \quad F_i = m_i \cdot a_i. \quad (42)$$

Кроме того, в упругих связях таких систем диссипативные силы обычно значительно меньше других. По этой причине в первом приближении ими можно пренебречь. В результате уравнение движения для системы, совершающей вращательное движение и представленной трехмассовой приведенной расчетной схемой, будет иметь следующий вид

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \frac{dw_1}{dt} + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\partial\theta} \\ J_2 \frac{dw_2}{dt} - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = M_{np2} \\ J_3 \frac{dw_3}{dt} - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = M_{np3}. \end{array} \right. \quad (43)$$

Аналогичным образом получают уравнения для двух и одномассовой расчетных схем систем, совершающих как вращательное, так и поступательное движение.

4.2 Механическая часть электропривода как объект управления

Следует помнить о том, что электромагнитный момент обладает той особенностью, что он одновременно является выходной частью для электрической части электромеханической системы (электропривода) и входной – для механической части. По этой причине его выделяют из всех действующих на систему моментов. При этом, выполняя преобразование схем, следует помнить, что вне зависимости от получаемого числа дискретных элементов схем их энергетиче-

ское состояние, определяемое электромагнитным моментом двигателя M , нагрузкой M_{mex} и потерями (моментами сопротивлений M_{ci} , определяемыми К.П.Д. механизма) для одного и того же состояния рассматриваемой схемы должно быть постоянным, т.е. для любого n должно соблюдаться условие

$$\sum_{i=1}^n M + M_{ci} + M_{mex} = const. \quad (44)$$

С учетом того, что $M_{o6} = M - M_{c1}$; $M_{np2} = M_{c2}$ и $M_{np3} = M_{c3} = M_{npmex} + M'_{c3}$, где M'_{c3} – приведенные потери в третьем совокупном дискретном элементе схемы J_3 , приведенном на рисунке 11б, перепишем систему уравнений (43)

$$\left\{ \begin{array}{l} M - M_{c1} - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = J_1 \frac{dw_1}{dt} \\ c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - M_{c2} = J_2 \frac{dw_2}{dt} \\ c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - M_{c3} = J_3 \frac{dw_3}{dt} \end{array} \right. \quad (45)$$

При рассмотрении механической части ЭМС как объекта управления анализируются ее динамические особенности. Для этого используются методы теории автоматического управления. Основу анализа составляют структурные схемы, которые строятся по уравнениям движения системы. Вид структурной схемы определяется принятой расчетной схемой.

Для получения структурной схемы приведенной на рисунке 11б расчетной схемы упругой механической системы, движение которой описано системой уравнений (43) продифференцируем моменты упругого взаимодействия дискретных элементов системы, которые пропорциональны деформациям упругих связей между этими элементами $M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$; и $M_{23} = c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3)$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dM_{12}}{dt} = c_{12}(w_1 - w_2) \\ \frac{dM_{23}}{dt} = c_{23}(w_2 - w_3) \end{array} \right. , \quad (46)$$

а так же обозначим $\frac{d}{dt} = p$. Перепишем систему уравнений (43)

$$\left\{ \begin{array}{l} M - M_{12} - M_{c1} = J_1 \cdot p \cdot w_1 \\ M_{12} - M_{23} - M_{c2} = J_2 \cdot p \cdot w_2 \\ M_{23} - M_{c3} = J_3 \cdot p \cdot w_3 \\ pM_{12} = c_{12}(w_1 - w_2) \\ pM_{23} = c_{23}(w_2 - w_3) \end{array} \right. \quad (47)$$

Полученные уравнения движения позволяют проанализировать динамические особенности механической части электропривода как объекта управления, пользуясь методами теории автоматического управления. Основой для анализа являются структурные схемы, вид которых определяется принятой расчетной схемой механической части. Полученной системе уравнений соответствует структурная схема, изображенная на рисунке 1. Приведем ее еще раз на рисунке 18.

Схема дает представление о механической части электропривода (электромеханической системы) в виде трехмассовой системы как об объекте управления. Управляющим воздействием в данном случае является электромагнитный момент двигателя M , а возмущениями – моменты нагрузки M_{c1} , M_{c2} и M_{c3} . Регулируемыми переменными могут быть скорости ω_1 , ω_2 , ω_3 , перемещения φ_1 , φ_2 , φ_3 , а также нагрузки упругих связей (моменты упругого взаимодействия) M_{12} и M_{23} .

