

УДК 531.8
ББК 34.41
Т19

Рецензенты: В.И. Башкин, В.Н. Холопов

Таратарин В.Б., Кузенков В.В., Фурсяк Ф.И.

Т19

Лабораторный практикум по теории механизмов и машин. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 80 с., ил.

ISBN 5-7038-2141-X

Методические указания к лабораторным работам по курсу «Теория механизмов и машин» (ТММ) содержат краткие теоретические сведения, необходимые для выполнения работ, исходные данные и порядок выполнения лабораторных работ.

Для студентов, изучающих курс ТММ.
Табл. 14. Ил. 47.

УДК 531.8
ББК 34.41

Валентин Борисович Тарабарин
Владимир Васильевич Кузенков
Федор Иосифович Фурсяк

Лабораторный практикум по теории механизмов и машин

Редактор Е.К. Кошелева
Корректор Л.И. Малюткина

Подписано в печать 20.06.02. Формат 60х84/16. Бумага офсетная.
Печ. л. 5,25. Усл. печ. л. 4,90. Уч.-изд. л. 4,65. Тираж 300 экз.
Изд. № 148. Заказ № 141

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5

ISBN 5-7038-2141-X

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002

Работа № 1*

СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель и задачи работы — изучение основных положений и принципов структурного анализа плоских рычажных механизмов; знакомство с правилами составления структурных схем механизмов, условными обозначениями их элементов по ГОСТ 2.770—68, классификацией механизмов по Ассуру; проведение структурного анализа для заданного рычажного механизма, проверка правильности выполненного анализа на ЭВМ.

1.1. Основные положения и понятия структурного анализа механизмов

Механизм — система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел. *Звено* — твердое тело или система жестко связанных твердых тел, входящая в состав механизма. Все механизмы можно рассматривать как пространственные. Некоторые механизмы можно рассматривать и как плоские. *Плоским* называют механизм, звенья которого совершают движения в плоскостях, параллельных какой-либо одной плоскости.

Движения звеньев механизма рассматривают в системе координат, связанной с одним из звеньев механизма. Это звено называют *стойкой* и принимают за неподвижное. *Входное звено* — звено, которому сообщается исходное движение; *выходное* — выполняет требуемое движение. Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их вполне определенное относительное движение, называют *кинематической парой (КП)*.

Кинематические пары классифицируют по следующим признакам:

по виду контакта звеньев — на высшие (с контактом звеньев по линии или точке) и низшие (с контактом звеньев по поверхности);

по характеру относительного движения звеньев. Низшие КП подразделяют на вращательные, поступательные и винтовые;

по числу связей, наложенных КП на относительное движение звеньев (КП 1—5-го классов);

* Нумерация лабораторных работ условная, соответствует последовательности их создания на кафедре.

Графическое изображение элементов структурных схем

Наименование	Звенья плоского механизма
Ползун Поршень Втулка Камень	
Кривошип Шатун Коромысло Кулиса	
Вращательная	Низшие кинематические пары
Поступательная	

по числу связей, наложенных КП на относительное движение звеньев (КП 1–5-го классов);

по числу подвижностей в относительном движении звеньев КП — на кинематические пары с одной—пятью подвижностями.

Например, вращательная и поступательная КП являются низшими неподвижными парами 5-го класса.

При проведении теоретических и экспериментальных исследований пользуются различными расчетными схемами и моделями механизмов и машин. Они обычно отражают только те свойства механизмов и машин, которые существенно влияют на исследуемые характеристики. Так, при анализе структуры механизма используют его структурную схему, при анализе кинематики — кинематическую, динамики — динамическую.

Структурная схема механизма должна содержать информацию о числе его звеньев и их взаимном расположении, виде расположения и классе (или числе подвижностей) кинематических пар. Структурную схему механизма вычерчивают по определенным правилам с использованием условных обозначений, регламентированных ГОСТ 2.770–68. Некоторые обозначения, необходимые для выполнения данной работы, приведены в табл. 1.1.

Функциональные возможности механизма в первую очередь обусловлены числом подвижностей W , т.е. числом независимых обобщенных координат, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма в пространстве. При подсчете значения W можно рассматривать механизм как пространственный и использовать формулу Сомова — Малышева:

$$W_{\text{пр}} = 6n - \sum_{i=1}^5 (6-i)p_i, \quad (1.1)$$

где $n=(k-1)$ — число подвижных звеньев механизма; k — общее число звеньев (вместе со стойкой); i — число подвижностей в КП; p_i — число КП с i подвижностями в механизме.

Если движение звеньев механизма происходит в параллельных плоскостях, то его можно рассматривать как плоский. В этом случае подвижность определяют по формуле Чебышева:

$$W_{\text{пл}} = 3n - \sum_{i=1}^2 (3-i)p_i. \quad (1.2)$$

При расчете подвижности механизма в пространстве необходимо учитывать, что при переходе от плоского представления механизма к пространственному число подвижностей каждого звена увеличивается с трех до шести, при этом может увеличиться число подвижностей некоторых пар. Так, в плоском механизме сферические и цилиндрические пары относятся к одноподвижным низшим. В пространственном сферическая пара становится трехподвижной, цилиндрическая — двухподвижной.

Большинство механизмов, применяющихся в современных машинах, имеет одну подвижность. При этом достаточно задать движение одному звену для осуществления вполне определенного движения всех остальных. Механизм с числом подвижностей $W>1$ используют реже. Для многих механизмов при расчете по формуле (1.1) получают отрицательное значение или нуль. Однако анализ движения рассматриваемого механизма показы-

вает, что число его подвижностей равно единице. Такое расхождение возникает, если в схеме механизма имеются повторяющиеся или избыточные связи.

Избыточными называют такие связи в механизме, которые дублируют уже имеющиеся и не изменяют его реальной подвижности. Их вводят в структуру механизма с целью повысить его жесткость и точность. Число избыточных связей q в механизме можно определить после задания его подвижности W_0 (часто $W_0 = I$):

$$q = W_0 - W_{\text{пр}}. \quad (1.3)$$

Величина q определяет степень статической неопределимости механизма при силовом расчете.

1.2. Классификация рычажных механизмов по Ассур

Для плоских механизмов с низшими КП Л.В. Ассуром была разработана система классификации, в которой механизмы состоят из первичных механизмов и структурных групп Ассура (групп нулевой подвижности).

Первичным механизмом (рис.1.1) называют механизм, состоящий из двух звеньев: I , O (одно из них неподвижное — стойка), которые образуют одноподвижную пару (вращательную или поступательную).

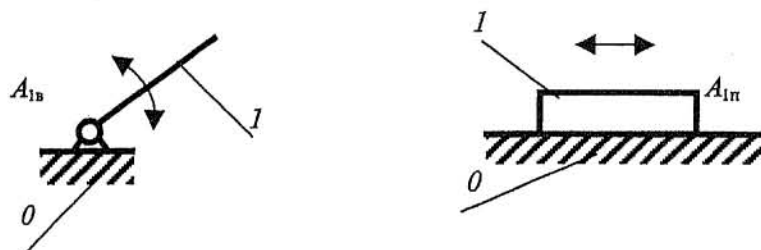


Рис. 1.1

Структурная группа, или группа Ассура — кинематическая цепь, которая состоит из подвижных звеньев, соединенных между собой низшими одноподвижными КП, и имеет число подвижностей группы (на плоскости), равное нулю. Звено группы Ассура, входящее в две кинематические пары, одна из которых имеет свободный элемент звена (табл.1.2, штриховые линии), называют *поводком*. При синтезе механизма группу присоеди-

няют поводками к звеньям исходного механизма. Если поводки группы присоединить свободными элементами КП к стойке, то образуется плоская статически определимая ферма с $q_{\text{гр}}^{\text{ст}} = 0$ и

$$W_{\text{гр}}^{\text{ст}} = 3n_{\text{гр}} - 2p_{\text{гр}} = 0. \quad (1.4)$$

Из выражения (1.4) получают соотношение между числом звеньев и числом КП для групп Ассура: $n_{\text{гр}} = (2/3)p_{\text{гр}}$. При решении этого уравнения в целых числах определяют параметры групп Ассура: 1-го класса 2-го порядка — $n_{\text{гр}} = 2$, $p_{\text{гр}} = 3$ (двухповодковые группы); 1-го класса 3-го порядка — $n_{\text{гр}} = 4$, $p_{\text{гр}} = 6$ (трехповодковые группы) и т.п.

Сложная группа Ассура не может быть образована комбинацией простых групп более низкого класса или порядка. Некоторые примеры групп Ассура 1-го класса 2-го и 3-го порядков приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Структурные группы Ассура

Группы Ассура 1-го класса 2-го порядка (2-го класса 2-го порядка)*		
1.	2.	3.
Группы Ассура 1-го класса 3-го порядка (3-го класса 3-го порядка)		
4.	5.	6.
7.	8.	9.

* В скобках указаны класс и порядок группы по классификации И.И. Артоболевского.

При структурном анализе механизма по Ассуру находят число первичных механизмов и звенья, образующие их, определяют вид и класс групп Ассура. Число первичных механизмов, входящих в состав анализируемого механизма, равно подвижности $W_{\text{пр}}$. После выделения звеньев, образующих первичные механизмы, определя-

ют состав и вид групп Ассура, анализируя оставшиеся звенья, начиная со звеньев, наиболее удаленных от первичных механизмов. Звенья объединяют в группу Ассура и мысленно удаляют ее из схемы механизма. При этом оставшиеся звенья образуют механизм с тем же числом подвижностей $W_{пл}$ и не изменяют характера своего движения.

1.3. Пример структурного анализа рычажного механизма

На рис. 1.2 изображена структурная схема плоского рычажного восьмизвенного механизма, где арабскими цифрами (от 0 до 7) обозначены звенья, причем символом «0» — стойка; прописными латинскими буквами обозначены кинематические пары, цифры в индексах соответствуют числу подвижностей, а буквы — типу КП (вращательная, поступательная, цилиндрическая)

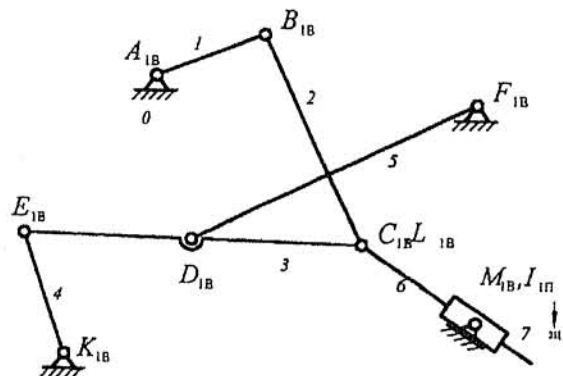


Рис. 1.2

При анализе механизма необходимо определить:

характер движения его звеньев — вращательное, поступательное или плоское;

траектории центров подвижных шарниров — прямая, окружность или сложная кривая;

общее число звеньев механизма k и число подвижных звеньев n ;

число КП — для плоского механизма — вращательных и поступательных; для пространственного — указать пары, изменившие подвижность (в анализируемой модели пара I из одно-

подвижной поступательной в плоском механизме превращается в двухподвижную цилиндрическую в пространственном);

число подвижностей на плоскости $W_{пл}$ и в пространстве $W_{пр}$; число избыточных связей q при заданной подвижности W_0 .

