

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

С И Н Т Е З ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Учебно-методическое пособие
для практических занятий
по дисциплине «Теория механизмов и машин»
для студентов по направлению подготовки
26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок»
всех форм обучения

Севастополь
СевГУ
2022

УДК 621.651-231.311(076.5)
ББК 34.442я73
С38

Р е ц е н з е н т :

Г.И. Гоголев – канд. техн. наук, доцент,
доцент кафедры «Энергоустановки морских судов и сооружений»

Составитель: А.В. Неменко

С38 Синтез поршневого насоса : учебно-методическое пособие для практических занятий по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов по направлению подготовки 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок» всех форм обучения / Севастопольский государственный университет, Политехнический институт ; сост. А. В. Неменко. – Севастополь: СевГУ, 2022. – 40 с. – Текст : электронный.

Целью учебно-методического пособия является оказание помощи студентам в изучении дисциплины «Теория механизмов и машин». В пособии изложена методика синтеза поршневого насоса.

УДК 621.651-231.311(076.5)
ББК 34.442Я73

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с рабочей программой курса «Теория механизмов и машин», рассмотрено и утверждено на заседании кафедры «Техническая механика и машиноведение», протокол № 6 от 25 марта 2021 г.

Изд. № 100/2022. Объем 2,5 п.л. Усл. печ. л. 2,32. Уч.-изд. л. 2,45.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»

© Неменко А. В., сост., 2022
© ФГАОУВО «Севастопольский
государственный университет», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

1. Основные положения синтеза поршневого насоса	4
1.1. Состав и принцип работы поршневого насоса	4
1.2. Кривошипно-ползунный механизм	4
1.2.1. Структурный анализ и синтез кривошипно-ползунного механизма	4
1.2.2. Кинематический анализ и синтез	11
1.2.3. Динамический анализ и синтез	18
1.3. Энерго-кинематические параметры привода поршневого насоса	25
2. Пример алгоритма синтеза поршневого насоса с использованием	27
2.1. Синтез кривошипно-ползунного механизма	27
2.1.1. Метрический синтез	27
2.1.2. Структурный анализ и синтез	28
2.1.3. Кинематический анализ и синтез	29
2.1.4. Динамический анализ и синтез	30
2.2. Энерго-кинематические параметры привода поршневого насоса	33
Библиография	34
Приложение А (справочное). Справочные данные	35

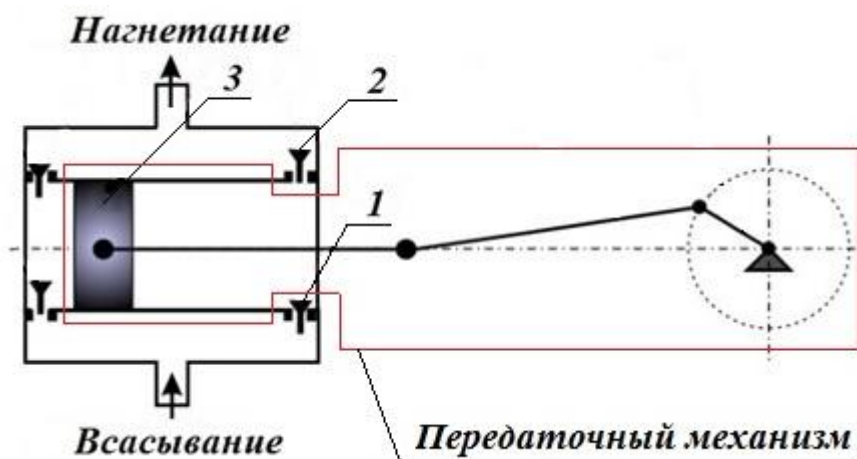
1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ СИНТЕЗА ПОРШНЕВОГО НАСОСА

1.1. Состав и принцип работы поршневого насоса

Насос - это машина, осуществляющая работу по перемещению жидкого или газообразного тела за счет энергии, получаемой от внешнего источника.

В случае, когда перемещение подвижной субстанции осуществляется механизмом, в состав которого входит поршень насос называют *поршневым*.

На рисунке 1.1 представлена схема поршневого насоса.



1 – впускной клапан; 2 – выпускной клапан; 3 – поршень

Рисунок 1.1 – Схема поршневого насоса

Поршень, перемещаясь поступательно, создает разрежение в полости под ним, куда поступает подвижная среда из подводящего резервуара. При обратном движении поршня закрывается всасывающий клапан и открывается нагнетательный клапан, который был закрыт при всасывании и происходит наполнение приемного резервуара.

Таким образом, поршень является элементом передаточного механизма, в качестве которого применяют кривошипно-ползунный механизм, воспроизводящий заданную функциональную зависимость, преобразуя вращательное движение в возвратно-поступательное.

1.2. Кривошипно-ползунный механизм

1.2.1. Структурный анализ и синтез

Кривошипно-ползунный механизм относят к категории плоских рычажных механизмов, образованных совокупностью твердых тел, называемых *звеньями*, которые имеют определенные функциональные признаки и объединены между собой подвижно.

Соединение двух звеньев, обеспечивающее определенное относительное движение образует *кинематическую пару*.

Система звеньев, связанная между собой кинематическими парами образует *кинематическую цепь*.

Кинематическая цепь, в которой одно из звеньев закреплено неподвижно, а все остальные звенья отличаются определенностью движения относительно этого звена, называется *механизмом*.

Звенья классифицируют по признакам их относительного перемещения: *стойка* - неподвижное звено механизма; *кривошип* – звено, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси; *коромысло* – звено, которое может совершать неполный оборот вокруг неподвижной оси; *ползун* – звено, которое образует поступательную пару с другим звеном; *шатун* – звено, которое образует пару только с подвижными звеньями; *кулиса* – звено, которое вращается вокруг неподвижной оси и образует с другим подвижным звеном поступательную пару; камень кулисы – звено рычажного механизма, образующее поступательную пару с кулисой.

Поверхность, линию или точку, по которым происходит подвижное соединение двух звеньев, ограничивающее их относительное движение, принято называть *элементами кинематической пары*.

В зависимости от характера соприкосновения звеньев различают *высшие* и *низшие* кинематические пары. Высшая кинематическая пара имеет контакт звеньев по линии или в точке, а низшая – по поверхности звеньев.

Условия, ограничивающие относительные перемещения элементов кинематической пары, не позволяющие им занимать произвольные положения в пространстве и иметь произвольные скорости называют связями.

Вид связи устанавливает геометрию звеньев и вид их соединений в пару.

Число условий связи S , налагаемых на относительное движение звеньев, образующих пару, определяет *класс кинематической пары*.

Звено в пространстве обладает шестью степенями свободы. При объединении в кинематические пары, в зависимости от вида соединения, звенья теряют от одной до пяти степеней свободы

$$S = 6 - H, \quad (1.1)$$

где H – число степеней свободы одного из звеньев кинематической пары относительно другого.

Все кинематические пары можно разделить на пять классов: пары, накладывающие на относительное движение звеньев одно условие связи, относят к первому классу; пары, накладывающие на относительное движение звеньев два условия связи, относят ко второму классу; пары, накладывающие на относительное движение звеньев три условия связи, относят к третьему классу и т.д.

Сведения о классификации кинематических пар приведены таблице А.1.

Кинематические цепи могут быть: *простыми* и *сложными*; *замкнутыми* и *незамкнутыми*; *пространственными* и *плоскими*.

Плоская кинематическая цепь образована звеньями, которые движутся параллельно общей плоскости, совершая плоско – параллельное перемещение.

На звенья плоских цепей налагаются три дополнительные общие условия связи, ограничивающие движения в других плоскостях, что определяет наличие в цепи пар только четвертого или пятого класса.

Пара четвертого класса в плоской цепи налагает на относительное движе-

ние звеньев одно условие связи и является высшей кинематической парой, а пара пятого класса налагает на относительное движение звеньев два условия связи и является низшей кинематической парой.

В случае, когда исследования структуры механизмов осуществляются методами, разработанными для цепей, в состав которых входят только низшие пары, то при наличии в реальной конструкции высших кинематических пар эти пары условно заменяют кинематическими цепями, содержащими лишь пары пятого класса.

Звенья механизма, движение которых задано, называют *ведущими*, остальные – *ведомые*. Количество ведущих звеньев в механизме соответствует числу степеней свободы его относительно стойки и устанавливает *степень подвижности механизма*.

Степень подвижности механизмов w определяют:

- для *пространственного* механизма по формуле *Сомова – Малышева*

$$w = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (1.2)$$

где n – количество подвижных звеньев;

p_5 – число кинематических пар пятого класса;

p_4 – число кинематических пар четвертого класса;

p_3 – число кинематических пар третьего класса;

p_2 – число кинематических пар второго класса;

p_1 – число кинематических пар первого класса,

- для *плоского* механизма по формуле *П.Л. Чебышева*

$$w = 3n - 2p_5 - p_4. \quad (1.3)$$

Число степеней свободы механизма равно числу независимых вариаций обобщенных координат. При $w=1$ обобщенная координата приписывается начальной кинематической паре.

Если одно из звеньев начальной пары является стойкой, то второе звено называют *начальным звеном*.

Поскольку обобщенные координаты приписываются начальному двухзвеннику или начальному звену, то совокупность остальных звеньев механизма должна обладать *нулевой подвижностью*.

Кинематическая цепь, число степеней свободы которой относительно элементов её внешних кинематических пар равно нулю, и при этом из неё нельзя выделить более простые кинематические цепи, удовлетворяющие этому условию, называют *структурной группой*.

В случае, когда в состав группы входят только пары пятого класса (пары четвертого класса условно заменены цепями с парами пятого класса) и степень подвижности её равна нулю

$$w = 3n - 2p_5 = 0, \quad (1.4)$$

тогда количество пар пятого класса устанавливаются зависимостью

$$p_5 = \frac{3}{2}n \quad (1.5)$$

Группа, которая состоит из двух подвижных звеньев и трех кинематических пар пятого класса, не распадается на более простые кинематические цепи и не меняет степень подвижности механизма называется *группой Ассура*.

Группы Ассура делят на классы, порядки и виды.

Класс структурной группы Ассура определяется высшим классом контура, входящего в её состав.

Контуром называют замкнутую область плоскости, занятую звеном или ограниченную со всех сторон звеньями.

Класс контура определяется числом кинематических пар, в которые входят образующие его звенья.

Начальному двухзвеннику присваивают первый класс (контур вырождается в точку), звену с двумя парами – второй класс (контур вырождается в прямую), жесткому звену с тремя парами – третий класс (треугольник), контуру с четырьмя парами – четвертый класс, контуру с пятью парами – пятый класс.

Порядок группы Ассура определяется количеством элементов кинематических пар, которыми группа присоединяется к начальным звеньям и стойке или к звеньям предшествующих структурных групп.

Класс механизма определяется высшим классом группы Ассура, входящей в состав этого механизма.

Механизмом первого класса называют ведущее звено, соединенное кинематической парой со стойкой (рисунок 1.2).

Механизмы первого класса могут быть: а) с вращательной кинематической парой; б) с поступательной кинематической парой.

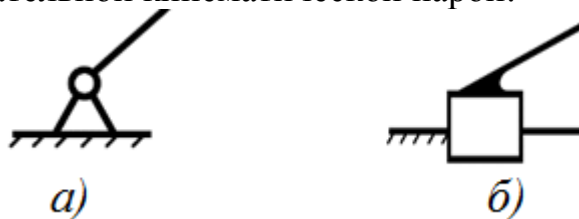


Рисунок 1.2 – Механизмы первого класса

Плоские механизмы образуются путем последовательного присоединения структурных групп Ассура к механизмам первого класса.

Класса механизма устанавливают путем выделения группы, начиная с наиболее удалённой от ведущего звена, одновременно осуществляя проверку степени подвижности оставшейся части механизма.

Данная структурная классификация, которая предложена Л.В. Ассуром и И.И. Артоболовским, основана на разделении плоских механизмов с парами пятого класса на группы, каждая из которых обладает единством методов структурного, кинематического и кинетостатического исследования.

Порядок проведения структурного анализа: определяется количество кинематических звеньев и кинематических пар; исключаются звенья, носящие лишние степени свободы; производится замена высших кинематических пар цепями с низшими парами; выделяются структурные группы; определяется класс механизма.

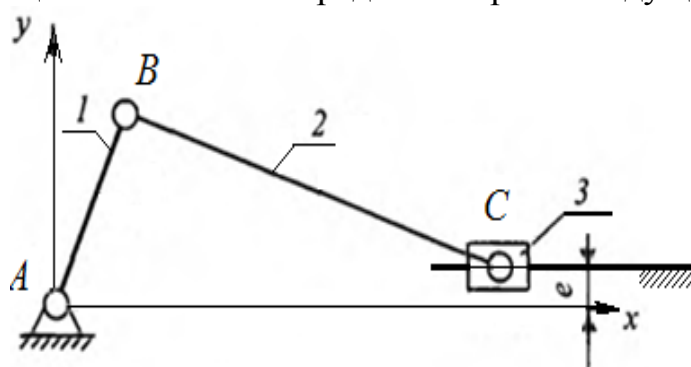
Структурные признаки механизма, характеризующие его составные части и связи между ними отражаются *структурной схемой* (рисунок 1.3).