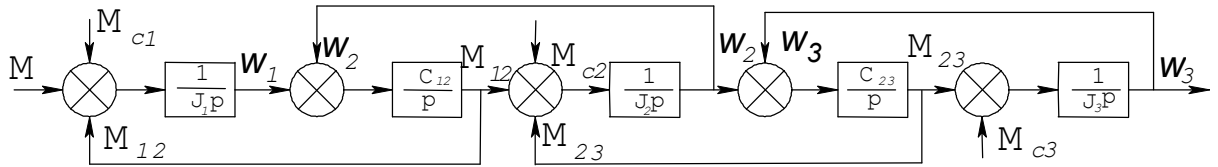


Рисунок 18 – Структурная схема трехмассовой упругой системы, имеющей расчетную схему, приведенную на рисунке 11 и описываемую системой (45)

Вернемся к примеру, рассмотренному в п. 3.2. Для полученной приведенной трехмассовой расчетной схемы двухконцевой шахтной подъемной установки, приведенной на рисунке 17 с учетом использованных на ней обозначений и оговоренных условий, система описывается следующими уравнениями

$$\left\{ \begin{array}{l} M - M_{I-II} = J_I p w_I \\ M_{I-II} - M_{II-III} - M_{cII} = J_{II} p w_{II} \\ M_{II-III} - M_{cIII} = J_{III} p w_{III} \\ p M_{I-II} = c_{I-II} (w_I - w_{II}) \\ p M_{II-III} = c_{II-III} (w_{II} - w_{III}) \end{array} \right. \quad (48)$$

Структурная схема будет выглядеть как показано на рисунке 19.

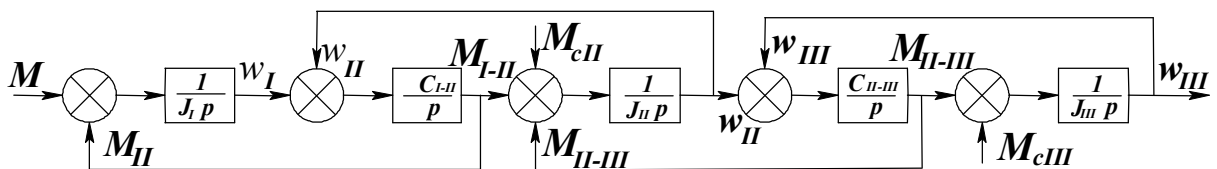


Рисунок 19 – Структурная схема трехмассовой упругой системы двухконцевой шахтной подъемной установки, рассмотренной в п. 3.2

5 Вопросы для самоконтроля

- 1 Какие элементы относятся к механической части электропривода?
- 2 Запишите уравнения, описывающие поступательное и вращательное движения механических элементов.
- 3 Для чего выполняется операция приведения?
- 4 Поясните особенности расчета приведенного момента нагрузки при различных направлениях потока энергии в механической части электропривода.
- 5 Поясните правило определения знаков моментов в уравнении движения.
- 6 Чем обусловлено использование многомассовых расчетных схем ЭП?
- 7 Что такое парциальное звено и как оно может использоваться?
- 8 Как построить расчетную схему?
- 9 Что такое основное уравнение движения электропривода и какому закону физики оно соответствует?
- 10 Расскажите о принципах построения расчетных схем.

6 Порядок выполнения работы

Изучить необходимый для выполнения лабораторной работы теоретический материал, с использованием вопросов для самоконтроля. Ответить на вопросы преподавателя по изучаемой теме. Получить у преподавателя вариант задания.

В соответствии с вариантом задания, выданным преподавателем, построить трех-, двух- и одномассовую расчетные схемы, приведенные к валу двигателя и к исполнительному органу рабочей машины с определением необходимых для построения структурной схемы параметров дискретных элементов. Построить соответствующие структурные схемы.

Составить отчет по лабораторной работе и защитить лабораторную работу.

7 Содержание отчета

Наименование лабораторной работы.

Цель работы.

Описание методики построения структурных схем механической части электропривода, содержащее основные теоретические положения и эскизы.

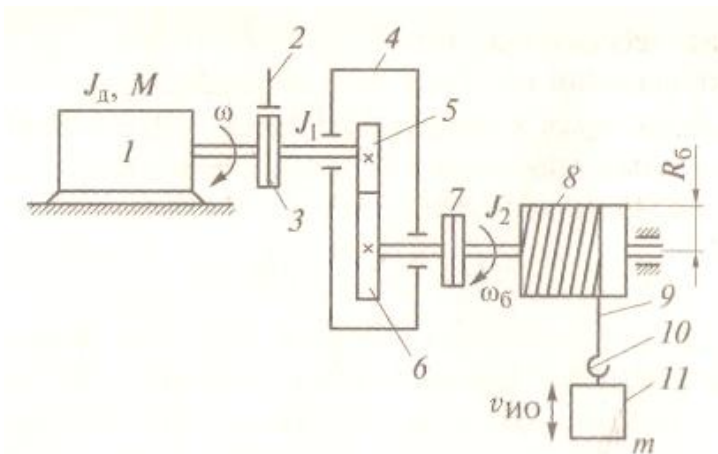
Вариант задания. Построение заданных схем с необходимыми пояснениями выполняемых действий.

Выводы по проделанной работе.