Результаты этого этапа структурного анализа для механизма, представленного на рис. 1.2, даны в табл. 1.3.

Таблица 1.3.

Структурный и кинематический анализ рычажного механизма.

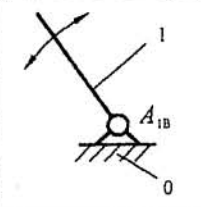
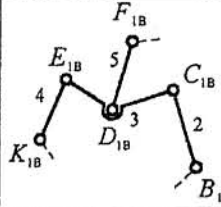
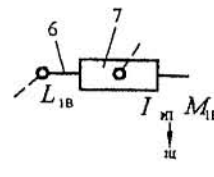
Движение звена механизма	плоское	2	3	6	
	вращательное	1	4	5	7
	поступательное				
Траектории центров подвижных шарниров	прямая				
	окружность	B	D	E	
	сложная кривая	C	L		
Число звеньев механизма	общее	$k=8$			
	подвижных	$n=7$			
Число и вид кинематических пар плоского механизма	Вращательных	$p_{1B}=9$			
	Поступательных (цилиндрических)	$p_{1n}=1(1)$			
Число подвижностей механизма	на плоскости	$W_{пл}=1$			
	в пространстве	$W_{пр}=-7$			
Заданная подвижность механизма		$W_0=1$			
Число избыточных связей		$q=8$			

Далее необходимо провести структурный анализ плоского механизма по Ассуру. Для этого определяют, из каких групп Ассура и первичных механизмов состоит анализируемый механизм, а также его класс и порядок. Класс и порядок механизма соответствуют классу и порядку наиболее сложной группы Ассура, входящей в его состав.

Результаты структурного анализа механизма и анализа групп Ассура приведены в табл. 1.4. В ней указаны число звеньев и КП в группе Ассура или первичном механизме, число подвижностей $W_{гр}^{пл}$ и $W_{гр}^{пр}$, число избыточных связей $q_{гр}$.

Таблица 1.4

Структурный анализ механизма по Ассур

Схема первичного механизма			Схема трехповодковой группы			Схема двухповодковой группы					
											
Число звеньев в механизме	2		Число звеньев в группе	4		Число звеньев в группе	2				
Число КП в механизме	1		Число КП в группе	6		Число КП в группе	3				
Класс	1	Порядок	1	Класс	1	Порядок	3	Класс	1	Порядок	2
Подвижность механизма	$W_{пл}=1$ $W_{пр}=1$		Подвижность группы	$W_{пл}=0$ $W_{пр}=-6$		Подвижность группы	$W_{пл}=0$ $W_{пр}=-2$				
Избыточные связи	$q=0$		Избыточные связи	$q_{гр}=6$		Избыточные связи	$q_{гр}=2$				

Эти величины рассчитывают по формулам:

$$W_{гр}^{пл} = 3n_{гр} - \sum_{i=1}^2 (3-i)p_i, \quad (1.5)$$

$$W_{гр}^{пр} = 6n_{гр} - \sum_{i=0}^5 (6-i)p_i, \quad (1.6)$$

$$q_{гр} = -W_{гр}^{пр}. \quad (1.7)$$

Вывод. Рассмотренный одноподвижный восьмизвенный плоский рычажный механизм с низшими КП состоит из одного первичного механизма и двух групп Ассур (одной двухповодковой и одной трехповодковой) и является, по классификации Ассур, механизмом 1-го класса 3-го порядка (по классификации Артоболевского — механизмом 3-го класса).

1.4. Порядок выполнения работы

1. Ознакомьтесь с заданной моделью рычажного механизма, выделите в нем стойку, определите число и вид КП.

2. Вычертите в журнале структурную схему механизма, используя условные обозначения элементов кинематических схем; отметьте круговой стрелкой входное звено механизма (звено, соединенное с рукояткой модели); обозначьте на схеме звенья (цифрами) и кинематические пары (латинскими буквами).

3. Подсчитайте число звеньев механизма k и n , число вращательных $p_{1в}$, поступательных $p_{1п}$ и цилиндрических $p_{1ц}$ кинематических пар. Определите по формулам (1.1 — 1.3) число подвижностей механизма на плоскости $W_{пл}$ и в пространстве $W_{пр}$, число избыточных связей q при $W_0=1$. Проанализируйте движение звеньев механизма, учитывая, что если звено:

образует со стойкой вращательную КП, то оно совершает вращательное движение и все его точки движутся по окружности;

образует со стойкой поступательную КП, то оно совершает поступательное движение и все его точки движутся по прямой;

не образует КП со стойкой, то оно совершает в общем случае плоское движение и все его точки движутся по некоторым сложным кривым.

Занесите результаты анализа в таблицу журнала.

4. Используя правила и определения, проведите структурный анализ механизма по Ассур. Проанализируйте первичный механизм и структурные группы, результаты анализа занесите в таблицы журнала.

5. Введите в компьютер программу «LAB1». Действуя по инструкциям программы, выберите из структурных схем механизмов, предложенных программой, схему заданного Вам механизма. Введите принятые Вами обозначения КП и звеньев, заполните на экране дисплея таблицу по примеру табл. 1.3. После правильного заполнения этой таблицы перейдите к структурному анализу механизма по Ассур. Для этого по запросу программы, используя номера структурных групп из табл. 1.2, введите в ЭВМ номера групп Ассур, входящих в анализируемый механизм, в порядке их возрастания. Заполните на экране табл. 1.4 для первичного механизма и групп Ассур. После сообщения программы о правильном выполнении всех операций перейдите к п. 6.

6. Сформулируйте выводы по работе, укажите в них класс и порядок проанализированного механизма (по классификации Ассур или Артоболевского), перечислите образующие его группы Ассур.

СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МАНИПУЛЯТОРОВ

Цель работы — проведение структурного анализа и ознакомление с основными свойствами кинематических цепей копирующего манипулятора и промышленных роботов.

12.1. Промышленные роботы и манипуляторы

Промышленный робот — программируемая автоматическая машина, состоящая из манипулятора и устройства программного управления его движением, предназначенная для замены человека при выполнении основных и вспомогательных операций в производственных процессах.

Манипулятор — совокупность пространственного рычажного механизма и системы приводов, осуществляющая под управлением программируемого автоматического устройства или человека-оператора действия (манипуляции), аналогичные действиям руки человека.

12.2. Назначение и область применения

Промышленные роботы предназначены для замены человека при выполнении основных и вспомогательных технологических операций в процессе промышленного производства. При этом решается важная социальная задача — освобождения человека от работ, связанных с опасностью для здоровья от тяжелого физического труда, а также от простых монотонных операций, не требующих высокой квалификации.

Гибкие автоматизированные производства, создаваемые на базе промышленных роботов, позволяют решать задачи автоматизации на предприятиях с широкой номенклатурой продукции при мелкосерийном и единичном производстве. Копирующие манипуляторы, управляемые человеком-оператором, необходимы при выполнении различных работ с радиоактивными материалами. Кроме того, эти устройства незаменимы при работе в космосе, под водой, в химически активных средах.

Таким образом, промышленные роботы и копирующие манипуляторы являются важными составными частями современного промышленного производства.

12.3. Классификация промышленных роботов

Промышленные роботы классифицируют по следующим признакам:

- по характеру выполняемых технологических операций (основные, вспомогательные, универсальные операции);

- по виду производства: роботы, применяемые в литейном, сварочном, кузнечно-прессовом производстве, при механической обработке, сборке, окраске и др.;

- по системе координат руки манипулятора: роботы с прямоугольной, цилиндрической, сферической, сферической угловой (ангулярной) системами координат и др.;

- по числу подвижностей манипулятора;

- по грузоподъемности: роботы сверхлегкие (до 10 Н), легкие (до 100 Н), средние (до 2000 Н), тяжелые (до 10 000 Н), сверхтяжелые (свыше 10 000 Н);

- по типу силового привода (электромеханический, пневматический, гидравлический, комбинированный привод);

- по подвижности основания: роботы мобильные, стационарные;

- по виду программы: роботы с жесткой программой, перепрограммируемые, адаптивные, с элементами искусственного интеллекта;

- по характеру программирования: роботы с позиционным, контурным, комбинированным программированием.

12.4. Принципиальное устройство промышленного робота

Манипулятор промышленного робота по своему функциональному назначению должен обеспечивать движение выходного звена и закрепленного в нем объекта манипулирования в пространстве по заданной траектории и с заданной ориентацией. Для выполнения этого требования основной рычажный механизм манипулятора должен иметь не менее шести подвижностей, причем движение по каждой из них должно быть управляемым. Промышленный робот с шестью подвижностями является сложной как в изготовлении, так и в эксплуатации автоматической системой, поэтому в реальных конструкциях промышленных роботов часто используют механизмы с числом подвижностей менее шести. Наиболее простые манипуляторы имеют три, реже две, подвижности. Такие манипуляторы значительно дешевле в изготовлении и эксплуатации, но для них особым

образом должна быть организована рабочая среда. Это обусловлено заданной ориентацией объектов манипулирования относительно механизма робота.

Рассмотрим для примера структурную и функциональную схемы промышленного робота с трехподвижным манипулятором. Основной механизм руки манипулятора состоит из неподвижного звена 0 и трех подвижных звеньев 1, 2 и 3 (рис. 12.1). Структурная схема механизма этого манипулятора соответствует цилиндрической системе координат. В этой системе звено 1 может вращаться относительно звена 0 (относительное угловое перемещение φ_{10}), звено 2 перемещается по вертикали относительно звена 1 (относительное линейное перемещение S_{21}) и звено 3 перемещается в горизонтальной плоскости относительно звена 2 (относительное линейное перемещение S_{32}). На конце звена 3 укреплено захватное устройство, или схват, предназначенный для захвата и удержания объекта манипулирования при работе манипулятора.

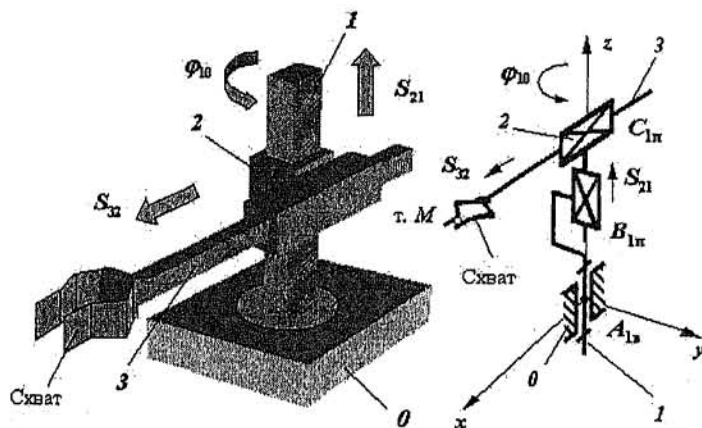


Рис. 12.1

Звенья основного рычажного механизма манипулятора образуют между собой три одноподвижные кинематические пары (одну вращательную A и две поступательные B и C) и могут обеспечить перемещение объекта в пространстве без управления его ориентацией. Для выполнения каждого из трех относительных движений манипулятор должен быть оснащен приводами, которые состоят из двигателей с редуктором и системы датчиков обратной связи.