Структурная схема указывает звенья и характер их взаимосвязи.

Проектирование структурной схемы по заданным структурным условиям называют *структурным синтезом*.

Таким образом, строение механизма с точки зрения кинематических пар, класса этих пар, их геометрических характеристик, т.е. его структурного синтеза решает *первую задачу* общего синтеза.

Основными проектными условиями при синтезе стержневых плоских механизмов, к которым относится кривошипно-ползунный механизм, являются: полное перемещение ведомого звена, заданное относительное положение осей вращения или направляющих ведущих звеньев, а также учитывают угол давления в парах и коэффициент изменения средней скорости ведущего звена.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун

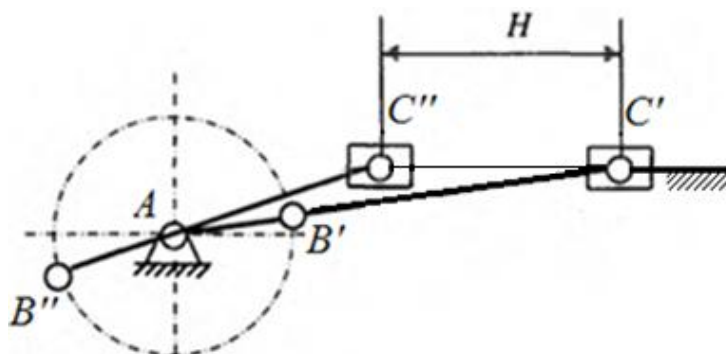
Рисунок 1.3 – Структурная схема кривошипно-ползунного механизма

Основными метрическими характеристиками кривошипно-ползунного механизма являются: длина кривошипа $l_1 = l_{AB}$, длина шатуна $l_2 = l_{BC}$ и смещение (эксцентриситет) e направляющих ползуна. При задании входных параметров часто используют относительные размеры: $\lambda = l_1 / l_2$; $\varepsilon = e / l_1$.

Условие существования кривошипно-ползунного механизма:

$$AB \leq BC; e < BC - AB.$$

Полный ход ползуна H (рисунок 1.4) устанавливают по крайним точкам хода, которые получают, когда центры кривошипа и шатуна располагаются по одной линии.



AC' – крайнее дальнее положение; AC'' – крайнее ближнее положение.

Рисунок 1.4 – Кривошипно-ползунный механизм в крайних положениях

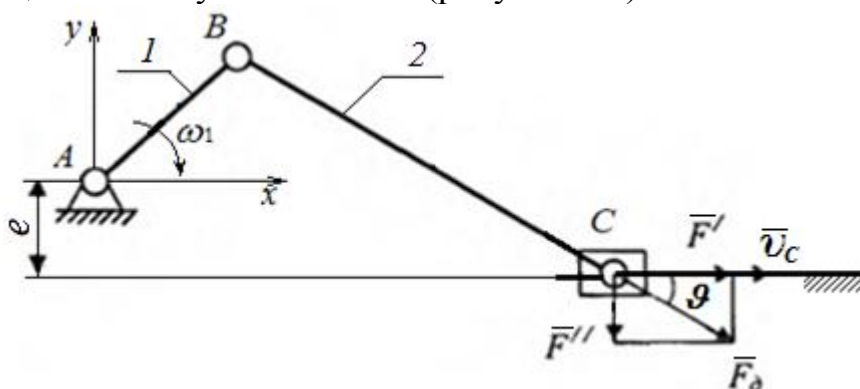
Основные размеры схемы механизма устанавливают метрическим синтезом. При этом учитывают условия геометрии, кинематики, динамики и технологичности, к которым относят: проворачиваемость кривошипа; систему передачи сил звеньями механизма; отношение времени прямого и обратного ходов механизма; ход ведомого звена; закономерности изменения скоростей и др.

Условие проворачиваемости заключается в том, что должна обеспечиваться возможность непрерывного перехода звена из одного заданного положения в другое, поскольку между двумя заданными положениями может оказаться промежуточное, в котором движение звеньев невозможно.

$$l_1 + e < l_2$$

Выбор оптимального *условия передачи сил* позволяет получить высокий коэффициент полезного действия механизма, регулируемый с помощью углов давления.

Угол давления – это угол между направлением вектора движущей силы, приложенной к ведомому звену, и вектором скорости в точке приложения этой силы. Величина угла давления, различная для разных механизмов, определяет условия отсутствия заклинивания, т.к. угол давления отражает взаимосвязь между векторами движущей силы и её полезной составляющей, под действием которой перемещается ползун механизма (рисунок 1.5).



F' - полезная составляющая движущей силы;

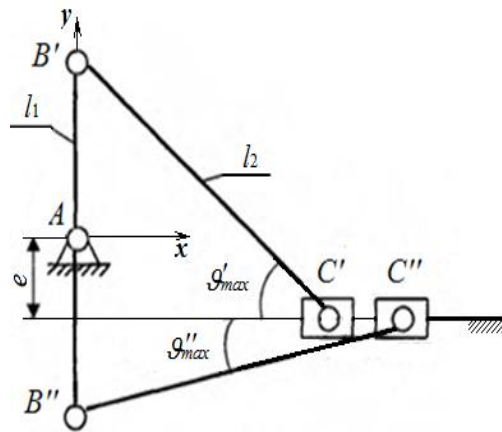
F'' - сила, препятствующая движению

Рисунок 1.5 – Схема взаимосвязи угла давления ϑ и движущей силы F_0

При синтезе рычажных механизмов рекомендуется для рабочих ходов применять $\vartheta < 30^\circ$, для холостых ходов $\vartheta < 45^\circ$.

В кривошипно-ползунном механизме угол ϑ можно уменьшить, увеличивая длину шатуна l_2 и оптимизируя эксцентриситет e .

Экстремальные значения углов давления имеют место в тех положениях, когда кривошип перпендикулярен линии движения ползуна (рисунок 1.6).



ϑ'_{max} – угол давления при ближнем положении ползуна;

ϑ''_{max} – угол давления при дальнем положении ползуна

Рисунок 1.6 – Установление экстремальных значений углов давления

При наличии эксцентриситета максимальные углы давления будут разными при прямом и обратном ходах ползуна:

$$\vartheta'_{max} = \arcsin \frac{l_1 + e}{l_2}; \quad (1.6)$$

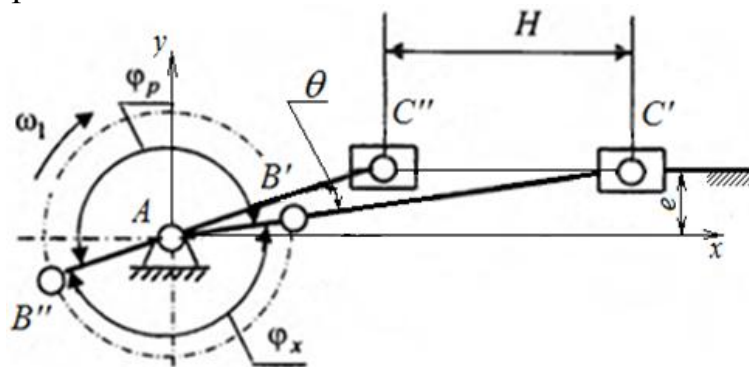
$$\vartheta''_{max} = \arcsin \frac{l_1 - e}{l_2}. \quad (1.7)$$

При $e=0$ $\vartheta_{max} = \arcsin \frac{l_1}{l_2}$

Таким образом, в механизме с эксцентриситетом угол давления ϑ можно уменьшить за счет его увеличения при обратном ходе.

Коэффициент изменения средней скорости k_v выходного звена – это отношение средней скорости холостого хода v_x ползуна или кривошипа ω_x к средней скорости рабочего хода v_p ползуна или кривошипа ω_p или времени рабочего хода t_p или угла рабочего хода φ_p ко времени холостого хода t_x или к углу холостого хода φ_x .

На рисунке 1.7 представлена схема к установлению изменения коэффициента средней скорости выходного звена.



ω_1 – угловая скорость кривошипа; φ_p – угол рабочего хода;

φ_x – угол холостого хода; θ – угол перекрытия

Рисунок 1.7 – Схема к установлению коэффициента изменения средней скорости выходного звена

$$k_v = v_x/v_p = \omega_x/\omega_p = t_p/t_x = \varphi_p/\varphi_x \quad (1.8)$$

или

$$k_v = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}, \quad (1.9)$$

где θ – угол перекрытия, $\theta = 180^\circ \frac{k_v - 1}{k_v + 1}$.

Оптимальный подбор геометрических параметров механизма и установление метрических показателей его схемы позволяет получить наиболее приемлемые эксплуатационные характеристики машинного агрегата.

1.2.2. Кинематический анализ и синтез

Кинематический анализ – это определение движения звеньев механизма по заданному перемещению начальных звеньев, которое устанавливается на основе кинематической схемы.

Графическое изображение последовательности соединения в кинематические пары с указанием размеров звеньев называется *кинематической схемой*.

Кинематические параметры механизма отражают свойства механического движения без учета их массы и действующих на них сил.

Кинематический анализ выполняется либо для заданного момента времени, либо для заданного положения входного звена.

Исследования производятся с оценкой кинематических условий функционирования рабочего (выходного звена).

Координата выходного звена находится в зависимости от обобщенной координаты и представляет собой *функцию положения* механизма, которая устанавливает зависимость угловых и линейных перемещений точки или звена от времени или обобщенной координаты.

Движение звеньев механизма происходит в пространстве и во времени. Основными характеристиками движения являются траектории, скорости и ускорение точек звеньев механизма, которые связаны с изменением времени.

Траектория – это линия, описываемая движущейся материальной точкой.

Функция положения механизма – это зависимость координаты выходного звена от обобщенных координат механизма. В кривошипно-ползунном механизме перемещение этой точки связано с углом поворота кривошипа.

Производные от функции положения по времени называют кинематическими характеристиками механизма. Первая производная называется скоростью (v и ω), а вторая производная – ускорением (a и ε).

Скорость точки v – это пространственно – временная мера движения, характеризующая положение точки в данное мгновение в данной системе отсчета.

$$v = \frac{ds}{dt}, \quad (1.10)$$

где s – перемещение, м; t – время, с.

Угловая скорость ω тела (звена) – это пространственно – временная мера движения, характеризующая изменение угла поворота φ тела (звена) в данное мгновение и в данной системе отсчета

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}. \quad (1.11)$$

Вектор $\overline{v}$ линейной скорости любой точки вращающегося звена определяется по формуле Эйлера

$$\overline{v} = \overline{\omega} \cdot \rho, \quad (1.12)$$

где ρ - радиус кривизны траектории движения звена в данной точке.

Ускорение точки a , $м/с^2$ – это пространственно – временная мера изменения движения, которая характеризует изменение скорости точки в данный момент в данной системе отсчета.

$$a = \frac{d^2s}{dt^2}. \quad (1.13)$$

Касательное (тангенциальное) ускорение a^t представляет собой проекцию вектора ускорения на касательную к траектории

$$a^t = (dv/dt), м/с^2. \quad (1.14)$$

Нормальное (центростремительное) ускорение a^n представляет собой проекцию ускорения a на нормаль, направленную к центру кривизны

$$a^n = v^2/\rho, м/с^2. \quad (1.15)$$

Вектор ускорения любой точки звена равен

$$\overline{a} = \overline{a}^t + \overline{a}^n. \quad (1.16)$$

Угловое ускорение тела (звена) ε , $рад/с^2$ – это пространственно-временная мера движения, характеризующая изменение угловой скорости тела (звена), в данное мгновение в данной системе отсчета

$$\varepsilon = d\omega/dt. \quad (1.17)$$

Угловое ускорение определяют через тангенциальное ускорение a^t и радиус r расположения точки относительно оси вращения

$$\varepsilon = a^t / r. \quad (1.18)$$

Кинематическими передаточными функциями являются производные от функций положения по обобщенной координате механизма и называются аналогом скорости (v_q и ω_q) – первая производная и аналогом ускорения (a_q и ε_q) – вторая производная.