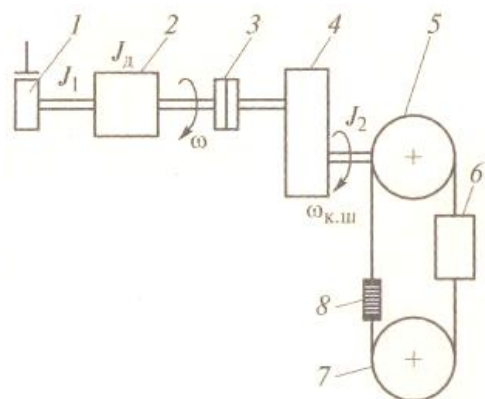
Дата и подпись.

8 Варианты заданий

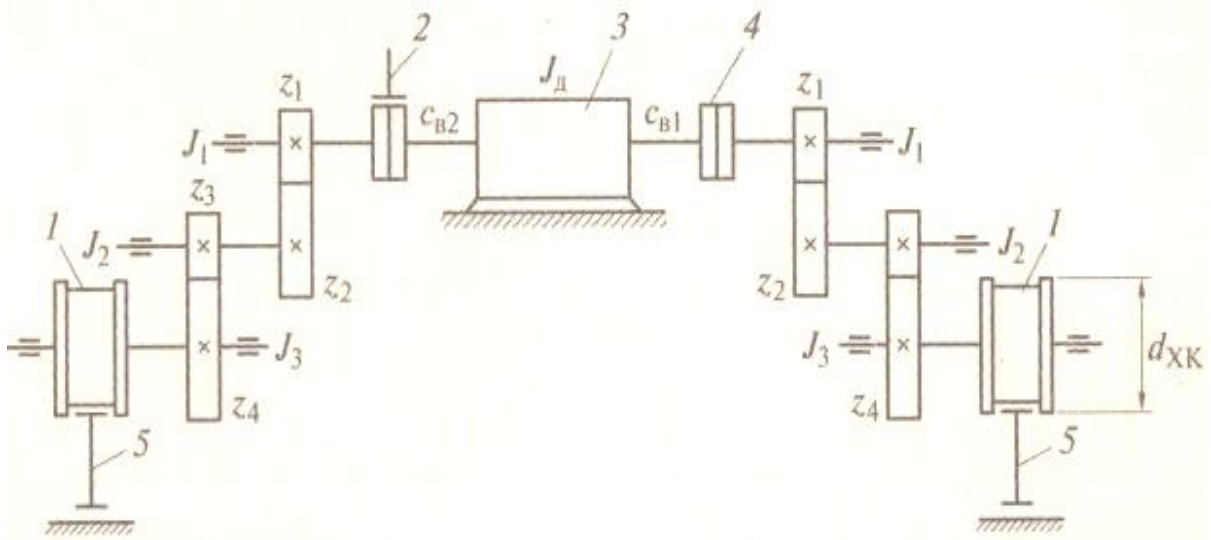
Вариант № 1



Вариант № 2



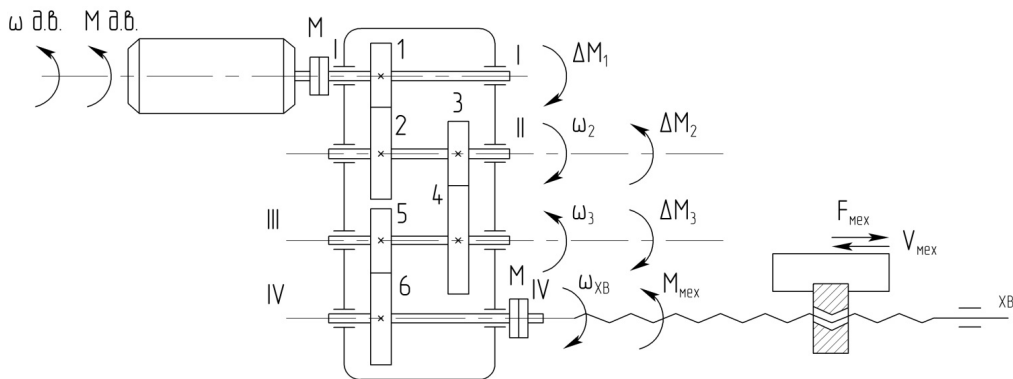
Вариант № 3



Вариант № 4

для случая внутреннего зацепления колеса 2 на втором валу с колесом 3 на четвертом валу.

Вариант № 5



Список использованных источников

1 **Решетов, Д. Н.** Детали машин : учеб. для вузов / Д. Н. Решетов.- 3-е изд., испр. и перераб. - М. : Машиностроение, 1974. - 656 с.

2 **Справочник по автоматизированному электроприводу** / под ред. В. А. Елисеева, А. В. Шинянского. - М. : Энергоатомиздат, 1983. - 616 с.

3 **Москаленко, В. В.** Электрический привод : учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. В. Москаленко. - М. : Издательский центр «Академия», 2007. - 368 с. ISBN 978-5-7695-2998-6