Так как движение объекта осуществляется по заданному закону, в системе должны быть предусмотрены устройства, сохра-

няющие и задающие программу движения, которые называют носителями программ. При управлении от ЭВМ такими устройствами могут быть дискеты, диски CD, магнитные ленты и др. Преобразование заданной программы движения в сигналы управления двигателями осуществляется системой управления. Эта система включает ЭВМ с соответствующим программным обеспечением, цифроаналоговые преобразователи и усилители. Система управления, в соответствии с заданной программой, формирует и выдает на исполнительные устройства приводов (двигатели $D_1 - D_3$) управляющие воздействия u_i . При необходимости она корректирует эти воздействия по сигналам Δx_i , которые поступают в нее с датчиков обратной связи. Функциональная схема промышленного робота приведена на рис. 12.2.

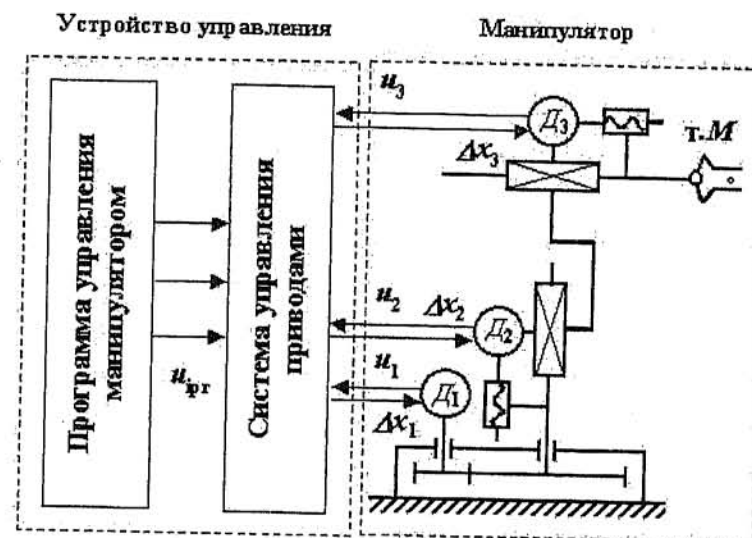


Рис. 12.2

12.5. Основные понятия и определения. Структура манипуляторов. Геометро-кинематические характеристики

Формула строения — математическая запись структурной схемы манипулятора, содержащая информацию о числе его подвижностей, виде кинематических пар и их ориентации относительно осей базовой системы координат (системы, связанной с неподвижным звеном).

Манипуляторы обеспечивают следующие виды движения: *глобальные* (для роботов с подвижным основанием) — движения стойки манипулятора, при которых ее перемещения существенно превышают размеры манипулятора;

региональные (транспортные) — движения, обеспечиваемые первыми тремя звеньями манипулятора или его «рукой», при которых перемещения выходного звена сопоставимы с размерами манипулятора;

локальные (ориентирующие) — движения, обеспечиваемые звеньями манипулятора, которые образуют его «кисть», перемещения при этом значительно меньше размеров манипулятора.

В соответствии с этой классификацией движений в манипуляторе можно выделить два участка кинематической цепи с различными функциями: механизма руки и механизма кисти. Под «рукой» понимают ту часть манипулятора, которая обеспечивает перемещение центра схвата — точки M (региональные движения схвата); под «кистью» — те звенья и пары, которые обеспечивают ориентацию схвата (локальные движения схвата).

Структурная схема механизма — его графическое изображение, на котором показаны стойка, подвижные звенья, кинематические пары и их взаимное расположение. Элементы схемы графически изображают с учетом принятых условных обозначений (табл. 12.1).

Таблица 12.1

Условные обозначения кинематических пар

Одноподвижная вращательная	Одноподвижная поступательная	Двухподвижная цилиндрическая
Двухподвижная сферическая	Трехподвижная сферическая	Трехподвижная плоская

Кинематической цепью называют систему звеньев, образующих между собой кинематические пары (КП). Цепь, в которой каждое звено входит не более чем в две КП, называют простой. Незамкнутой называют такую кинематическую цепь, в которой есть звенья, входящие только в одну КП.

Рассмотрим структурную схему антропоморфного манипулятора, т.е. схему, которая в первом приближении соответствует механизму руки человека (рис. 12.3).

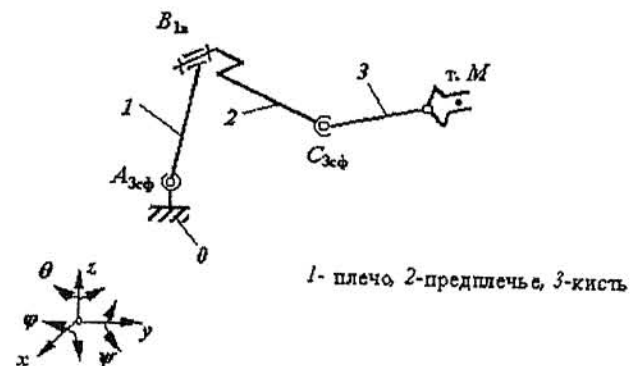


Рис. 12.3

Этот механизм состоит из трех подвижных звеньев и трех КП: двух трехподвижных сферических $A_{3сф}$ и $C_{3сф}$ и одной одноподвижной вращательной $B_{1в}$.

Кинематические пары обозначают заглавными буквами латинского алфавита (A, B, C и т.д.); при этом указывают: звенья, которые образуют КП ($0/1, 1/2$ и т.п.), относительное движение звеньев в КП (для одноподвижных пар — вращательное, поступательное и винтовое); подвижность КП (для низших пар — от 1 до 3, для высших пар от 4 до 5); ориентацию оси КП относительно осей базовой или локальной системы координат.

Рабочее пространство манипулятора — часть пространства, ограниченная поверхностями, которые являются огибающими к множеству возможных положений звеньев манипулятора. Зона обслуживания манипулятора — часть пространства, соответствующая множеству возможных положений центра схвата манипулятора. Зона обслуживания является важной характеристикой манипулятора. Она определяется структурой и системой координат «руки» манипулятора, а также конструктивными ограничениями, наложенными на относительные перемещения звеньев в КП.

Подвижность манипулятора W — число независимых обобщенных координат, однозначно определяющее положение схвата в пространстве;

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 (6 - i)p_i,$$

или для незамкнутых кинематических цепей

$$W = \sum_{i=1}^5 ip_i.$$

Маневренность манипулятора M — подвижность манипулятора при зафиксированном (неподвижном) схвате (см. рис. 12.4),

$$M = W - 6.$$

Возможность изменения ориентации схвата при размещении его центра в заданной точке зоны обслуживания характеризуется углом сервиса — телесным углом ψ , который может описать последнее звено манипулятора (звено, на котором закреплен схват) при фиксации центра схвата в заданной точке зоны обслуживания,

$$\psi = f_c / l_{cm}^2,$$

где f_c — площадь сферической поверхности, описываемая точкой C звена 3, l_{cm} — длина звена 3.

Относительную величину

$$k_\psi = \psi / (4\pi)$$

называют коэффициентом сервиса. Для манипулятора, изображенного на рис. 12.3, подвижность манипулятора

$$W = 6 \cdot 3 - (3 \cdot 2 + 5 \cdot 1) = 18 - 11 = 7,$$

маневренность

$$M = 7 - 6 = 1,$$

формула строения:

$$W = [\theta_{10} + \varphi_{10} + \psi_{10}] + \varphi_{21} + [\theta_{32} + \varphi_{32} + \psi_{32}].$$

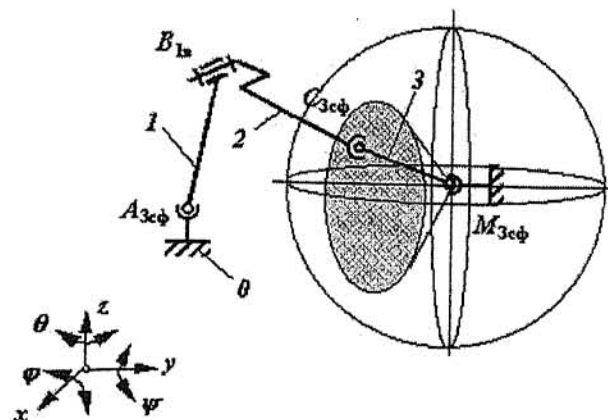


Рис. 12.4

Структура кинематической цепи манипулятора должна обеспечивать требуемое перемещение объекта в пространстве с заданной ориентацией. Для этого необходимо, чтобы схват манипулятора имел возможность выполнять движения минимум по шести координатам: трем линейным и трем угловым. На рис. 12.5 дана схема шестиподвижного манипулятора с вращательными КП с координатами объекта манипулирования.

Рассмотрим на объекте манипулирования точку M , которая совпадает с центром схвата. Положение объекта в неподвижной (базовой) системе координат $Ox_0y_0z_0$ определяется радиусом-вектором точки M и ориентацией единичного вектора $\vec{A}$ с началом в этой точке. В математике положение точки в пространстве задается в одной из трех систем координат:

прямоугольной декартовой с координатами x_M, y_M, z_M ;

цилиндрической с координатами r_{zM}, φ_M, z_M ;

сферической с координатами $\varphi_M, \theta_{1M}, \theta_{2M}$.

Ориентация объекта в пространстве задается углами α, β и γ , которые вектор ориентации $\vec{A}$ образует с осями базовой системы координат.

При структурном синтезе механизма манипулятора необходимо учитывать следующее:

кинематические пары манипуляторов снабжаются приводами, включающими двигатели и тормозные устройства, поэтому

в схемах манипуляторов обычно используются одноподвижные кинематические пары: вращательные или поступательные;

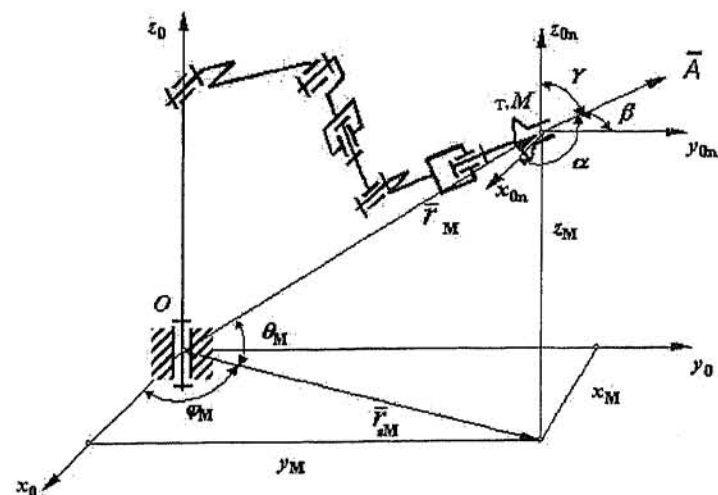


Рис. 12.5

необходимо обеспечить не только заданную подвижность схвата манипулятора, но и такое расположение осей КП, при котором достигаются требуемая форма зоны обслуживания, а также простота и удобство программирования движений;

при выборе ориентации КП необходимо учитывать расположение приводов (на основании или на подвижных звеньях), а также способ уравнивания звеньев.