Передаточная функции скорости v_q точки на каком либо звене механизма определяется по последовательно рассмотренным соотношениям

$$v = \frac{ds}{dt}; v_q = \frac{ds}{d\varphi_1}; v_B = \frac{ds}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = v_q \cdot \omega_1. \quad (1.19)$$

Таким образом

$$v_q = v / \omega_1. \quad (1.20)$$

Связь между ускорением a какого-либо звена и передаточной функцией a_q того же звена определяется следующими соотношениями:

$$a = \frac{d^2 s}{dt^2}; a_q = \frac{d^2 s}{d\varphi^2}; a = \frac{d^2 s}{d\varphi_1^2} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt}\right)^2 + \frac{ds}{d\varphi_1} \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}; \quad (1.21)$$

$$a = a_q \cdot \omega_1^2 + v_q \varepsilon_1. \quad (1.22)$$

Передаточная функция угловой скорости ω_{qi} i -го звена механизма определяется по последовательно рассмотренным соотношениям:

$$\omega_i = \frac{d\varphi_i}{dt}; \omega_{qi} = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}; \omega_i = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}; \quad (1.23)$$

$$\omega_{qi} = \frac{\omega_i}{\omega_1} = u_{i1}, \quad (1.24)$$

где u_{i1} – передаточное отношение.

Связь между угловым ускорением ε_i i -го звена и передаточной функцией ε_{qi} того же звена определяется следующими соотношениями:

$$\varepsilon_i = \frac{d\omega_i}{dt}; \varepsilon_{qi} = \frac{d\omega_{qi}}{d\varphi_1} = \frac{d^2 \varphi_i}{d\varphi_1^2}; \varepsilon_i = \frac{d^2 \varphi_i}{d\varphi_1^2} \omega_1^2 + \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} \varepsilon_1; \quad (1.25)$$

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{qi} \omega_1^2 + u_{i1} \varepsilon_1. \quad (1.26)$$

В случае, когда $\varepsilon_1=0$, то $\varepsilon_{qi} = \varepsilon_i / \omega_1^2$.

Результатом кинематического анализа являются численные данные для проведения силового, динамического и энергетического расчетов механизма.

Кинематический синтез механизма состоит в проектировании его кинематической схемы.

Для механизмов, подчиняющихся классификации Л.В. Ассура, порядок кинематического анализа и синтеза определяется формулой строения: после нахождения параметров движения начальных звеньев устанавливают кинематические характеристики структурных групп в порядке следования их в формуле строения, т.е. кинематика любого элемента формулы строения может быть изучена только после того, как установлена для всех предшествующих в этой формуле элементов.

Распространение получили следующие методы исследования: *графический* (метод графиков и диаграмм), *графоаналитический* (метод планов скоростей и ускорений) и *аналитический* метод.

Взаимное расположение звеньев движущегося механизма всё время меняется, но в каждый данный момент времени оно вполне определенное. Графическое изображение в масштабе взаимного расположения звеньев, соответствующее выбранному моменту времени называют *планом механизма*.

Графический метод кинематического анализа.

В графическом методе кинематического исследования решаются задачи:

о положениях звеньев механизма построением нескольких совмещенных планов механизма в выбранном масштабе длин при различных последовательных положениях ведущего звена; о скоростях и ускорениях построением графиков (диаграмм) перемещений, скоростей и ускорений элементов механизма.

Последовательность исследования производится: построением нескольких (12 и более) совмещенных планов механизма в выбранном масштабе длин;

построением графика пути (перемещения) исследуемой точки или звена на основе совмещенных планов механизма;

графическое дифференцирование графика перемещений с целью построения графика скорости исследуемой точки;

графическое дифференцирование графика скоростей с целью получения графика ускорений.

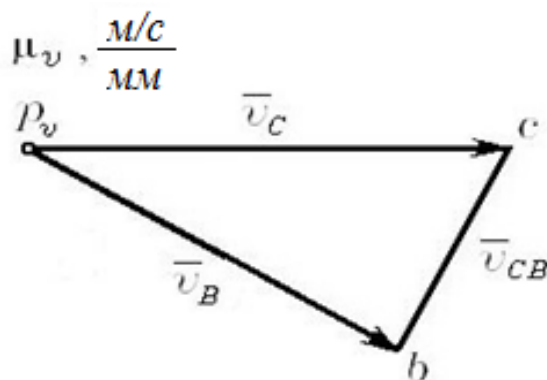
Графическое дифференцирование производят с использованием методов хорд и касательных.

Графоаналитический метод кинематического анализа.

Графоаналитический метод исследования построен на анализе планов скоростей и ускорений механизма.

Планом скоростей звена принято считать графическое построение в виде пучка лучей абсолютных скоростей точек звеньев и отрезков, соединяющих концы лучей, которые являются относительными скоростями соответствующих точек в данном положении механизма.

На рисунке 1.8 представлен пример построения плана скоростей для кривошипно-ползунного механизма.



P_v – полюс плана скоростей; μ_v – масштаб плана скоростей; $\vec{v}_B$ и $\vec{v}_C$ – векторы абсолютных скоростей точек B и C , соответственно; $\vec{v}_{CB}$ – скорость точки C относительно точки B

Рисунок 1.8 – Пример плана скоростей кривошипно-ползунного механизма

При частоте вращения n_1 (об/мин) кривошипа его угловая скорость ω_1 (рад/с) равна

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 \quad (1.27)$$

Вектор скорости v_B , м/с, точки B направлен перпендикулярно линии кривошипа AB , а его величина устанавливается формулой

$$v_B = \omega_1 \cdot l_1, \quad (1.28)$$

где l_1 – длина кривошипа.

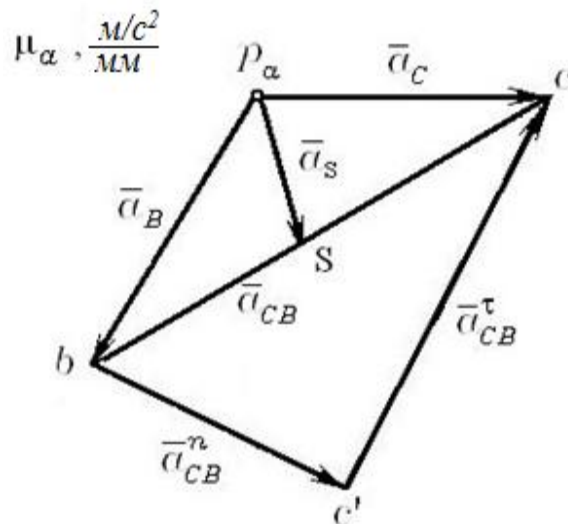
Вектор скорости v_C , м/с, точки C параллелен линии движения ползуна, а его величина устанавливается из плана скоростей

$$\overline{v_C} = \overline{v_B} + \overline{v_{CB}}. \quad (1.29)$$

где $\overline{v_{CB}}$ – вектор скорости точки C относительно точки B , который перпендикулярен линии шатуна CB , на плане исходит из конца вектора v_B , и, далее, заканчивается на линии вектора v_C , устанавливая тем самым величину последнего.

Планом ускорений звена принято считать графическое построение в виде пучка лучей абсолютных ускорений точек звеньев и отрезков, соединяющих концы этих лучей, которые являются относительными ускорениями соответствующих точек в данном положении механизма.

На рисунке 1.9 представлен пример построения плана ускорений для кривошипно-ползунного механизма.



P_α – полюс плана ускорений; μ_α – масштаб плана ускорений; $\overline{a}_B$ и $\overline{a}_C$ – векторы абсолютных ускорений точек B и C , соответственно; $\overline{a}_{CB}$ – ускорение точки C относительно точки B ; $\overline{a}_{CB}^n$ – нормальная составляющая ускорения точки C относительно точки B ; $\overline{a}_{CB}^\tau$ – тангенциальная составляющая ускорения точки C относительно точки B ; $\overline{a}_S$ – вектор абсолютного ускорения точки S , которая является центром масс

Рисунок 1.9 – Пример плана ускорений кривошипно-ползунного механизма

Вектор ускорения a_B точки B направлен к центру вращения (точка A) вдоль линии кривошипа AB , а его величина устанавливается формулой

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_1. \quad (1.30)$$

Вектор ускорения $\overline{a}_C$ точки C направлен вдоль линии движения ползуна и определяется при построении плана ускорений на пересечении с вектором относительного ускорения $\overline{a}_{CB}$, который соединяет концы векторов $\overline{a}_B$ и $\overline{a}_C$ и со-

стоит: из нормального ускорения $\bar{a}_{CB}^n$ точки C относительно точки B и тангенциального ускорения $\bar{a}_{CB}^t$ точки C относительно точки B .

Таким образом,

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^t, \quad (1.31)$$

где $\bar{a}_{CB}^n$ – вектор нормальной составляющей ускорения точки C относительно точки B , который равен $a_{CB}^n = \frac{v_{CB}^2}{l_2}$ и параллелен линии шатуна; $\bar{a}_{CB}^t$ – вектор тангенциальной составляющей ускорения точки C относительно точки B , полученный на пересечении линии, проведенной из конца вектора $\bar{a}_{CB}^n$ перпендикулярно ему до пересечения с линией вектора $\bar{a}_C$, устанавливая тем самым величину последнего.

Вектор ускорения центра масс шатуна $\bar{a}_S$ устанавливают из плана ускорений на основании выражения

$$\bar{a}_S = \bar{a}_B + \bar{a}_{SB}. \quad (1.32)$$

Таким образом, построение планов скоростей (ускорений) основано на графическом решении векторных уравнений распределения скоростей и ускорений в плоско – параллельном движении.

Векторы абсолютных скоростей и ускорений точек (относительно неподвижного звена) изображают из полюсов соответствующих планов в направлении, совпадающем с направлением касательным к траектории движения.

Векторы относительных скоростей точек (при движении относительно подвижных точек) изображают отрезками соединяющими концы векторов абсолютных скоростей.

Таким образом, задача о положениях решается графическим методом, т.е. построением нескольких совмещенных планов механизма в соответствующем масштабе длин; задача о скоростях и ускорениях решается построением планов скоростей и ускорений звеньев механизма при определенных (заданных) положениях ведущего звена на основе заранее составленных векторных уравнений скоростей и ускорений звеньев механизма.

Аналитический метод кинематического анализа.

Аналитический метод кинематического анализа – это координатный способ определения кинематических характеристик плоских рычажных механизмов.

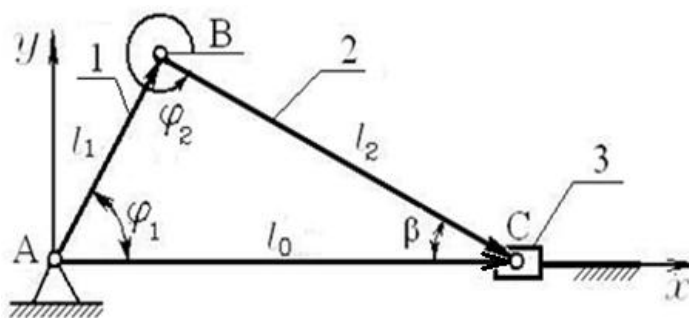
Движение точки и звена на плоскости определено, если известно их положение относительно выбранной системы отсчета и изменения их координат с течением времени. Координатный способ устанавливает определение движения точки или звена посредством кинематических уравнений в прямоугольной системе координат. При координатном способе за аргумент принимают время или обобщенную координату механизма и, придавая ему различные частные значе-

ния, вычисляют соответствующие значения функции положения (координат) и их производных: проекции на координатные оси скоростей и ускорений или кинематических передаточных функций скоростей и ускорений.

Базой для составления кинематических уравнений в координатной форме является векторная модель механизма.

При аналитическом методе кинематического анализа плоских рычажных механизмов исходят из положения, что механизм есть замкнутая кинематическая цепь, и исходное уравнение представляют в виде векторной суммы звеньев. При этом устанавливается связь между обобщенными координатами, скоростями и ускорениями характерных точек механизма. Исходными данными для реализации этого метода служат: кинематическая схема, представленная в прямоугольной системе координат; линейные размеры всех звеньев и аналитическая зависимость изменения обобщенной координаты, определяющей положение ведущего звена.

На рисунке 1.10 представлена кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма в векторной форме.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун

Рисунок 1.10 – Схема кривошипно-ползунного механизма в векторной форме

Кинематическая схема механизма представляет собой замкнутый векторный треугольник, уравнение замкнутости которого

$$\overline{l_1} + \overline{l_2} + \overline{l_0} = 0. \quad (1.33)$$

Уравнение векторного контура ABC проецируют на координатные оси.

В случае, когда начало системы координат находится на оси вращения кривошипа, то проекции векторов на систему координат xAy имеет вид:

$$l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_0 \cdot \cos \pi = 0; \quad (1.34)$$

$$l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 + l_0 \cdot \sin \pi = 0, \quad (1.35)$$

где l_1, l_2 – длины звеньев 1 и 2;

φ_1, φ_2 – углы, образованные звеньями 1 и 2 с осью Ax .