Перемещение схвата в пространстве можно обеспечить, если ориентировать оси первых трех КП по осям системы координат. При этом от выбора системы координат зависит вид зоны обслуживания манипулятора. Виды систем координат для манипулятора определены по ГОСТ 25685-83 (табл. 12.2). Структурные схемы механизмов кисти представлены в табл. 12.3. Присоединяя к выходному звену руки тот или иной механизм кисти, можно получить большинство известных структурных схем манипуляторов, которые применяются в реальных промышленных роботах.

Системы координат «руки» манипулятора

Таблица 12.2

Прямоугольная (декартова)	Цилиндрическая
Сферическая	Угловая (ангулярная)
Другие	

Структурные схемы кисти манипулятора

Таблица 12.3

Структурные схемы кисти манипулятора				
W=0	W=1	W=2	W=2	W=3

Структура манипулятора определяется и местом размещения приводов. Если приводы размещены непосредственно в КП, то к массам подвижных звеньев манипулятора добавляются массы приводов. Суммарная нагрузка на приводы и их мощность увеличиваются, а отношение массы манипулятора к полезной нагрузке (максимальной массе объекта манипулирования) уменьшается. При проектировании роботов приводы звеньев руки, как наиболее мощные и обладающие большей массой, стремятся разместить ближе к основанию робота. Для передачи движения от привода к звену используют дополнительные кинематические цепи.

Рассмотрим схему руки манипулятора промышленного робота фирмы ASEA (рис. 12.6). К трехзвенному механизму с ангулярной системой координат добавлены:

для привода звена 2 — простейший кулисный механизм, образованный звеньями 4, 5 и 2;

для привода звена 3 — цепь, состоящая из кулисного механизма (звенья 6, 7 и 8) и шарнирного четырехзвенника (звенья 8, 9, 2 и 3).

Таким образом, в рычажном механизме можно выделить кинематическую цепь руки (звенья 1, 2 и 3) и кинематические цепи приводов. Манипуляторы, в которых используется принцип размещения приводов на основании, имеют более сложные механизмы. Однако увеличение числа звеньев и кинематических пар компенсируется уменьшением масс и моментов инерции, подвижных звеньев манипулятора. Кроме того, замкнутые кинематические цепи повышают точность и жесткость механизма. В целом манипуляторы, построенные на принципах комбинированного размещения приводов (часть приводов размещена на основании, часть — на подвижных звеньях), обладают лучшими энергетическими и динамическими характеристиками, а также более высокой точностью.

В кинематических схемах рассмотренных манипуляторов вес звеньев вызывает дополнительную нагрузку на приводы. Фирма SKILAM разработала робот SANCIO (рис. 12.7), в котором вес приводов и звеньев воспринимается кинематическими парами, а на момент двигателей влияют только через силы трения. Такая структурная схема механизма потребовала увеличения размеров КП, однако в целом был получен существенный выигрыш по энергетическим и динамическим показателям.

Важная особенность манипуляторов — изменение структуры механизма в процессе работы. В соответствии с циклограммой

работы промышленного робота в некоторых КП включаются тормозные устройства. При этом два звена механизма жестко соединяются с друг другом, образуя одно звено. Из структурной схемы механизма исключаются одна кинематическая пара и одно звено, число подвижностей схвата механизма уменьшается (обычно на единицу).

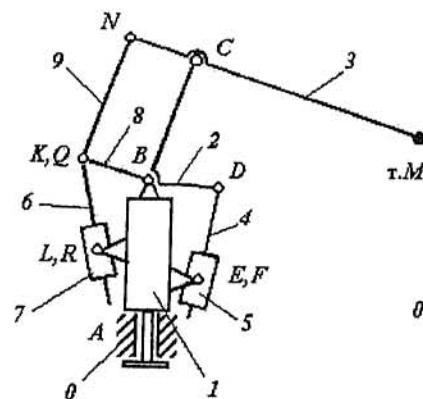


Рис. 12.6

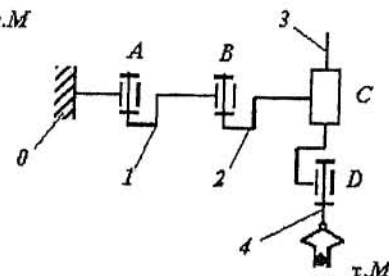


Рис. 12.7

Изменяется структура механизма и в тех случаях, когда в процессе выполнения рабочих операций (например, при сборке или сварке) схват с объектом манипулирования соприкасается с окружающими предметами, образуя с ними кинематические пары. Кинематическая цепь механизма замыкается, а число подвижностей уменьшается. В этом случае в цепи могут возникать избыточные связи. Эти структурные особенности манипуляторов необходимо учитывать при программировании работы промышленного робота.

12.6. Пример структурного и кинематического анализа

В качестве примера выполним структурный и кинематический анализ манипулятора робота Unimate (рис. 12.8).

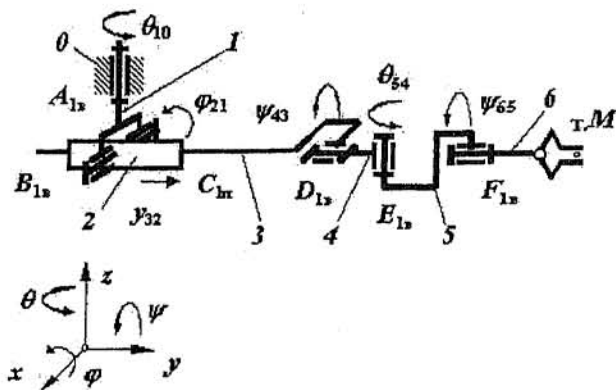


Рис. 12.8

Заполним таблицы лабораторного журнала (табл. 12.4, 12.5).

Таблица 12.4

Основные параметры структурной схемы манипулятора

1	Формула строения	$W = \theta_{10} + \varphi_{21} + y_{32} + \psi_{43} + \theta_{54} + \psi_{65}$			
2	Подвижные звенья, образующие в манипуляторе	руку	1	2	3
		кисть	4	5	6
3	Система координат руки манипулятора	сферическая			
4	Число звеньев	общее	k	7	
		подвижных	n	6	
5	Число одноподвижных кинематических пар	вращательных	$p_{1в}$	5	
		поступательных	$p_{1п}$	1	
6	Число подвижностей в пространстве	$W_{пр}$	6		
7	Маневренность в пространстве	$M_{пр}$	0		
8	Число избыточных связей в механизме	q	0		

Таблица 12.5

Кинематические пары манипулятора

Обозначение КП	A	B	C	D	E	F
Звенья, образующие КП	1/0	2/1	3/2	4/3	5/4	6/5
Относительное движение	вращательное	вращательное	поступательное	вращательное	вращательное	вращательное
Подвижность в КП	1	1	1	1	1	1
Ось ориентации КП	Z	X	Y	Y	Z	Y

После заполнения таблицы сделаем вывод, который для данной схемы можно сформулировать так:

Манипулятор робота Unimate является шестиподвижным пространственным механизмом со сферической системой координат и разомкнутой кинематической цепью.

12.7. Порядок выполнения лабораторной работы

1. Включите промышленный робот или манипулятор и изучите относительное движение звеньев механизма. Начертите структурную схему манипулятора, нанесите обозначения звеньев, кинематических пар, центра схвата манипулятора.

2. Определите основные параметры структурной схемы манипулятора и параметры его кинематических пар:

выберите систему координат $Oxuz$; вычертите структурную схему манипулятора, на которой оси КП ориентируйте по осям этой системы; обозначьте на ней звенья – цифрами и кинематические пары – латинскими буквами (в обозначении КП индексами указать подвижность и вид пары: вращательная – 1в, поступательная – 1п, сферическая – 3сф, цилиндрическая – 2ц); обозначьте на схеме относительные перемещения звеньев в КП (линейные перемещения – x, y, z ; угловые – φ, θ, ψ); составьте и запишите формулу строения механизма; определите звенья, образующие соответственно руку и кисть манипулятора;

определите систему координат руки манипулятора;

определите число звеньев (общее и подвижных), число одноподвижных КП (поступательных и вращательных); подсчитайте число подвижностей механизма и маневренность, число избыточных связей в механизме;

для КП механизма определите звенья, образующие КП, относительное движение в КП, подвижность КП и ориентацию оси КП относительно осей системы координат.

Заполните соответствующие графы таблицы журнала.

3. Для выбранного промышленного робота или манипулятора по заданию преподавателя (задается формула строения манипулятора из табл. 12.6) выполните структурный и кинематический анализ.

Сделайте выводы по работе, указав число подвижностей манипулятора, систему координат, вид кинематической цепи.

Формулы строения манипуляторов промышленных роботов

Но- мер зада- ния	Модель робота	Формула строения	Но- мер зада- ния	Модель робота	Формула строения
1	Unimate	$W=\theta+x+\varphi+\psi+\varphi$	9	Fanuc M-1	$W=\theta+z+y+\varphi+\psi+\varphi$
2	Универсал	$W=\theta+x+\varphi+\psi+\varphi+\psi$	10	Fanuc M-2	$W=z+\theta+x+\varphi+\psi+\varphi$
3	Auto-Mate	$W=\theta+x+\varphi+\varphi+\psi+\varphi$	11	Toyoda	$W=x+z+y+\psi+\varphi$
4	Prab	$W=\theta+x+\varphi+\psi+\varphi+\psi$	12	Autohand	$W=z+y+x+\varphi+\psi$
5	PC-40	$W=x+\varphi+\varphi+\theta+z+y$	13	Kaufeldt	$W=z+\theta+x+\varphi+\psi$
6	PB-231	$W=x+\theta+z+y+\psi+x$	14	IR-60	$W=\theta+\varphi+\varphi+\varphi+\psi+\varphi$
7	Versatran	$W=y+\theta+z+x+\varphi+\theta$	15	Контур	$W=\theta+\varphi+\varphi+\psi+\varphi+\psi$
8	Matbac	$W=\theta+z+y+\psi+\varphi+\psi$	16	Asea	$W=\theta+\varphi+\varphi+\varphi+\psi$

ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА И МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Цель и задачи работы — ознакомление с экспериментальными методами регистрации индикаторных диаграмм тихоходных и быстроходных поршневых компрессоров; получение индикаторной диаграммы и обработка ее на ЭВМ; определение основных параметров компрессора; построение его механической характеристики.