Величина угла φ_2 устанавливается соотношением

$$\varphi_2 = 2\pi - \beta = 2\pi - \arcsin(l_1 \cdot \sin \varphi_1 / l_2). \quad (1.36)$$

Угол поворота кривошипа φ_1 определяет положение звена 3

$$x_c = l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 = l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos[2\pi - \arcsin(l_1 \cdot \sin \varphi_1 / l_2)] \quad (1.37)$$

Дифференцируя уравнения проекции векторов по обобщенной координате φ_1 (углу поворота ведущего звена) получают аналог угловой скорости, связь которого с действительной угловой скоростью i -го звена определяют из соотношения

$$\omega_i = \frac{d\varphi_i}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_1}{dt} \cdot \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1} = \omega_1 \cdot \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}, \quad (1.38)$$

Угловая скорость шатуна ω_2 и относительная скорость звена 3 ($v_{30} = v_C$) может быть получена после подстановки аналога скорости в продифференцированные уравнения проекции векторов на оси координат:

$$-\omega_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 - \omega_2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_2 + v_C \cdot \cos \pi = 0; \quad (1.39)$$

$$\omega_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 + \omega_2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2 + v_C \cdot \sin \pi = 0. \quad (1.40)$$

При вторичном дифференцировании уравнений проекции векторов с использованием аналога углового ускорения, представляющего собой вторую производную обобщенной координаты по углу поворота ведущего звена $\frac{d^2\varphi_i}{d\varphi_1}$ устанавливают действительное ускорение i -го звена умножением аналога углового ускорения на квадрат угловой скорости ведущего звена ω_1^2 . При этом получают уравнения углового ускорения шатуна ε_2 и относительного ускорения звена 3 ($a_{30}^T = a_C$)

$$l_1 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \varepsilon_2 - \cos \pi \cdot a_C = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 - \omega_2^2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2; \quad (1.41)$$

$$l_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \varepsilon_2 + \sin \pi \cdot a_C = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 + \omega_2^2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_2. \quad (1.42)$$

Полученные значения угловых скоростей и ускорений позволяют установить скорости и ускорения любой точки механизма.

При синтезе кривошипно-ползунного механизма учитывают коэффициент неравномерности движения δ

$$\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_c \quad (1.43)$$

где $\omega_{\max}$ и $\omega_{\min}$ максимальное и минимальное значение обобщенной скорости механизма, соответственно; ω_c – значение средней скорости за один цикл установившегося движения, которое равно $\omega_c = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / 2$.

Для насосов рекомендуется применять значения $\delta = 1/5 \div 1/30$.

1.2.3. Динамический анализ и синтез

Динамический анализ – это определение движения звеньев механизма по приложенным к ним силам или определение сил по заданному движению звеньев.

Динамический синтез механизма – проектирование схемы механизма с учетом его динамических характеристик.

Динамический анализ и синтез может быть произведён *аналитическим* или *графоаналитическим* методами.

В аналитическом решении звенья структурной группы разделяются. Для каждого звена составляются уравнения мгновенного равновесия в проекциях сил на оси координат и суммы моментов сил относительно некоторой точки. Расчет производится для всех установленных положений механизма.

Графоаналитический метод анализа основан на принципе «*плана сил*», который представляет собой замкнутый векторный многоугольник, образованный последовательным присоединением всех сил, действующих на структурную группу.

Силы, действующие в механизме, подразделяют на внешние задаваемые и внутренние реакции связей.

К задаваемым силам относят: силы движущие, полезного сопротивления, собственного веса звеньев, инерции и вредного сопротивления.

Движущие силы и моменты приложены в сторону перемещения элементов механизма. В кривошипно-ползунном механизме – это усилие, действующее на поршень, а на вращающихся элементах – это крутящий момент, зависящий от скорости вращения звена.

Силы полезного сопротивления существуют при непосредственном выполнении технологического процесса, т.е. – это силы, приложенные к исполнительным или рабочим звеньев механизма и направлены против их перемещения.

Силы инерции распределяются по всему объёму звена пропорционально массе и ускорению.

Элементарная сила инерции dF_i звена, совершающего плоско-параллельное движение определяется уравнением

$$d\bar{F}_u = -\bar{a}dm, \quad (1.44)$$

где a – ускорение элементарной массы звена; dm – элементарная масса звена.

При определении усилий в кинематических парах и характера движения механизма применяют статически эквивалентные системы, в которых используют равнодействующие, которые могут сведены к одной равнодействующей силе F_u , приложенной в центре масс звена, и к равнодействующей паре сил с моментом M_u .

$$\bar{F}_u = -m\bar{a}_S; \quad (1.45)$$

$$M_u = -J_S\bar{\varepsilon}, \quad (1.46)$$

где m – масса всего звена, кг; $\bar{a}_S$ – полное ускорение центра масс звена, м/с²; $\bar{\varepsilon}$ – угловое ускорение звена, 1/с²; J_S – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс, кг·м².

Поступательно движущееся звено имеет одинаковое ускорение во всех точках, равное ускорению центра масс a_S , а угловое ускорение ε равно нулю. Следовательно, при поступательном движении звена действует только сила инерции $\bar{F}_u = -m\bar{a}_S$, приложенная в центре масс.

При вращении звена вокруг оси, проходящей через центр масс, ускорение центра масс $\bar{a}_S$ равно нулю и сила инерции также равна нулю $\bar{F}_u = 0$.

Если звено при этом вращается неравномерно ($\varepsilon \neq 0$), то на звено будет действовать момент сил инерции $M_u = -J_S \bar{\varepsilon}$.

При вращении звена вокруг оси, не совпадающей с центром масс на звено будет действовать сила $\bar{F}_u = -m \bar{a}_S$, приложенная в центре масс и момент пар сил инерции $M_u = -J_S \bar{\varepsilon}$.

В случае сложного движения звена на него действует сила инерции $\bar{F}_u = -m \bar{a}_S$, приложенная в центре масс и момент пар сил инерции $M_u = -J_S \bar{\varepsilon}$.

Сила трения представляет собой силу сопротивления относительному перемещению двух тел, которая направлена в сторону противоположную направлению относительной скорости. Силу трения F и нормальную составляющую внешних сил N , действующую на поверхность контактирующих тел, соединяет коэффициент f , определяемый опытным путем

$$f = F / N \quad (1.47)$$

Различают трение скольжения присутствует при относительном движении двух тел, скорости которых в точках касания различны.

Трение качения возникает в высших кинематических парах, скорости которых в точках касания одинаковы по величине и направлению.

Силы собственного веса звеньев могут выполнять работу положительную (центр масс звеньев опускается) и отрицательную (центр масс звеньев поднимается). В случае, когда центр масс звеньев движется горизонтально, работа сил собственного веса равна нулю. При циклическом движении работа этих сил за цикл равна нулю.

Силы реакции возникают в кинематических парах при работе механизма.

Реакции связей можно разложить на составляющие: нормальную и касательную, которая представляет собой силу трения. Определение реакции сводится к отысканию величины, направления и точки приложения реакции в каждой паре. В начальных расчетах реакции в кинематических парах учет сил трения не производится.

Во вращательной паре линия действия реакции проходит через ось вращения, но неизвестны её величина и направление.

В поступательной паре линия действия реакции нормальна к поверхности направляющей, но неизвестны её величина и точка её приложения.

Таким образом, при отыскании реакций необходимо определять по два неизвестных в каждой паре.

Если число пар механизмов p_5 , то число неизвестных будет $2p_5$, и при n подвижных звеньев – число уравнений равновесия будет $3n$. Механизм в этом случае статически определим при условии, что $2p_5$ равно $3n$. Полученное равенство аналогично структурной группе. Следовательно, группы являются статически определимыми, и при отыскании реакции в кинематических парах механизма можно рассматривать равновесие каждой группы в отдельности.

В основу метода определения реакций положен принцип Д'Аламбера, согласно которому *динамическая система* условно сводится к *статической* путем приложения сил инерции, и для решения задачи используют уравнения равновесия в статике

$$(\Sigma F_i + G_i + \Sigma Q_i) + F_u = 0, \quad (1.48)$$

где ΣF_i – сумма всех внешних сил, действующих на i -е звено; G_i – вес i -го звена; ΣQ_i – сумма силового воздействия со стороны других звеньев на i -е звено; F_u – сила инерции звена.

Реакции определяют, начиная с группы, наиболее удаленной от ведущего звена, постепенно переходя к последующим группам и заканчивая рассмотрением ведущего звена.

Определение реакций в кинематических парах механизма производят в следующей последовательности: заданные силы прикладывают к звеньям;

структурные группы выделяют из механизма; усилия, заменяющие действия от соединенных звеньев соседних групп, прикладывают к внешним парам каждой группы.

Предварительно выделенные структурные группы должны удовлетворять условиям кинетостатической определимости. Число уравнений кинетостатики должно быть равно числу неизвестных величин, характеризующих реакции в кинематических парах. Далее определяют реакции в кинематических парах со стороны отсоединенных звеньев, используя при этом уравнение $\Sigma M = 0$.

Затем строят *план сил* – замкнутый векторный контур – и определяют оставшиеся неизвестные величины. Структурный анализ ведут последовательно, переходя от структурных групп с заданными внешними силами к структурным группам или звеньям, для которых следует определить внешние силы.

На плане сил в масштабе последовательно строят известные силы, а неизвестными замыкают план.

После определения реакций в кинематических парах устанавливают уравновешивающую силу и момент.

Уравновешивающие сила и момент приложены к ведущему звену и уравновешивают действие всех сил и моментов, влияющих на механизм.

При силовом анализе механизма уравновешивающий момент равен моменту движущих сил ($M_y = M_d$), уравновешивающая сила равна движущей силе ($F_y = F_d$).

Линия действия уравновешивающей силы и точка её приложения зависят от механизма, приводящего звено в движение.

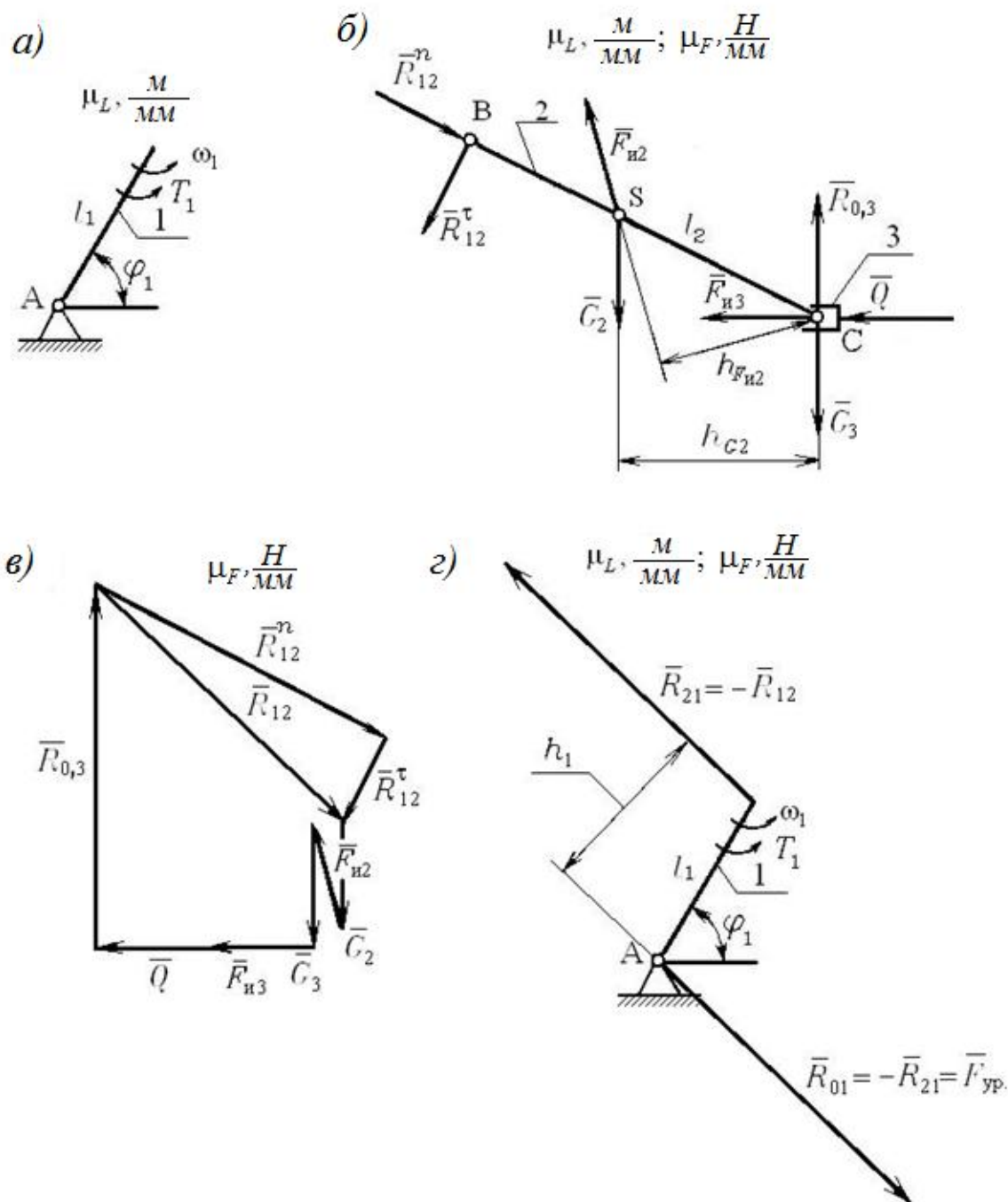
Величина и направление уравновешивающего момента M_y , Н·м, определяется из условия равновесия звена приведения.

В случае, когда звено приведения уравновешивается силой F_y , Н, линия действия которой известна, то величина её определяется из условия

$$F_y = M_y / h_y, \quad (1.49)$$

где h_y – плечо пары сил на звене приведения, вызывающий *вращающий момент* T , Н·м.

На рисунке 1.11 представлен пример силового анализа кривошипно-ползунного механизма.



а) – начальный механизм; б) – структурная группа шатун – ползун;
 в) план сил; г) силы на начальном механизме

Рисунок 1.11 – Структурно-силовой анализ кривошипно-ползунного механизма

Определение давления в кинематических парах начинаем с рассмотрения равновесия группы: шатун BC – ползун C. На звенья этой группы действуют силы: внешняя сила давления Q на поршень; силы тяжести G_2 , G_3 ; результирующие силы инерции $F_{и2}$, $F_{и3}$; давление R_{03} направляющих на ползун; давление на шатун R_{12} .

Условие равновесия группы

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{и2} + \bar{F}_{и3} + \bar{G}_3 + \bar{Q} + \bar{R}_{03} = 0 \quad (1.50)$$

В данном уравнении три неизвестных: величина R_{03} ; величина и линия действия силы R_{12} , то для решения этого уравнения давление R_{12} раскладывают на две составляющие

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t, \quad (1.51)$$

где $\bar{R}_{12}^n$ – вдоль оси звена; $\bar{R}_{12}^t$ – перпендикулярно к оси звена AB .

Составляющую $\bar{R}_{12}^t$ определяют из уравнения моментов всех сил, действующих на шатун BC относительно точки C

$$R_{12}^t \cdot BC - F_{и2} \cdot h_{Fи2} + G_2 \cdot h_{G2} = 0, \quad (1.52)$$

откуда

$$R_{12}^t = \frac{F_{и2} \cdot h_{Fи2} - G_2 \cdot h_{G2}}{BC}. \quad (1.53)$$

Строим план сил: устанавливаем масштаб сил μ_F , $H/мм$; откладываем в масштабе вектор $\bar{R}_{12}^t$, к концу которого устанавливаем вектор силы веса шатуна $\bar{G}_2$; далее, к концу вектора $\bar{G}_2$ устанавливаем вектор силы инерции шатуна $\bar{F}_{и2}$, к концу которого устанавливаем вектор силы веса ползуна $\bar{G}_3$; к концу вектора $\bar{G}_3$ устанавливаем вектор силы инерции ползуна $\bar{F}_{и3}$, к которому добавляем вектор внешних сил $\bar{Q}$; через конец вектора $\bar{Q}$ проводим линию вектора силы реакции $\bar{R}_{03}$ до пересечения с линией вектора $\bar{R}_{12}^n$, проведенного через начало вектора $\bar{R}_{12}^t$, замыкая тем самым векторный многоугольник сил, и получаем векторы $\bar{R}_{12}^n$ и $\bar{R}_{03}$.

Вектор реакции $\bar{R}_{12}$ получаем из построенного плана путем сложения векторов $\bar{R}_{12}^n$ и $\bar{R}_{12}^t$.

Вектор реакции $\bar{R}_{12}$ равен вектору реакции $\bar{R}_{21}$ отсоединенной группы начального механизма, но направлен противоположно.

Устанавливаем вектор уравновешивающей всех сил механизма F_y , приложенной в шарнире A начального механизма, приравняв его вектору реакции $\bar{R}_{21}$, (с некоторыми допущениями, не влияющими на конечный результат) противоположно направив, т.е. вектор реакции $\bar{R}_{01}$ равен вектору $\bar{F}_y$ (рисунок 1.11, з).

Уравновешивающий момент M_y определяем из условия равновесия кривошипа AB

$$\bar{R}_{21} + \bar{R}_{01} = 0 \quad (1.54)$$

$$M_y = R_{21} \cdot h_1. \quad (1.55)$$

Поскольку $\bar{F}_y$ и $\bar{R}_{21}$ равны между собой, направлены противоположно и расположены на расстоянии h_1 , то они образуют вращательную пару с моментом T_y

$$\bar{T}_y = \bar{F}_y \cdot h_1. \quad (1.56)$$

На основании вышеизложенного устанавливают мощность P на кривошипе

$$P = \bar{F}_y \cdot v_B \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}; \quad (1.57)$$

или

$$P = \bar{T}_y \cdot \omega_1 \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}. \quad (1.58)$$

Движущий момент на звене приведения является характеристикой, позволяющей установить приводную мощность P (кВт).

Мощность P (кВт) – энергетическая характеристика, равная отношению работы к интервалу времени ее совершения. Мощность определяется как скалярное произведение вектора силы $\bar{F}$ (Н) на вектор скорости $\bar{v}$ (м/с) точки приложения силы

$$P = F \cdot v \cdot \cos \alpha, \quad (1.59)$$

где α – угол между F и v .

Для вращающегося тела с угловой скоростью ω (рад/с) под действием момента T (Н·м) мощность P (кВт) равна

$$P = 10^3 \cdot T \cdot \omega \quad (1.60)$$

Представленный расчет производился без учета потерь на трение.

Учет трения, возникающего в кинематических парах производят после установления всех параметров при динамическом анализе (синтезе) механизма.

При работе механизмов происходят потеря мощности, которая отражается коэффициентом полезного действия η_m . Для многоступенчатого привода общий коэффициент полезного действия η_m равен произведению КПД каждой кинематической пары и других звеньев привода, где существует рассеивание энергии (подшипники, муфты и т.п.) $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$

$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (1.61)$$

Таким образом, эти потери обуславливают превышение требуемой мощности $P_{тр}$ по отношению к потребляемой (рабочей) P_p

$$P_{тр} = P_p / \eta_m. \quad (1.62)$$

Полученная величина $P_{тр}$ является основанием для выбора энергетической машины (таблица Б.3), приводящая в действие синтезируемый объект в составе производственного агрегата.

Различают три стадии движения механизма машины:

- стадия пуска (разбега), когда скорость движения ведущего звена растёт от нуля до максимума, и, следовательно, работа движущих сил больше работы сил сопротивления ($A_{дв} > A_c$);
- установившееся движение, когда работа движущих сил за полный цикл по абсолютной величине равна работе сил сопротивления ($A_{дв} = A_c$);
- стадия выбега, когда скорость снижается до нуля, и работа движущих сил меньше работы сил сопротивления ($A_{дв} < A_c$).

Действие всех сил и моментов сил на различных звеньях механизма при общем синтезе заменяют одной силой или моментом, приложенных к какому либо звену, и называют их *приведенными*, а звенья, к которым они приложены, называют *звеньями приведения*.

Работа приведенной силы (или момента) на её возможном перемещении равна сумме работ всех сил, приложенных к звеньям механизма на их возможном перемещении.

В случае вращательного движения звена приведения уравнение Лагранжа имеет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi} = M_{\text{п}}, \quad (1.63)$$

а если в качестве звена приведения принять ползун в неподвижной направляющей, то

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial E}{\partial s} = P_{\text{п}}. \quad (1.64)$$

Уравнение движение механизма устанавливается дифференциальными уравнениями Лагранжа второго рода в обобщенных координатах.

В качестве обобщенных координат принимают независимые параметры, определяющие положение механизма

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{dE}{dq_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1.65)$$

где q_i – обобщенная координата;

$\dot{q}_i$ – обобщенная скорость;

Π – потенциальная энергия системы;

E – кинематическая энергия механизма, зависящая от масс его звеньев, скоростей ведущих звеньев и их положения;

Q_i – обобщенная сила, соответствующая обобщенной координате q_i .

Третий член уравнения Лагранжа $\frac{\partial \Pi}{\partial q_i}$ учитывает действия на механизм сил упругости звеньев и т.п. Этими силами можно пренебречь, и тогда уравнение Лагранжа примет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{\partial E}{\partial q_i} = Q_i. \quad (1.66)$$

Уравнение (1.64) является базовым для оценки функционирования механизма.

Число уравнений Лагранжа будет равно числу степеней подвижности механизма.

1.3. Энерго-кинематические параметры привода поршневого насоса

Энерго-кинематические параметры привода насоса выражают ее способность работать в заданном нагрузочном режиме. Основными характеристиками привода являются мощность P_i , кВт, на валах и вращающий момент T_i , Н·м. Валы вращаются с соответствующими угловыми скоростями ω_i , рад/с, при частоте вращения валов n_i , об/мин. Угловая скорость ω_i и частота вращения вала n_i связаны зависимостью

$$\omega_i = \pi \cdot n_i / 30. \quad (1.67)$$

Вращающий момент и мощность на валах связаны соотношениями через угловую скорость

$$T_i = 10^3 \cdot P_i / \omega_i. \quad (1.68)$$

В случае, когда выходные параметры привода заданы вращающим моментом T_p , Н·м, и угловой скоростью ω_p , рад/с, величина рабочей мощности P_p равна

$$P_p = 10^{-3} \cdot T_p \cdot \omega_p \quad (1.69)$$

По требуемой мощности, условиям эксплуатации и режиму работы привода с учетом продолжительности включения ПВ% выбирают электродвигатель. В случае, когда фактическая продолжительность включения ПВ_ф не совпадает с номинальными значениями ПВ_н, двигатель выбирают по значению номинальной мощности P_n , кВт

$$P_n = P_\phi \cdot (ПВ_\phi / ПВ_n)^{1/2}, \quad (1.70)$$

где P_ϕ – фактический расход мощности, кВт.

Если кинематическая схема привода состоит из последовательно соединенных передач, то мощность передаваемая каждым последующим валом, начиная от вала двигателя, рассчитывают с учетом потерь на соответствующей ступени:

$$P_1 = P_{дв}; P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \dots; P_k = P_{k-1} \cdot \eta_{k-1}, \quad (1.71)$$

где $P_1, P_2, \dots, P_k$ – мощность на 1-, 2-, ..., k -м валах привода; $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_{k-1}$ – коэффициенты полезного действия 1-, 2-, ..., $(k-1)$ -й ступени соответственно.

Зависимость между частотами вращения вала двигателя $n_{дв}$ и выходного вала привода $n_{вых}$ определяет общее передаточное отношение $i_{пр}$ привода насоса

$$i_{пр} = n_{дв} / n_{вых}. \quad (1.72)$$

Передаточное отношение привода, в состав которого входит несколько передач

$$i_{пр} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_k, \quad (1.73)$$

где $i_1, i_2, \dots, i_k$ – передаточные отношения 1-, 2-, ..., k -й ступени привода.

Установление передаточных отношений передач, составляющих привод машины, производят в соответствии с нормативными рекомендациями.

Частота вращения последовательно рассмотренных валов привода $n_1, n_2, \dots, n_k$ определяется соотношениями:

$$n_1 = n_{дв}; n_2 = n_{дв} / i_1; \dots; n_k = n_{k-1} / i_k. \quad (1.74)$$

Вращающий момент T , Н·м, для каждого вала рассчитывают по формулам:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_1 / n_1; T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_2 / n_2; \dots; T_k = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_k / n_k. \quad (1.75)$$

Механические передачи, входящие в привод рассчитывают по соответствующим индивидуальным методикам.

2. ПРИМЕР АЛГОРИТМА СИНТЕЗА ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Представленный алгоритм синтеза поршневого насоса выполнен с использованием графо-аналитического метода.

Исходные данные

Сила сопротивления жидкости при движении поршня $Q =$ Кн.