4.1. Общие сведения о механических характеристиках машин

Известны два основных класса машин: *машины-двигатели* и *рабочие машины*. Первые предназначены для преобразования различных видов энергии (тепловой, электрической и др.) в механическую, вторые используют механическую энергию для выполнения полезной работы. Двигатель, механизм и рабочая машина в совокупности образуют *машинный агрегат*. При динамическом анализе машинного агрегата рабочие процессы в нем представлены в виде зависимостей энергии, силы или момента на входном или выходном звене от его перемещения или скорости. Эти зависимости называют механическими характеристиками.

Наиболее распространенными машинами (как рабочими, так и машинами-двигателями) являются поршневые. В них либо силы давления газа преобразуются в крутящий момент на валу кривошипа (двигатели внутреннего сгорания, детандеры), либо крутящий момент на валу кривошипа — в энергию сжатого газа или жидкости (компрессоры, насосы). Графическую зависимость, характеризующую изменение давления в цилиндре поршневой машины от перемещения поршня, называют *индикаторной диаграммой*. Свое название эта диаграмма получила по наименованию прибора, используемого для ее регистрации, — механического или электрического индикатора.

4.2. Описание экспериментальной установки

Индикаторная диаграмма может быть получена на экспериментальной установке, состоящей из электродвигателя, ременной передачи и одноцилиндрового воздушного поршневого компрессора. Основным механизмом компрессора является

кривошипно-ползунный (рис. 4.1), состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3 и цилиндра 0.

В рабочем цикле компрессора (один оборот кривошипа) можно выделить четыре фазы, соответствующие на индикаторной диаграмме следующим участкам: ab — расширения остаточного воздуха; bc — всасывание; cd — сжатие; da — нагнетание.

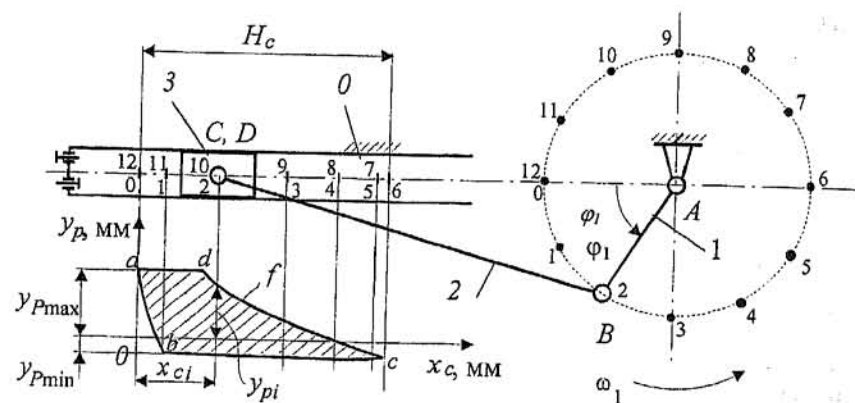


Рис. 4.1

Схема экспериментальной установки с механическим индикатором представлена на рис. 4.2. Цилиндр компрессора 1 через кран 2 соединяется с цилиндром индикатора 3. Поршень индикатора 4 под действием давления перемещается и сжимает пружину 5.

Перемещение поршня 4 через рычажный механизм 6 с постоянным передаточным отношением сообщаете пишущему стержню. Лист бумаги 8, на котором записывается диаграмма, закрепляют на барабане 7 пластинчатыми пружинами. Барабан приводится во вращение шнуром 10, прикрепленным к поршню компрессора. Возврат барабана в исходное положение осуществляется пружиной 9. В результате суммирования перемещений стержня и барабана на листе бумаги вычерчивается индикаторная диаграмма. За начало отсчета давления на индикаторной диаграмме принимают линию атмосферного давления. Для записи этой линии цилиндр индикатора краном 2 соединяют с атмосферой.

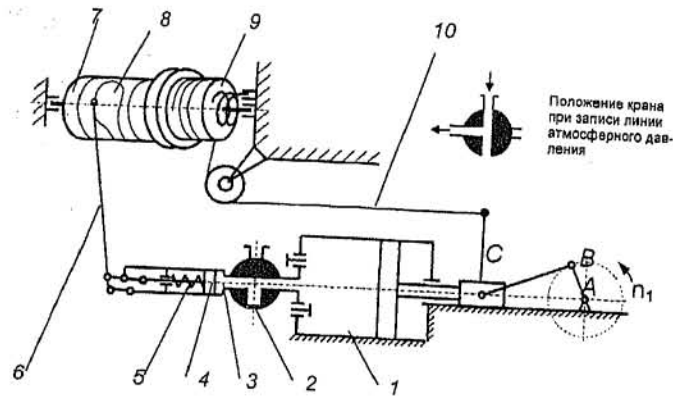


Рис. 4.2

Область применения механических индикаторов ограничена частотой вращения кривошипа n (примерно до 5 об/с). При большей частоте вращения инерция звеньев индикатора сильно искажает форму диаграммы. Поэтому индикаторные диаграммы быстроходных машин регистрируются безынерционными электрическими датчиками.

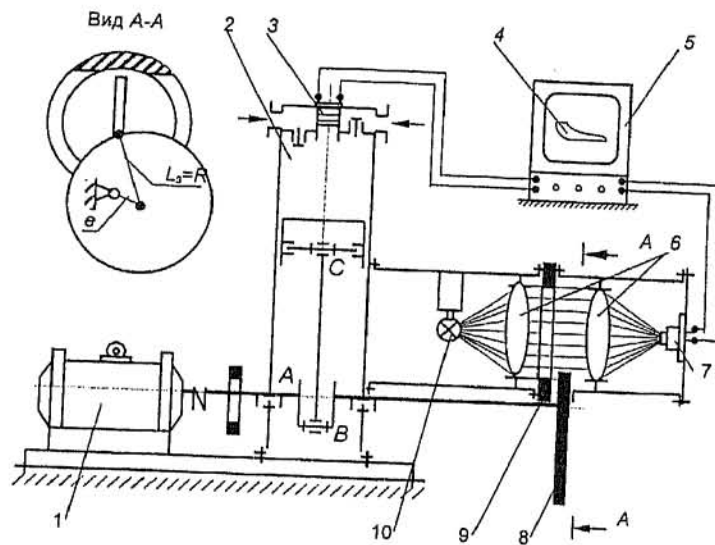


Рис. 4.3

Схема установки для регистрации индикаторной диаграммы быстроходного компрессора представлена на рис. 4.3. В этой установке кривошипный вал соединяем с электродвигателем 1 поводковой муфтой. Давление в цилиндре 2 компрессора измеряется пьезоэлектрическим датчиком 3. Сигнал датчика через усилитель поступает на вертикальную развертку катодного осциллографа 5. Для получения электрического сигнала, пропорционального перемещению поршня, в установке используется электромеханическая система с фотоэлектрическим датчиком. Диск 8 радиусом $R = l_s$ установлен на валу кривошипа AB с эксцентриситетом e . Свет от электролампы 10 через конденсорные линзы 6 и щелевую диафрагму 9 попадает на фотоэлемент 7. Так как отношение e/R равно отношению длин звеньев механизма l_{AB}/l_{BC} , при вращении вала световой поток, попадающий на фотоэлемент, будет пропорционален перемещению поршня. Сигнал с фотоэлемента 7 через усилитель поступает на горизонтальную развертку катодного осциллографа 5. В результате суммирования сигналов на экране осциллографа появляется замкнутая кривая — индикаторная диаграмма 4.

4.3. Обработка индикаторной диаграммы

Вычерченная механическим индикатором диаграмма имеет по осям координат масштабы давления μ_p и перемещения μ_s . Оси координат по отношению к диаграмме размещаются следующим образом: ось абсцисс совмещается с линией атмосферного давления, ось ординат перпендикулярна ей и направлена по касательной к диаграмме (рис. 4.4).

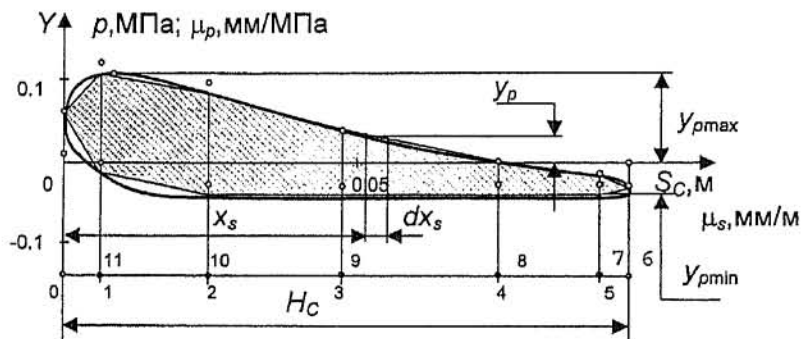


Рис. 4.4

Для обработки диаграммы проводят ее табулирование — представление экспериментального графика в виде массива дискретных значений. На ось абсцисс диаграммы наносят 12 позиций, соответствующих положениям кривошипа через $\Delta\varphi = 30^\circ$. В этих позициях измеряют ординаты диаграммы. Результаты измерений заносят в таблицу журнала.

При обработке индикаторной диаграммы определяют:
а) максимальное и минимальное давление (МПа) в цилиндре компрессора

$$p_{\max} = y_{p\max} / \mu_p,$$

$$p_{\min} = y_{p\min} / \mu_p,$$

где $y_{p\max}$ и $y_{p\min}$ — ординаты экстремумов на диаграмме;

б) индикаторную мощность (Вт) компрессора — работу по сжатию воздуха, совершаемую компрессором в единицу времени,

$$N_i = A_u Z / T_u,$$

где A_u — работа сжатия воздуха за цикл, Дж; Z — число цилиндров компрессора; $T_u = 1/n_1$ — время цикла (здесь n_1 — частота вращения кривошипа, 1/с).

Из рис. 4.4

$$dA = F_c dS_c = p f_n dS_c = f_n y_p dx_s / (\mu_p \mu_s),$$

$$A_u = f_n \oint y_p dx_s = f_n f_u / (\mu_p \mu_s),$$

где f_n — площадь поршня компрессора, m^2 ; f_u — площадь индикаторной диаграммы, mm^2 .

Окончательно формула для индикаторной мощности имеет вид

$$N_i = Z f_n n_1 f_u 10^6 / (\mu_p \mu_s);$$

в) механическую характеристику компрессора по индикаторной диаграмме. Для рабочей машины под механической характеристикой обычно понимают зависимость силы сопротивления F_c от перемещения выходного звена (в нашем случае перемещение поршня S_c).

Чтобы построить зависимость $F_c = f(S_c)$, необходимо определить значение и знак силы F_c для различных положений поршня. Известно, что работа внешних сил, действующих на механизм, либо увеличивает кинетическую энергию системы, либо уменьшает ее. В первом случае силы называют движущими силами, вторые — силами сопротивления. Принимают следующее правило знаков: сила считается движущей и положительной, если направ-

ление вектора скорости точки ее приложения совпадает с направлением проекции этой силы на вектор скорости (рис. 4.5).