Частота вращения кривошипа насоса $n =$ об/мин;

Длины звеньев:

вариант а) кривошип $l_1 =$ мм, шатун $l_2 =$ мм;

вариант б) l_1 и l_2 устанавливают по заданным входным параметрам;

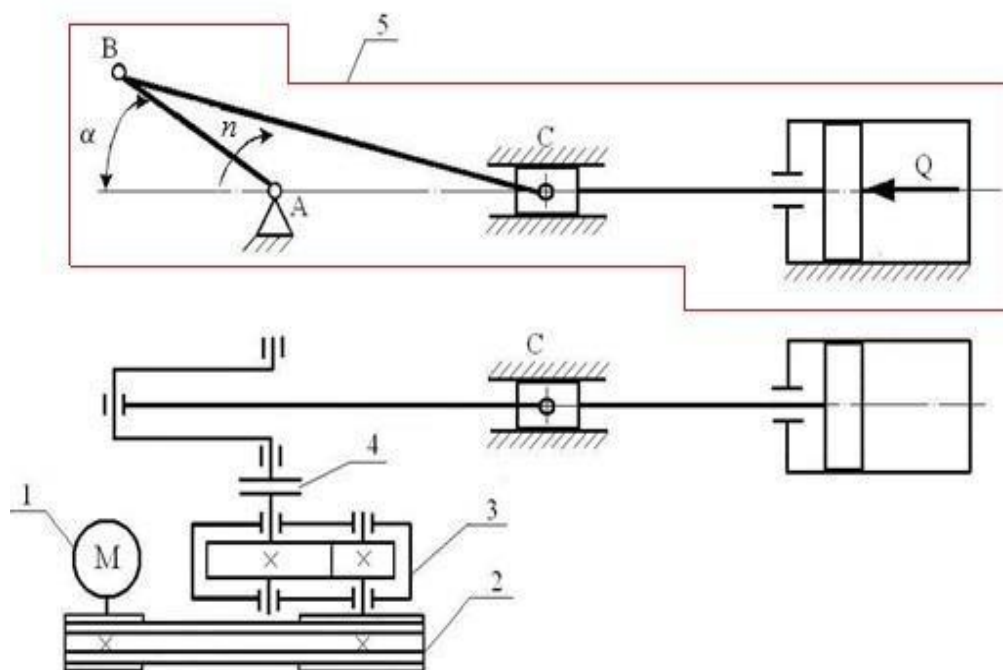
ход поршня – H , мм, метрические коэффициенты λ и ε ;

Масса шатуна $m_2 =$ кг;

Масса поршня со штоком и ползуном $m_3 =$ кг;

Момент инерции шатуна относительно его центра масс $J_S =$ кг·м²;

Угол наклона кривошипа к горизонту $\alpha =$ °.



1 – электродвигатель; 2 – передача ременная; 3 – редуктор; 4 – муфта;
5 – поршневая группа (кривошипно-ползунный механизм).

Рисунок 2.1 – Структурная схема насоса

2.1. Синтез кривошипно-ползунного механизма

2.1.1. Метрический синтез

По варианту а) длины звеньев заданы.

По варианту б) метрические параметры кривошипно-ползунного механизма устанавливают по схеме (рисунок 2.2) с учетом хода поршня (ползуна) H и метрических коэффициентов $\lambda = l_1 / l_2$ и $\varepsilon = e / l_1$.

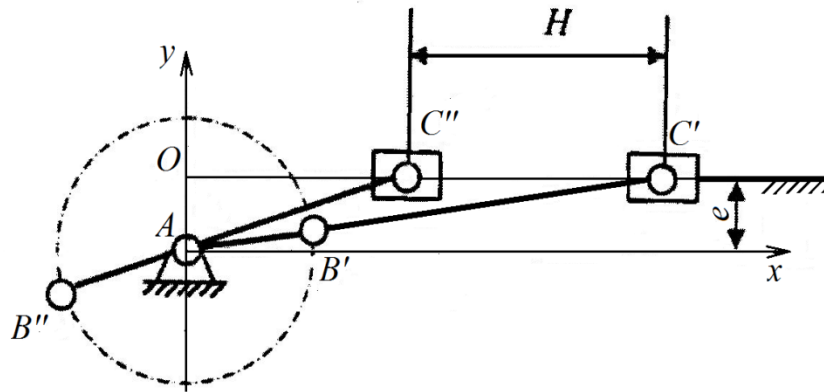


Рисунок 2.2 – Схема для установления метрических характеристик кривошипно-ползунного механизма

Из $\triangle AOC''$ и $\triangle AOC'$ ход ползуна равен

$$H = OC' - OC'' = \sqrt{(l_2 + l_1)^2 - e^2} - \sqrt{(l_2 - l_1)^2 - e^2}.$$

Учитывая, что $l_1 = \lambda \cdot l_2$; $e = \varepsilon \cdot l_1 = \varepsilon \cdot l_2$ получаем величину длины шатуна

$$l_2 = \frac{H}{[(1+\lambda)^2 - \varepsilon^2 \lambda^2]^{1/2} - [(1-\lambda)^2 - \varepsilon^2 \lambda^2]^{1/2}},$$

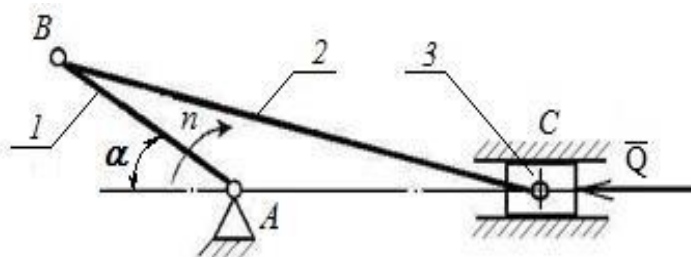
а длина кривошипа и эксцентриситет

$$l_1 = \lambda \cdot l_2;$$

$$e = \varepsilon \cdot l_1.$$

2.1.2. Структурный анализ и синтез

На рисунке 2.2 представлена структурная схема кривошипно-ползунного механизма



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун

Рисунок 2.2 – Структурная схема кривошипно-ползунного механизма

Степень подвижности механизма

$$w = 3n - 2p_5 - p_4 = 1,$$

где n – количество подвижных звеньев, $n=3$; p_5 – количество кинематических пар пятого класса, $p_5=4$; p_4 – количество кинематических пар четвертого класса, $p_4=0$.

2.1.3. Кинематический анализ и синтез

Скорости звеньев механизма

Угловая скорость на кривошипе ω_1

$$\omega_1 = \pi n/30 = \text{рад/с},$$

где n_1 – частота вращения кривошипа, об/мин.

Скорость v_B точки B кривошипа равна

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \text{м/с}.$$

Масштаб плана скоростей μ_v определяем по формуле

$$\mu_v = v_B / P_v b = (\text{м/с}) / \text{мм}.$$

где $P_v b$ – фиксированный метрический отрезок, мм.

Из полюса P_v откладываем вектор $\overline{v_B}$ (вектор скорости точки B) перпендикулярно направлению кривошипа с учетом масштаба μ_v (рисунок 2.3, з).

Скорость v_C точки C определяем на основании выражения

$$\overline{v_C} = \overline{v_B} + \overline{v_{CB}},$$

где v_{CB} – скорость точки C по отношению к точке B , которая установлена по плану скоростей с учетом масштаба μ_v на пересечении линии, проведенной из конца вектора v_B (точка b) перпендикулярно линии шатуна до пересечения с направлением линии движения ползуна, устанавливая при этом конец вектора $\overline{v_C}$ (точка C).

Величины скоростей v_C и v_{CB} , установленные с использованием масштаба плана скоростей μ_v равны

$$v_C = P_v c \cdot \mu_v = \text{м/с};$$

$$v_{CB} = cb \cdot \mu_v = \text{м/с}.$$

Ускорения точек звеньев механизма

Величина ускорения a_B точки B кривошипа

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = \text{м/с}^2.$$

Масштаб плана ускорений μ_a определяем по формуле

$$\mu_a = a_B / P_a b = (\text{м/с}^2) / \text{мм},$$

где $P_a b$ – фиксированный метрический отрезок, мм.

Из полюса P_a (рисунок 2.3, д) откладываем вектор $\overline{a_B}$ (вектор ускорения точки B) параллельно линии кривошипа к центру его вращения.

Величина нормальной составляющей вектора ускорения точки C по отношению к точке B

$$a_{CB}^n = v^2 / l_{BC} = \quad \text{м/с}^2.$$

Из конца вектора $\overline{a_B}$ (точка b) откладываем вектор $\overline{a_{CB}^n}$, с учетом масштаба μ_a , вдоль линии шатуна по направлению к точке B . Из конца вектора $\overline{a_{CB}^n}$, перпендикулярно к нему, проводим линию вектора $\overline{a_{CB}^t}$ ($\overline{a_{CB}^t} \perp \overline{a_{CB}^n}$) до пересечения с линией движения ползуна в точке c), устанавливая тем самым конец вектора $\overline{a_C}$.

Вектор ускорение $\overline{a_C}$ точки C равен

$$\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}} = \quad \text{м/с}^2,$$

где $\overline{a_{CB}}$ – ускорение точки C по отношению к точке B , установленное по плану ускорений с учетом

$$\overline{a_{CB}} = \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^t},$$

Таким образом, $\overline{a_{CB}}$ получаем, соединив концы векторов $\overline{a_{CB}^n}$ и $\overline{a_{CB}^t}$.

Вектор ускорения центра масс шатуна $\overline{a_{S2}}$ получаем соединив точку P_a с точкой s (центр масс шатуна), которая расположена на отрезке bc в соответствии с метрической пропорцией на звене «шатун».

Величины ускорений $\overline{a_C}$, $\overline{a_{CB}}$ и $\overline{a_{S2}}$ определяют из плана ускорений, с учетом его масштаба:

$$\overline{a_C} = P_a \cdot c \cdot \mu_a = \quad (\text{м/с}^2);$$

$$\overline{a_{CB}} = cb \cdot \mu_a = \quad (\text{м/с}^2);$$

$$\overline{a_{S2}} = P_a \cdot s \cdot \mu_a = \quad (\text{м/с}^2).$$

2.1.4. Динамический анализ и синтез

Силы, действующие на звенья механизма

Силы инерции шатуна

$$\overline{F_{и2}} = -m_2 \cdot \overline{a_{S2}} = \quad H.$$

Силы инерции поршня со штоком

$$\overline{F_{и3}} = -m_3 \cdot \overline{a_C} = \quad H.$$

Сила собственного веса шатуна

$$G_2 = m_2 \cdot g = \quad H,$$

где g – ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Сила собственного веса поршня со штоком

$$G_3 = m_3 \cdot g = \quad H.$$

Кинето-статическое исследование

Условие равновесия группы:

- шатун BC – ползун C (рисунок 2.3, в)

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{и2} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{и3} + \bar{R}_{03} + \bar{Q} = 0,$$

где $\bar{R}_{12}$ – реакция поршневой группы отсоединенной от ведущего механизма.

Представим $\bar{R}_{12}$ в виде двух взаимно перпендикулярных компонент.

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r$$

Составляющую $\bar{R}_{12}^r$ определяем из условия равновесия группы, при котором сумма моментов всех сил, действующих на шатун BC относительно точки C равна нулю

$$R_{12}^r \cdot l_{BC} - F_{и2} \cdot h_{Fи2} + G_2 \cdot h_{G2} = 0$$

$$R_{12}^r = \frac{F_{и2} \cdot h_{Fи2} - G_2 \cdot h_{G2}}{l_{BC}}.$$

Реакции R_{12}^r и R_{03} находим из плана сил (рисунок 2.3, *е*), который при условии равновесия представляет собой замкнутый многоугольник, построенный последовательным присоединением векторов всех действующих сил в масштабе $\mu_F = R_{12}^r / ab = \text{Н/мм}$.

Реакция R_{01} в паре кривошип – стойка и уравнивающий момент M_y определяем из условия равновесия кривошипа AB (рисунок 2.3, *ж*) при условии, что вес кривошипа не учтен ввиду его относительной незначительности

$$\bar{R}_{21} + \bar{R}_{01} = 0; \quad \bar{R}_{01} = -\bar{R}_{21};$$

$$R_{21} \cdot h_1 + M_y = 0; \quad M_y = -R_{21} \cdot h_1 = -(R_{21}) \cdot \mu_F \cdot h_1 \cdot \mu_l,$$

где (R_{21}) – масштабная звена вектора $\bar{R}_{21}$ с плана сил; μ_F – масштаб плана сил; h_1 – плечо силы R_{21} относительно точки A ; μ_l – масштаб длин кинематической схемы.

Уравнивающая сила $\bar{F}_y$ всех сил, действующих на механизм определяется по результирующей реакции $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$ с приложением в точке A .