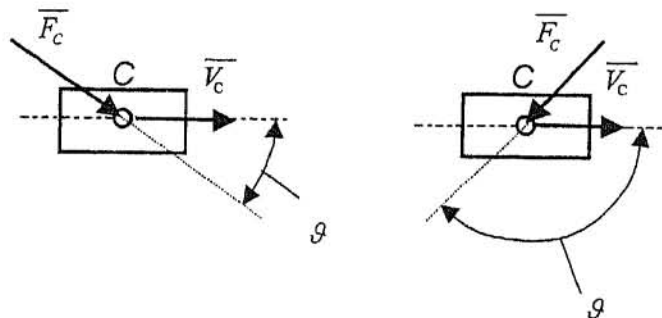


Рис. 4.5

4.4. Устройство полярного планиметра и работа с ним

Планиметром называют устройство для измерения площадей плоских фигур. Полярный планиметр (рис. 4.6) состоит из двух рычагов AB и BC , соединенных шаровым шарниром в точке B . Точка C фиксируется на плоскости иглой и грузом Γ , при этом рычаг BC может вращаться вокруг точки C . На рычаге BA установлена подвижная каретка K , перемещение которой по рычагу изменяет масштаб прибора.

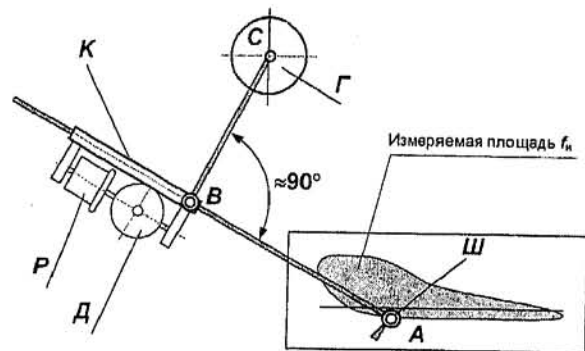


Рис. 4.6

На каретке размещен вращающийся ролик P , с которым винтовой передачей связан диск шкалы грубого отсчета D . На рычаге AB в точке A закреплен штифт III . В процессе измерения

площади фигуры штифт перемещается по ее контуру (по направлению движения часовой стрелки или против него). При этом ролик P скользит и перекачивается по плоскости, это движение через винтовую передачу сообщается диску D , и он поворачивается на некоторый угол. Шкала точного отсчета (нониус) помещена на каретке K . Каждое деление этой шкалы на $0,1$ мм больше деления шкалы ролика.

Чертеж плоской фигуры, площадь f_u которой требуется измерить, размещается на ровной, слегка шероховатой поверхности (например, на листе ватмана). Планиметр собирают и устанавливают на плоскости по отношению к измеряемой фигуре так, чтобы в процессе измерений угол между рычагами минимально отклонялся от 90° . Штифт III размещают в произвольной точке контура измеряемой фигуры и считывают начальное показание со шкал прибора. Затем обводят штифтом по контуру и считывают второе показание со шкал планиметра. Из большего показания вычитают меньшее. Результат, умноженный на масштаб прибора (10), составляет измеренную площадь.

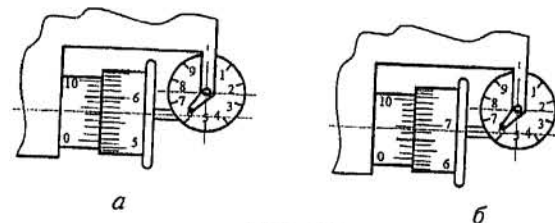


Рис. 4.7

Пример. На рис. 4.7, a изображены шкалы прибора в начале измерений. Указатель на шкале диска D расположен между делениями 6 и 7 , т.е. отмерено шесть полных делений. Ноль шкалы нониуса расположен между делениями 51 и 52 шкалы ролика. Седьмое деление шкалы нониуса совпадает с одним из делений шкалы ролика. Таким образом, получены четыре цифры начального показания прибора:

6	51	7
с диска D	с ролика P	совпадение делений
		шкалы и нониуса

Таким образом, показание прибора равно 6517 . По рис. 4.7, b аналогичным образом можно определить второе показание, равное 6633 .

Площадь фигуры по результатам измерений

$$f_u = (6633 - 6517) \cdot 10 = 1160 \text{ мм}^2.$$

Сила F_c является равнодействующей внешних сил, действующих на поршень. Слева (см. рис. 4.1) на поршень действуют силы давления сжатого воздуха, справа — силы атмосферного давления. Так как индикаторная диаграмма строится относительно линии атмосферного давления, сила F_c в любом положении поршня будет равна произведению давления, определенного по индикаторной диаграмме $p = y_p / \mu_p$, на площадь поршня f_n .

Если при построении механической характеристики принять $y_p = y_F$, то

$$\mu_F = \mu_p 10^6 / f_n,$$

где μ_F — масштаб силы, мм/Н.

Экспериментальные значения силы F_c находят из графика $F_c = f(S_c)$:

$$F_{c \max} = y_{F_{c \max}} / \mu_F,$$

$$F_{c \min} = y_{F_{c \min}} / \mu_F.$$

4.5. Порядок выполнения работы

1. Ознакомьтесь с описаниями работы полярного планиметра, устройством экспериментальных установок и правилами работы на них.

2. Закрепите на барабане механического индикатора бумагу; включите двигатель компрессора; соедините поворотом крана цилиндр индикатора с цилиндром компрессора и, слегка прижимая стержень к бумаге, запишите индикаторную диаграмму. Соедините датчик с атмосферой (необходимо повернуть кран на 90° по направлению движения часовой стрелки) и зарегистрируйте линию атмосферного давления. Выключите двигатель и снимите бумагу с барабана.

3. Включите катодный осциллограф и дайте ему погреться 1–2 мин. Выключите двигатель быстроходного компрессора. При необходимости отрегулируйте яркость и фокусировку изображения. Визуально изучите особенности полученной индикаторной диаграммы. Выключите сначала осциллограф, а затем компрессор.

4. Вклейте в журнал индикаторную диаграмму, при этом ось абсцисс совместите с линией атмосферного давления, а ось ординат расположите на касательной (см. рис. 4.4). Через 12 положений точки C , отмеченных на оси абсцисс, проведите вер-

тикальные линии и измерьте по ним ординаты индикаторной диаграммы. Занесите ординаты в соответствующую таблицу журнала.

5. Измерьте полярным планиметром площадь индикаторной диаграммы.

6. Введите в ЭВМ программу «LAB4», затем в соответствии с инструкциями программы исходные данные (из таблицы журнала) и выведите на печать результаты расчета.

7. Занесите результаты расчета в журнал и постройте график передаточной функции точки C и график приведенного момента от сил сопротивления в цилиндре компрессора. Сформулируйте выводы по работе, отразите в них изученные методы регистрации индикаторной диаграммы, область их применения; проанализируйте полученную механическую характеристику.

ИССЛЕДОВАНИЕ КПД РЕДУКТОРА

Цели и задачи работы — изучение метода экспериментального определения коэффициента полезного действия (КПД) редуктора; получение зависимости КПД редуктора от значения момента сопротивления, приложенного к выходному валу редуктора; оценка параметров математической модели, описывающей зависимость КПД редуктора от момента сопротивления, и определение значения момента сопротивления, соответствующего максимальному значению КПД.

5.1. Общие сведения о КПД механизмов

Энергия, подводимая к механизму в виде работы A_d движущих сил и моментов за цикл установившегося режима, расходуется на совершение полезной работы $A_{п.с}$ т.е. работы сил и моментов полезного сопротивления, а также на совершение работы A_T , связанной с преодолением сил трения в кинематических парах и сил полезного сопротивления среды: $A_d = A_{п.с} + A_T$. Значения $A_{п.с}$ и A_T подставляются в это и последующие уравнения по абсолютной величине. *Механическим КПД называют отношение*

$$\eta = A_{п.с} / A_d \quad (5.1)$$

Таким образом, КПД показывает, какая доля механической энергии, подведенной к машине, полезно расходуется на совершение той работы, для которой машина создана, т.е. является важной характеристикой механизма машин. Так как потери на трение неизбежны, всегда $\eta < 1$. В уравнении (5.1) вместо работ A_d и $A_{п.с}$, совершаемых за цикл, можно подставлять средние за цикл значения соответствующих мощностей:

$$\eta = N_{п.с} / N_d \quad (5.2)$$

Редуктор — это зубчатый механизм, предназначенный для уменьшения угловой скорости выходного вала по отношению к входному. Отношение угловой скорости на входе ω_1 к угловой скорости на выходе ω_2 называют передаточным отношением редуктора:

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2.$$

Для редуктора уравнение (5.2) принимает вид

$$\eta = M_c \omega_2 / M_d \omega_1 = M_c / M_d u_{12} \quad (5.3)$$

где M_c и M_d — средние значения моментов на выходном и входном валах редуктора.

Экспериментальное определение КПД основано на измерении значений M_c и M_d и расчете η по формуле (5.3).

5.2. Факторы. Определение поля варьирования факторов

Факторами называют параметры системы, которые оказывают влияние на измеряемую величину и могут целенаправленно изменяться в процессе эксперимента. При исследовании КПД редуктора факторами являются момент сопротивления M_c на выходном валу и частота вращения входного вала редуктора n_2 .

На первом этапе эксперимента необходимо определить предельные значения факторов, которые можно реализовать и измерить на данной установке, и построить поле варьирования факторов. Приблизительно это поле можно построить по четырем точкам. Для этого при минимальном моменте сопротивления $M_{c \min}$ (тормоз установки выключен) регулятором частоты вращения устанавливают ее минимальное $n_{д \min}^m$ и максимальное $n_{д \max}^m$ значения. В журнале регистрируют показания тахометра $n_{д \min}^m$ и $n_{д \max}^m$, а также соответствующие показания индикатора тормоза $f_{с \min}^m$ и $f_{с \min}^a$. При этом, если значение $n_{д \max}^m$ превышает верхний предел шкалы тахометра, то его принимают равным наибольшему значению этой шкалы.

Затем включают тормоз и регулятором момента устанавливают максимальный момент сопротивления $M_{с \max}$. Регулятором

частоты вращения устанавливают вначале максимальное для данной нагрузки значение частоты $n_{д\max}^a$, а затем минимальное устойчивое $n_{д\min}^a$ (около 200 об/мин). В журнале регистрируют значения частоты $n_{д\min}^a$, $n_{д\max}^a$ и соответствующие им показания индикатора тормоза $f_{с\max}^m$ и $f_{с\max}^a$.

Изображая полученные четыре точки на координатной плоскости $P(f_c, n_d)$ и соединяя их прямыми линиями, строят поле варьирования факторов (рис. 5.1). Внутри этого поля (с некоторыми отступлениями от границ) выбирают область исследования — пределы изменения факторов в эксперименте. При однофакторном эксперименте изменяют только один из факторов, все остальные поддерживают на заданном постоянном уровне. В этом случае область исследования представляет собой отрезок прямой (см. рис. 5.1, прямая $n_d = \text{const}$).

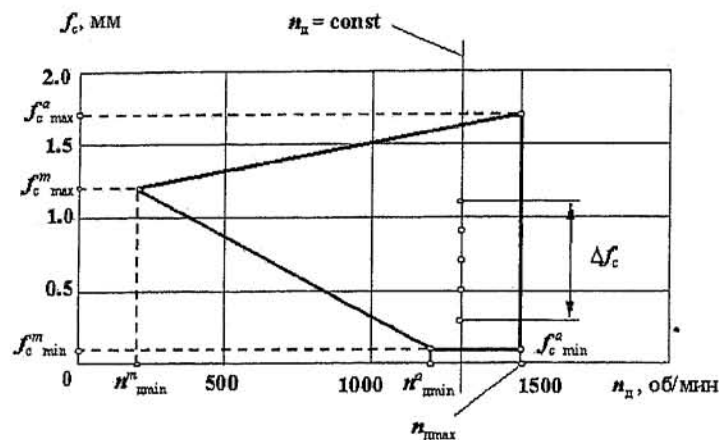


Рис. 5.1

5.3. Выбор модели и планирование эксперимента

В качестве математической модели исследуемого процесса наиболее часто используют полиномы. В данном случае для зависимости $\eta = f_c(M_c)$ при $n_d = \text{const}$ принимаем полином вида

$$\eta = b_0 + b_1 M_c + b_2 M_c^2 + b_3 M_c^3.$$

Цель эксперимента заключается в получении эмпирических данных для вычисления оценок коэффициентов этой модели. Так как при $M_c = 0$ КПД системы равен нулю, полином можно упростить, исключив из него член b_0 , который равен нулю.

Результаты эксперимента обрабатывают на ЭВМ по программе «КРД», которая позволяет определять коэффициенты модели b_k и выводить на печать графики зависимостей: экспериментальной $\eta_s = f(M_c)$ с указанием доверительных интервалов и построенной по модели $\eta_m = b_1 M_c + b_2 M_c^2 + b_3 M_c^3$, а также значение момента сопротивления M_{c0} , соответствующее максимальному КПД.

5.4. Описание экспериментальной установки

КПД редуктора исследуют на установке типа ДП-4 (рис. 5.2), которая содержит объект исследования — редуктор 2 (планетарный, червячный, рядный, волновой), источник механической энергии — электродвигатель 1, потребитель энергии — порошковый электромагнитный тормоз 3, два регулятора: потенциометр 5 регулятора частоты вращения двигателя и потенциометр 4 регулятора момента тормоза, а также устройства для измерения частоты вращения двигателя (тахометр 6) и крутящих моментов на валу двигателя и тормоза.

Конструкции устройств для измерения моментов двигателя и тормоза аналогичны (рис. 5.3). Они состоят из опоры с подшипниками качения, которая обеспечивает возможность поворота статора 1 и ротора 2 относительно основания, измерительного рычага с плечом l_n , опирающегося на пластинчатую пружину 4, и стрелочного индикатора 3. Прогиб пружины измеряют с помощью индикатора, значение прогиба пропорционально крутящему моменту на статоре. Значение момента на роторе приблизительно оценивают по моменту на статоре, пренебрегая моментами трения и вентиляционных потерь. Для тарировки индикаторов установку комплектуют съемными рычагами 6, на которые с шагом $\Delta l_d = 0,03$ м, тормоза $\Delta l_t = 0,04$ м. Массы грузов: $m_{зд} = 0,1$ кг и $m_{ст} = 1$ кг соответственно. Порошковый тормоз представляет собой устройство, состоящее из ротора и статора, в кольцевом зазоре между которыми размещен ферромагнитный порошок. Изменяя потенциометром 5 напряжение на обмотках

статора тормоза, можно уменьшать или увеличивать силу сопротивления сдвигу между частицами порошка и момент сопротивления на валу тормоза.

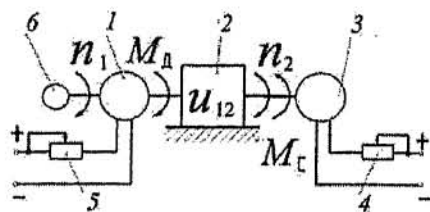


Рис. 5.2

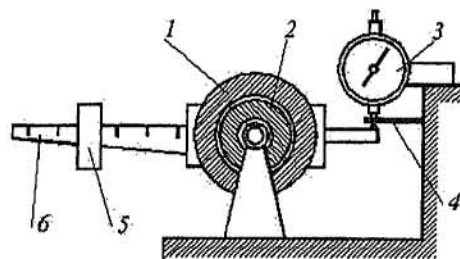


Рис. 5.3

5.5. Тарировка индикаторов измерителей моментов

Тарировка — экспериментальное определение зависимости (аналитической или графической) между показаниями измерительного прибора (индикатора) и измеряемой величиной (крутящим моментом). При тарировке измерительное устройство с помощью рычага и груза нагружают известными по значению крутящими моментами M_i^T и регистрируют показания индикатора f_{ij}^T . Чтобы исключить влияние начального момента $M_0^T = G_5 l_0$, переходят из системы координат $f'O'M'$ к системе fOM (рис. 5.4), т.е. устанавливают шкалу индикатора на ноль после размещения груза G_5 у нулевого значения шкалы на рычаге.

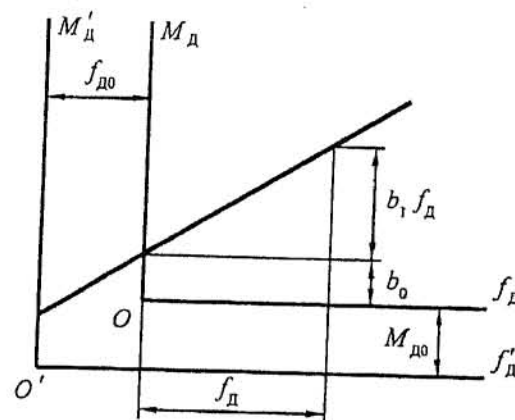


Рис. 5.4

При тарировке находят средние значения показаний индикатора тормоза f_{ci}^T на всех ступенях нагрузки M_{ci}^T . Тарировочная зависимость для момента двигателя имеет вид $M_d = b_0 + b_1 f_d$. Область исследования и уровни фактора при тарировке определяются длиной и шагом разметки рычагов b и массами грузов G . Для получения тарировочной зависимости $M_d = f(f_d)$ проводят N оригинальных опытов (при различных уровнях M_i^T) с m повторами на каждом уровне, где $N \geq k + 1$; $m \geq 2$; k — число коэффициентов модели (принимают $N = 5$, $m \geq 2$).

Коэффициенты тарировочной зависимости b_k рассчитывают по массиву результатов тарировки $f_{дij}^T$ на ЭВМ по программе «KPD».

5.6. Порядок выполнения работы

1. Постройте поле варьирования факторов в соответствии с разд. 5.2. При этом значения угловой скорости отсчитывайте по тахометру в оборотах в минуту, а значения момента сопротивления по индикатору тормоза — в миллиметрах. Выбирайте значение угловой скорости, соответствующее наибольшему диапазону изменения момента сопротивления.

2. Проведите тарировку индикатора двигателя в соответствии с разд. 5.5. Перед проведением измерений установите искусственный ноль индикатора двигателя при размещении тарировочного груза на нулевом делении шкалы. При проведении экспе-

римента на каждой ступени нагружения опыты повторите три раза в рандомизированном порядке.

3. Проведите тарировку индикатора тормоза в соответствии с разд. 5.5. Перед проведением измерений установите искусственный нуль индикатора при размещении тарировочного груза на нулевом делении шкалы. При проведении эксперимента на каждой ступени нагружения опыты повторите три раза в рандомизированном порядке. Рассчитайте средние значения показаний индикатора.

4. Проведите эксперимент по измерению значений КПД редуктора. Тарировочные рычаги должны быть удалены, а фактические нули индикаторов двигателя и тормоза восстановлены. В процессе измерений угловую скорость двигателя поддерживайте постоянной. Значения момента сопротивления установите по средним значениям показаний индикатора, полученным в п. 3. При проведении эксперимента на каждой ступени нагружения опыты повторите три раза в рандомизированном порядке.

4. Обработайте результаты эксперимента на ЭВМ по программе «КРД» в диалоговом режиме.

Постройте в журнале график исследуемой зависимости по модели $\eta_g^M = b_1 M_c + b_2 M_c^2 + b_3 M_c^3$ и нанесите экспериментальные значения КПД. На графике укажите доверительный интервал (рис. 5.5). Полученные зависимости проанализируйте и сформулируйте вывод по работе, в котором укажите значение M_{co} и соответствующее ему максимальное значение КПД редуктора η_{max} .

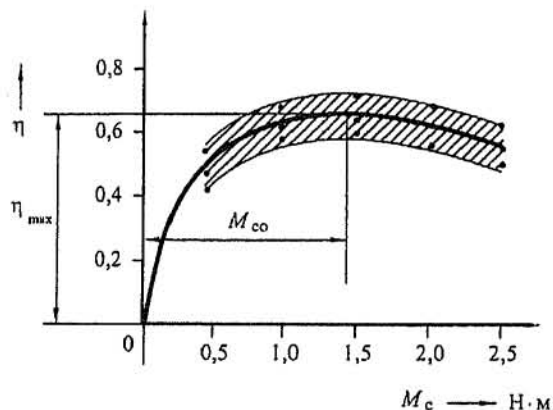


Рис. 5.5

МЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы — для заданной схемы механизма на рабочем перемещении выходного звена выбрать размеры звеньев l_1, l_2 и начальную координату φ_{10} , обеспечивающие наилучшее совпадение функции положения (ФП) механизма с заданной ФП.

Задачи. 1. Привести задачу синтеза по ФП к задаче синтеза по трем положениям. 2. Осуществить на ЭВМ кинематический синтез механизма и определить l_1, l_2 и φ_{10} . 3. Оценить экспериментально точность воспроизведения заданной ФП моделью синтезированного механизма.

10.1. Общие положения

Передачный механизм необходим для преобразования заданного движения входного звена 1 в требуемое движение выходного звена 3. При этом координаты выходного звена γ_3 или S_c в зависимости от координаты входного φ_1 определяются функцией положения механизма:

$$\gamma_3 = f(\varphi_1) \quad \text{или} \quad S_c = f(\varphi_1).$$

Первую производную от этого выражения по обобщенной координате называют первой кинематической передаточной функцией и обозначают:

для углового перемещения

$$u_{31} = u_{q3} = d\gamma_3 / d\varphi_1,$$

для линейного

$$V_{qc} = dS_c / d\varphi_1.$$

Задача кинематического синтеза для заданной или выбранной схемы механизма — определение размеров его звеньев, обеспечивающих на рабочем перемещении выходного звена $\Delta\gamma_3$ или ΔS_c наилучшее приближение его функции положения к заданной. Рассмотрим это на примере. Допустим, задана линейная функция положения

$$\gamma_3 = \gamma_{30} + u_{31} \varphi_1,$$

где $u_{31} = \text{const}$, и предложено реализовать ее четырехшарнирным механизмом.