При этом $\bar{F}_y$ и $\bar{R}_{21}$ равны между собой, направлены противоположно и, находясь на расстоянии h_1 , образуют вращательную пару с моментом T_y

$$\bar{T}_y = \bar{F}_y \cdot h_1.$$

На основании этого устанавливают мощность P на кривошипе

$$P = \bar{F}_y \cdot v_B \cdot 10^{-3} = \text{кВт}$$

или

$$P = \bar{T}_y \cdot \omega_1 \cdot 10^{-3} = \text{кВт}.$$

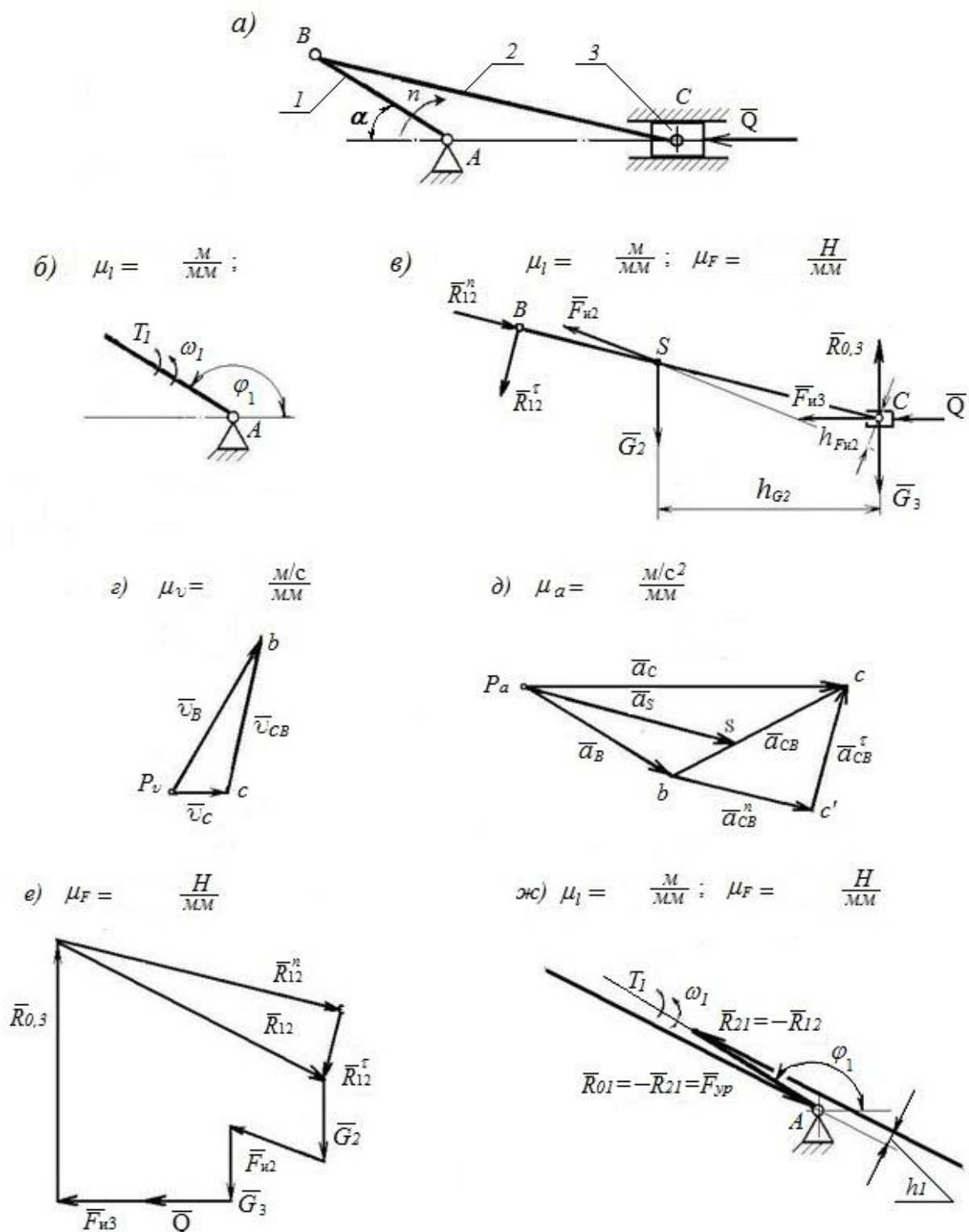
С учетом потерь на механических передачах привода требуемая мощность $P_{тр}$, которая является основанием для выбора электродвигателя равна

$$P_{тр} = P / \eta_{\Sigma},$$

где η_{Σ} – общий коэффициент полезного действия привода, отражающий влияние сил трения

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{рп} \cdot \eta_{шп} \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{м},$$

где $\eta_{\text{рп}}$, $\eta_{\text{цп}}$, $\eta_{\text{п}}$, $\eta_{\text{м}}$ — коэффициенты полезного действия (таблица А.2) ременной передачи, цилиндрической передачи, подшипников и муфты, соответственно.



а) структурная схема кривошипно-ползунного механизма;
 б) и в) структурные группы кривошипно-ползунного механизма;
 г) план скоростей; д) план ускорений;
 е) и ж) планы сил кривошипно-ползунного механизма

Рисунок 2.3 – Кривошипно-ползунный механизм

2.2. Энерго-кинематические параметры привода поршневого насоса

По требуемой мощности выбирается электродвигатель (таблица А.4), который имеет частоту вращения выходного вала $n_{\text{дв}} =$ об/мин.

Общее передаточное число привода $u = n_{\text{дв}} / n = u_{\text{цп}} \cdot u_{\text{рп}}$,

где $u_{\text{цп}}$ – передаточное число цилиндрической передачи (таблица Б.4);

$u_{\text{рп}}$ – передаточное число ременной передачи (таблица Б.5).

Частота вращения валов:

- ведущего ременной передачи $n_{1\text{рп}} = n_{\text{дв}} =$ об/мин;
- ведомого ременной передачи $n_{2\text{рп}} = n_{1\text{рп}} / u_{\text{рп}} =$ об/мин;
- ведущего цилиндрической передачи $n_{1\text{цп}} = n_{2\text{рп}} =$ об/мин;
- ведомого цилиндрической передачи $n_{2\text{цп}} = n_{1\text{цп}} / u_{\text{цп}} =$ об/мин.

Угловая скорость валов:

- ведущего ременной передачи $\omega_{1\text{рп}} = \pi n_{\text{дв}} / 30 =$ рад/с;
- ведомого ременной передачи $\omega_{2\text{рп}} = \pi n_{2\text{рп}} / 30 =$ рад/с;
- ведущего цилиндрической передачи $\omega_{1\text{цп}} = \pi n_{1\text{цп}} / 30 =$ рад/с;
- ведомого цилиндрической передачи $\omega_{2\text{цп}} = \pi n_{2\text{цп}} / 30 =$ рад/с.

Мощность на валах:

- ведущем ременной передачи $P_{1\text{рп}} = P_{\text{мп}} =$ кВт;
- ведомом ременной передачи $P_{2\text{рп}} = P_{1\text{рп}} \cdot \eta_{\text{рп}} =$ кВт;
- ведущем цилиндрической передачи $P_{1\text{цп}} = P_{2\text{рп}} \cdot \eta_{\text{п}} =$ кВт;
- ведомом цилиндрической передачи $P_{2\text{цп}} = P_{1\text{цп}} \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{м}} =$ кВт.

Вращающие моменты на валах:

- ведущем ременной передачи $T_{1\text{рп}} = P_{1\text{рп}} / \omega_{1\text{рп}} \cdot 10^3 =$ Н·м;
- ведомом ременной передачи $T_{2\text{рп}} = P_{2\text{рп}} / \omega_{2\text{рп}} \cdot 10^3 =$ Н·м;
- ведущем цилиндрической передачи $T_{1\text{цп}} = P_{1\text{цп}} / \omega_{1\text{цп}} \cdot 10^3 =$ Н·м;
- ведомом цилиндрической передачи $T_{2\text{цп}} = P_{2\text{цп}} / \omega_{2\text{цп}} \cdot 10^3 =$ Н·м.

Механические передачи рассчитываются по соответствующим специальным техническим регламентам.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. — М: Наука, 1986. — 639 с.
2. Теория механизмов и механика машин: Учеб. для втузов/К.В Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. — 4-е изд., испр. — М.: Высш. Шк., 2003. — 496 с.: ил.
3. Леонов, И. В. Теория механизмов и машин. Основы проектирования по динамическим критериям и показателям экономичности : учебник для академического бакалавриата / И. В. Леонов, Д. И. Леонов. — Москва : Издательство Юрайт, 2019. — 239 с. — (Серия : Бакалавр. Академический курс). — ISBN 978-5-534-00882-1. — Текст : электронный // ЭБС Юрайт [сайт]. — URL: <https://biblio-online.ru/bcode/431112>
4. Теория механизмов и машин (проектирование и моделирование механизмов и их элементов): Учебник. / Соболев А.Н., Некрасов А.Я., Схиртладзе А.Г. - М.:КУРС, НИЦ ИНФРА-М, 2018. - 256 с.:-(Бакалавриат) - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/949269>
5. Теория механизмов и машин : учеб. пособие / О.В. Мкртычев. — М. : Вузовский учебник : ИНФРА-М, 2018. — 553 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/773842>
6. Тимофеев С.И. Теория механизмов и механика машин/ С.И. Тимофеев. - Ростов и /Д : Феникс, 2011 — 349 с. : ил. — (Высшее образование)

Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Кинематические пары механизмов

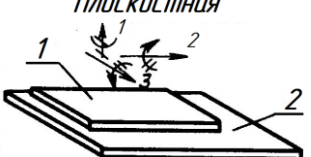
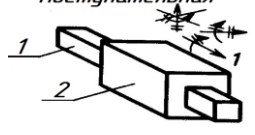
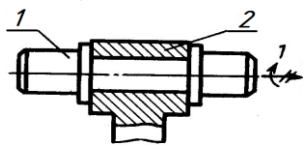
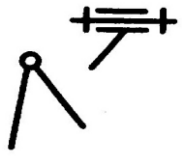
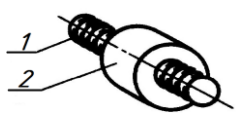
Класс пары	Число условий связей	Название пары, рисунок	Условное обозначение
I	1	Шар – плоскость 	
II	2	Цилиндр – плоскость 	
III	3	Сферическая 	
III	3	Плоскостная 	
IV	4	Цилиндрическая 	
IV	4	Сферическая с пальцем 	
V	5	Поступательная 	
V	5	Вращательная 	
V	5	Винтовая 	

Таблица А.2 – Коэффициенты полезного действия η элементов и узлов привода

Тип элемента, узла	Величина
Передача цилиндрическая зубчатая открытая	0,93....0,95
Передача цилиндрическая зубчатая закрытая	0,96....0,97
Передача коническая зубчатая открытая	0,92....0,94
Передача коническая зубчатая закрытая	0,95....0,96
Передача червячная	0,65.....0,9
Передача ременная	0,95....0,96
Передача цепная	0,9.....0,97
Подшипники качения (пара)	0,99...0,995
Подшипники скольжения (пара)	0,98.....0,99
Муфта упругая втулочно - пальцевая	0,99....0,995
Муфта зубчатая	0,99

Таблица А.3 – Ориентировочные значения коэффициентов трения скольжения

Материал трущихся тел	f_p		$f_{\text{движения}}$	
	Насухо	Со смазкой	Насухо	Со смазкой
Сталь - сталь	0,15	0,1-0,12	0,15	0,05-0,1
Сталь - чугун	0,2-0,3	-	0,18	0,05-0,15
Сталь - бронза	0,15-2,2	0,1-0,15	0,15-0,18	0,07-0,15
Чугун - бронза	-	-	0,15-0,2	0,07-0,15
Кожа - чугун	0,3-0,5	0,15	0,5	0,15
Сталь - пластмасса	0,25	0,1-0,15	-	-

Таблица А.4– Электродвигатели переменного тока. Технические характеристики

Тип двигателя	Режим работы, ПВ, %	Мощность $P_{\text{дв. (ст.)}}$, кВт	Частота вращения n , об/мин	Максимальный момент T_{max} , Н·м	Момент инерции ротора I_p , кг·м ²	Маховой момент ротора, Н·м ²		Пусковой момент $T_{\text{п}}$, Н·м
						без тормоза	с тормозом	
Электродвигатели асинхронные с короткозамкнутым ротором серии МАП								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
МАП 121 – 4	25	3,0	1280	56	0.0215	0,7	1,1	56
МАП 121 – 4/8	40	1,3	1385	28	0,0205			24
	15	0,8	635	24	0,0175			24
МАП 121 – 6	40	1,2	890	42	0,0196	0,7	1,1	42
МАП 122 – 6	40	2,2	890	85	0,0231	1,2	1,6	85
МАП 122– 4/12	40	2,2	1365	39	0,0315	1,2	1,6	35
	15	0,7	365	36	0,0185			36
МАП 221 –4/12	40	3,6	1390	64	0,0485	1,9	2,4	58
	15	1,3	420	69	0,0285			69
МАП 221–6	40	4,0	900	130	0,0485	1,9	2,4	120
	15	7,5	800	170	0,0761			170

Продолжение таблицы А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
МАП 421 – 6	40	5,5	915	220	0,0505	5,0	7,0	220
	15	8,0	925	360	0,0877			360
МАП 421– 4/12	40	6,0	1420	145	0,15	5,0	7,0	130
	15	3,5	385	175	0,0515			170
МАП 422–6	40	15,0	880	550	0,235	8,0	10,0	550
МАП 422– 4/12	40	10,0	1410	240	0,2	8,0	10,0	215
	15	3,5	445	220	0,062			220
МАП 422– 6/12	25	10,0	930	340	0,2	8,0	10,0	315
	15	3,5	445	220	0,0625			220
МАП 521–6	40	25,0	945	850	0,373	23	29	600
МАП 521– 4/16	40	13,0	1375	250	0,575	23	29	230
	15	3,5	285	250				250
МАП 621 – 4/8/24 (с обдувом)	40	30	1450	500	1,4	46	53,5	400
	40	15	695	550				480
	15	-	170	330				330
МАП 622-6	40	50	960	1650	0,753	44,5	54,5	850
		65	970	2700	0,953	55,0	65,0	1600
МАП 622 –4/6/12 (с обдувом)	40	52	1380	900 900	1,5	60	67	800
	25	40	890					850
	25	-	430					

Структура условного обозначения: МАП $X_1 2 X_2 - X_3 / X_3 / X_3 / X_4 / X_5 - M$ – машина; А – асинхронная; П – повышенного скольжения; X_1 – условный габаритный размер по диаметру статора (1, 2, 4, 5, 6 или 7); 2 – порядковый номер серии; X_2 – условный габаритный размер по длине статора на одном диаметре (1 или 2); X_3 – число полюсов (одно-, двух или трехскоростной двигатель); X_4 – климатическое исполнение; X_5 – категория размещения.

Электродвигатели асинхронные с короткозамкнутым ротором серии АИР

Тип двигателя	Мощность $P_{\text{дв (ст)}}$, кВт	Частота вращения n , об/мин	КПД, %	$\cos \varphi$	$T_{\text{пуска}}/T_{\text{max}}$	$T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$	Момент инерции ротора I_p , кг·м ²
Синхронная частота вращения 3000 об/мин							
1	2	3	4	5	6	7	8
АИР71В2	1,1	2810	77,5	0,87	2,0	2,2	$42 \cdot 10^{-4}$
АИР 80А2	1,5	2850	81,0	0,85	2,1	2,6	$73 \cdot 10^{-4}$
АИР 80В2	2,2	2850	83,0	0,87	2,1	2,6	$85 \cdot 10^{-4}$
АИР 90L2	3,0	2840	84,5	0,88	2,1	2,5	$141 \cdot 10^{-4}$
АИР 100S2	4,0	2880	86,5	0,89	2,0	2,5	$237 \cdot 10^{-4}$
АИР 100L2	5,5	2880	87,5	0,91	2,0	2,5	$3 \cdot 10^{-2}$
АИР 112М2	7,5	2900	87,5	0,88	2,0	2,8	$4 \cdot 10^{-2}$
АИР 132М2	11,0	2900	88,0	0,90	1,7	2,8	$9 \cdot 10^{-2}$

Продолжение таблицы А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
АИР 160S2	15,0	2940	88,0	0,91	1,4	2,2	19·10 ⁻²	
АИР 160M2	18,5	2940	88,5	0,92	1,4	2,2	21·10 ⁻²	
АИР 180S2	22,0	2945	88,5	0,91	1,4	2,5	28·10 ⁻²	
АИР 180M2	30,0	2945	90,5	0,90	1,4	2,5	34·10 ⁻²	
АИР 200M2	37,0	2945	90,0	0,89	1,4	2,5	58·10 ⁻²	
АИР 200L2	45,0	2945	91,0	0,90	1,4	2,5	67·10 ⁻²	
АИР 225M2	55,0	2945	91,0	0,92	1,4	2,5	100·10 ⁻²	
Синхронная частота вращения 1500 об/мин								
АИР 80A4	1,1	1420	75,0	0,81	2,0	2,2	129·10 ⁻⁴	
АИР 80B4	1,5	1415	77,0	0,83	2,0	2,2	133·10 ⁻⁴	
АИР 90L4	2,2	1425	80,0	0,83	2,1	2,4	224·10 ⁻⁴	
АИР 100S4	3,0	1435	82,0	0,83	2,0	2,4	347·10 ⁻⁴	
АИР 100L4	4,0	1430	84,0	0,84	2,0	2,4	450·10 ⁻⁴	
АИР 112M4	5,5	1445	85,5	0,85	2,0	2,2	700·10 ⁻⁴	
АИР 132S4	7,5	1455	87,5	0,86	2,2	3,0	11·10 ⁻²	
АИР 132M4	11,0	1460	87,5	0,87	2,2	3,0	16·10 ⁻²	
АИР 160S4	15,0	1465	88,5	0,88	1,4	2,3	41·10 ⁻²	
АИР 160M4	18,5	1465	89,5	0,88	1,4	2,3	51·10 ⁻²	
АИР 180S4	22,0	1470	90,0	0,90	1,4	2,3	76·10 ⁻²	
АИР 180M4	30,0	1470	91,0	0,89	1,4	2,3	93·10 ⁻²	
АИР 200M4	37,0	1475	91,0	0,90	1,4	2,5	147·10 ⁻²	
АИР 200L4	45,0	1475	92,0	0,90	1,4	2,5	178·10 ⁻²	
АИР 225M4	55,0	1480	92,5	0,90	1,3	2,5	256·10 ⁻²	
Синхронная частота вращения 1000 об/мин								
АИР 80B6	1,1	920	74,0	0,74	2,0	2,2	184·10 ⁻⁴	
АИР 90L6	1,5	935	75,0	0,74	2,0	2,2	294·10 ⁻⁴	
АИР 100L6	2,2	950	81,0	0,73	2,0	2,2	524·10 ⁻⁴	
АИР 112MA6	3,0	955	81,0	0,76	2,0	2,5	700·10 ⁻⁴	
АИР 112MB6	4,0	950	82,0	0,81	2,0	2,5	800·10 ⁻⁴	
АИР 132S6	5,5	965	85,0	0,80	2,0	2,5	16·10 ⁻²	
АИР 132M6	7,5	970	85,5	0,81	2,0	2,5	23·10 ⁻²	
АИР 160S6	11,0	975	86,0	0,86	1,2	2,0	55·10 ⁻²	
АИР 160M6	15,0	975	87,5	0,87	1,2	2,0	73·10 ⁻²	
АИР 180M6	18,5	975	88,0	0,87	1,2	2,0	88·10 ⁻²	
АИР 200M6	22,0	975	90,0	0,90	1,3	2,4	160·10 ⁻²	
АИР 200L6	30,0	980	90,5	0,90	1,3	2,4	181·10 ⁻²	
АИР 225M6	37,0	980	91,0	0,89	1,2	2,3	295·10 ⁻²	
АИР 250S6	45,0	985	91,5	0,89	1,2	2,1	462·10 ⁻²	
АИР 250M6	55,0	985	91,5	0,89	1,2	2,1	504·10 ⁻²	

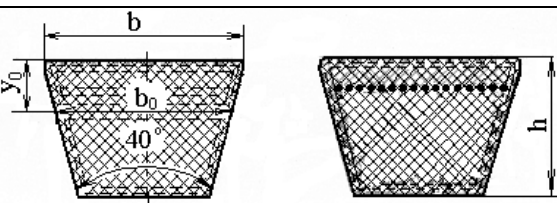
Продолжение таблицы А.4

1	2	3	4	5	6	7	8
Синхронная частота вращения 750 об/мин							
АИР 90BLB8	1,1	700	70,0	0,68	1,6	1,9	$345 \cdot 10^{-4}$
АИР 100L8	1,5	700	74,0	0,65	1,6	1,9	$520 \cdot 10^{-4}$
АИР 112MA8	2,2	700	76,5	0,71	1,9	2,2	$700 \cdot 10^{-4}$
АИР 112MB8	3,0	700	79,0	0,74	1,9	2,2	$10 \cdot 10^{-2}$
АИР 132S8	4,0	720	83,0	0,70	1,9	2,6	$17 \cdot 10^{-2}$
АИР 132M8	5,5	720	83,0	0,74	1,9	2,6	$23 \cdot 10^{-2}$
АИР 160S8	7,5	730	86,0	0,75	1,4	2,2	$55 \cdot 10^{-2}$
АИР 160M8	11,0	730	87,0	0,75	1,4	2,2	$72 \cdot 10^{-2}$
АИР 180M8	15,0	730	87,0	0,82	1,2	2,0	$100 \cdot 10^{-2}$
АИР 200M8	18,5	735	88,5	0,84	1,2	2,2	$160 \cdot 10^{-2}$
АИР 200L8	22,0	730	88,5	0,84	1,2	2,0	$181 \cdot 10^{-2}$
АИР 225M8	30,0	735	90,0	0,81	1,3	2,1	$295 \cdot 10^{-2}$
АИР 250S8	37,0	735	90,0	0,83	1,2	2,0	$462 \cdot 10^{-2}$
АИР 250M8	45,0	740	91,0	0,84	1,2	2,0	$545 \cdot 10^{-2}$
АИР 280S8	55,0	735	92,0	0,84	1,2	2,0	$127 \cdot 10^{-1}$
Пример обозначения двигателя: <i>Двигатель АИР 100L2 ТУ 16 – 525.564 – 84.</i>							

Таблица А.5 – Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$ цилиндрических зубчатых передач (по ГОСТ 2185– 66)

Ряд1	1,0	-	1,25	-	1,6	-	2,0	-	2,5	-	3,15	-
Ряд2	-	1,12	-	1,4	-	1,8	-	2,24	-	2,8	-	3,55
Ряд1	4,0	-	5,0	-	6,3	-	8,0	-	10,0	-	12,5	-
Ряд2	-	4,5	-	5,6	-	7,1	-	9,0	-	11,2	-	-

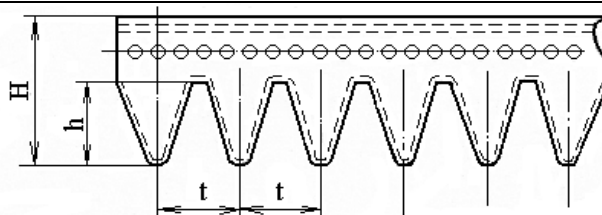
Таблица А.6 – Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней

Ремни клиновые											
											
Тип ремня	Сечения	Размеры в сечении, мм				Площадь сечения $A, \text{см}^2$	$L_p, \text{мм}$	Допускаемые длины ремней $L, \text{мм}$	$d_{\text{min}}, \text{мм}$	$T_1, \text{Н} \cdot \text{м}$	Масса 1 м, q_m
		b_0	b	h	y_0						
Клиновой нормального сечения	О	8,5	10	6	2,1	0,47	1320	400-2500	63	<30	0,06
	А	11	13	8	2,8	0,81	1700	560-4000	90	15-60	0,10
	Б	14	17	10,5	4,0	1,38	2240	800-6300	125	45-150	0,18
	В	19	22	13,5	4,8	2,30	3750	1800-10600	200	120-600	0,30
	Г	27	32	19	6,9	4,76	6000	3150-15000	315	420-2400	0,62

Продолжение таблицы А.6

Клиновой узкого сечения РТМ 51-15-15-70	Д	32	38	23,5	8,3	6,92	7100	4500-18000	500	1600-6000	0,90
	Е	42	50	30	14,0	11,72		6300-18000	800	>6000	1,52
	УО	8,5	10	8	2,0	0,56	1600	630-3550	63	150	0,07
	УА	11	13	10	2,8	0,95	2500	800-4500	90	90-400	0,12
	УБ	14	17	13	3,5	1,58	3550	1250-8000	140	300-2000	0,20
	УВ	19	22	18	4,8	2,78	5600	2000-8000	224	>2000	0,37

Ремни поликлиновые



Тип ремня	Сечения	Размеры в сечении, мм			Площадь сечения $A^*, \text{см}^2$	Стандартная длина L_p , мм	Интервал Допускаемых длин ремня L , мм	Число ребер z		$d_{\min}$, мм	T_L , Н·м	Масса * 1 м, q_m , кг
		t	H	h				рекомен- дуемое	допускае- мое			
Поликлиновой, РТМ 38-40528-74	К	2,4	4	2,35	0,72	710	400-2000	2-36	36	40	40	0,09
	Л	4,8	9,5	4,85	3,56	1600	1250-4000	4-20	50	80	18...40	0,45
	М	9,5	16,7	10,35	11,4	2240	4000-4000	2-20	50	180	>130	1,6

Примечания: 1. Ряд длин ремней: 400; (425); 450; (475); 500; (530); 560; (600); 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700); 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); 2800; (3000); 3150; (3350); 3550; (3750); 4000; (4250); 4500; (4750); 5000; (5300); 5600; (6000); 6300; (6700); 7100; (7500); 8000; (8500); 9000; (9500); 10000; (10600); 11200; (11800); (13200); 14000; (15000); 16000; (17000); 18000.

2. * Для поликлиновых ремней с десятью ребрами.

Пример условного обозначения ремня: Ремень В – 2500 Т ГОСТ 1284.1 – ГОСТ 1284.3– 80 (ремень сечения В с $L_p=2500$ мм с кордной тканью в несущем слое для работы в умеренном климате).