Функция положения этого механизма нелинейна и за цикл движения может быть описана графиком, изображенным на рис. 10.1.

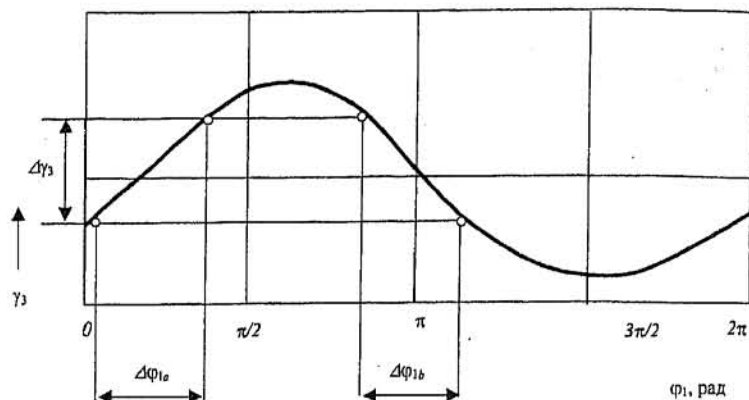


Рис. 10.1

На участках $\Delta\phi_{1a}$ и $\Delta\phi_{1b}$ эта функция приближается к линейной (на участке $\Delta\phi_{1a} \rightarrow u_{31} > 0$, на $\Delta\phi_{1b} \rightarrow u_{31} < 0$), следовательно, с определенной точностью можно решить поставленную задачу. Задача синтеза сводится к определению размеров звеньев механизма l_1 , l_2 и начальной координаты ϕ_{10} , обеспечивающих наилучшее приближение функции положения механизма к заданной линейной функции.

10.2. Приведение задачи синтеза механизма по функции положения к задаче синтеза по трем положениям

По исходным данным ($\Delta\gamma_3$, γ_{30} и u_{31}) построим график заданной ФП (рис. 10.2). Так как $u_{31} = \text{const}$, следовательно

$$u_{31} = d\gamma_3 / d\phi_1 = \Delta\gamma_3 / \Delta\phi_1,$$

откуда определим перемещение входного звена $\Delta\phi_1$, соответствующее рабочему перемещению выходного звена $\Delta\gamma_3$. Заданная ФП будет диагональю прямоугольника $abcd$ (при $u_{31} > 0$ — диагональ ac , при $u_{31} < 0$ — bd). Положим $u_{31} < 0$, тогда начальная коор-

дината γ_{30} больше конечной γ_{3n} и соответствует ординате точки b . Если $u_{31} > 0$, то $\gamma_{3n} > \gamma_{30}$ и γ_{30} соответствует ординате точки a .

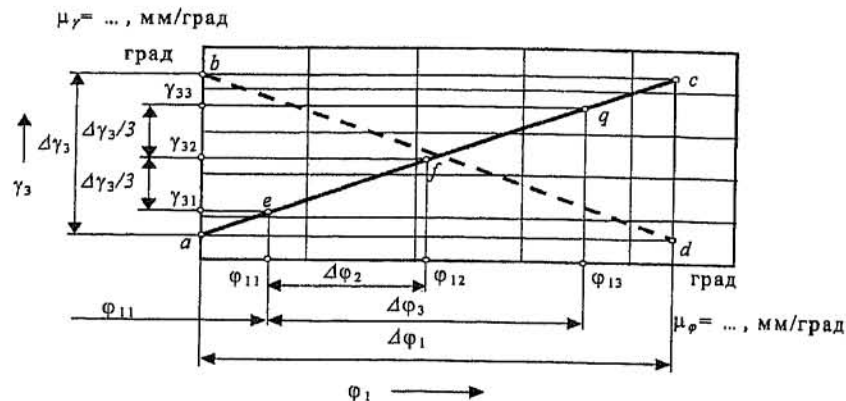


Рис. 10.2

Для описания рабочего участка ФП разобьем отрезок ac на три равные части (точки e , f , q), выбрав первую точку случайным образом, и определим ординаты этих точек γ_{31} , γ_{32} и γ_{33} , а также приращения абсциссы $\Delta\phi_2$ и $\Delta\phi_3$. Углы γ_{31} , γ_{32} и γ_{33} определяют некоторые три положения выходного звена на рабочем участке, а приращения углов $\Delta\phi_2$ и $\Delta\phi_3$ есть углы поворота входного звена при переходе звена 3 соответственно из первого положения (точка e) во второе (точка f) и из первого в третье (точка q). Это позволяет свести задачу синтеза механизма по заданной ФП к известной задаче синтеза механизма по трем положениям.

10.3. Решение задачи синтеза механизма по трем положениям

Графический метод решения. Рассмотрим движение механизма в неподвижной системе координат xAy (рис. 10.3). Относительно этой системы звенья движутся с исходными угловыми скоростями, значения которых приведены во второй строке табл. 10.1.

Таблица 10.1

Скорость	Номер звена			
	1	2	3	4
Исходная угловая	ω_1	ω_2	ω_3	0
В обратном движении	0	$\omega_2 - \omega_1$	$\omega_3 - \omega_1$	$-\omega_1$

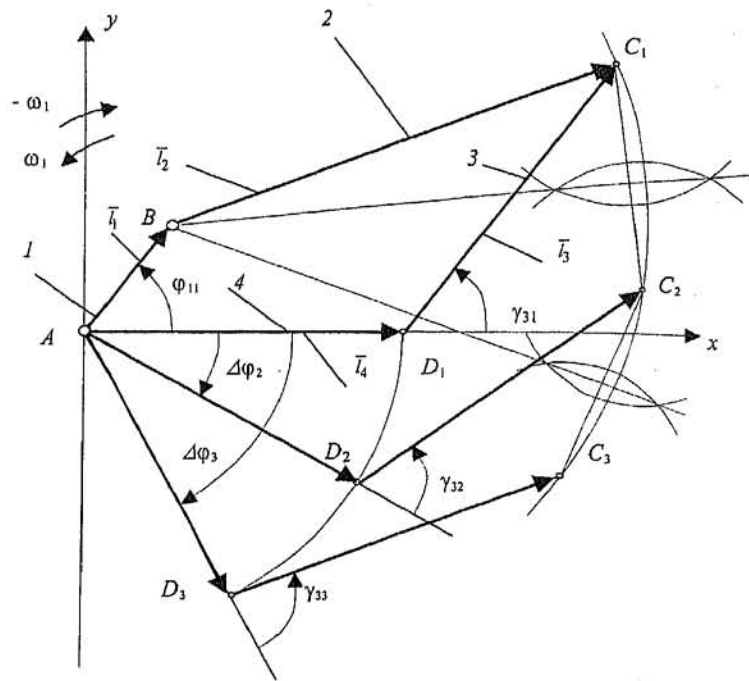


Рис. 10.3

Для того чтобы звено 1 (вектор $\bar{l}_1$) в системе координат xAy стало неподвижным, необходимо сообщить всем звеньям механизма дополнительное вращение со скоростью $-\omega_1$. При этом звено 4 станет подвижным и будет вращаться относительно точки A со скоростью $-\omega_1$. В системе координат xAy в обратном движении изобразим в трех положениях векторную сумму $\bar{l}_3 + \bar{l}_4$, определяющую положения центра шарнира C_i . Отложим по оси x вектор $\bar{l}_4$. Из конца этого вектора — точки D_1 под углом γ_{31} к его направлению отложим вектор $\bar{l}_3$ и получим положение точки C_1 . Повернем вектор $\bar{l}_4$ в направлении $-\omega_1$ на угол $\Delta\varphi_2$. Из точки D_2 под углом γ_{32} к нему проведем вектор $\bar{l}_3$ и найдем положение точки C_2 . Сделав аналогичные построения для третьего положения векторной суммы с угловыми координатами $\Delta\varphi_3$ и γ_{33} , определим положение точки C_3 . Шарнир B образован звеньями 1 и 2 и в обратном движении неподвижен. Шарнир C соединен с шар-

ниром B звеном 2, поэтому точки C_i лежат на окружности радиусом l_2 с центром в точке B . Чтобы графически определить центр B окружности, проходящей через три заданные точки, необходимо провести две прямые: C_1C_2 и C_2C_3 . Затем через их середины провести перпендикуляры, точка пересечения которых будет искомой точкой B . Указанные построения выполняют в натуральную величину ($\mu_l = 1 \text{ мм/мм}$). Отрезки на чертеже соответствуют размерам звеньев:

$$l_1 = AB / \mu_l, \quad l_2 = BC_1 / \mu_l,$$

а угол $\angle BAD = \varphi_{11}$ — начальной угловой координате звена 1.

Построения при синтезе кривошипно-ползунного механизма аналогичны (рис. 10.4). Положения точек C_i здесь определяются суммой векторов $\bar{S}_{3i} + \bar{e}$, угол между которыми во всех трех положениях равен 90° .

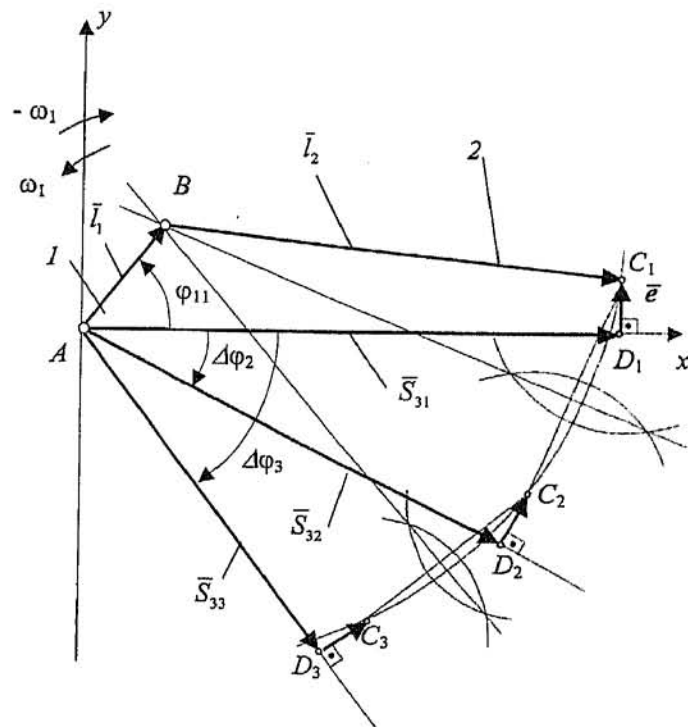


Рис 10.4

Основные преимущества графического метода — простота и наглядность. Недостатки — невысокая точность, особенно если угол между перпендикулярами небольшой.

Аналитический метод решения. Координаты точек C_i ($i=1, 2, 3$) определяются проекциями векторной суммы $\vec{l}_4 + \vec{l}_3$ (или $\vec{S}_{31} + \vec{e}$) на координатные оси:

$$x_{ci} = a_i \cos \Delta \varphi_i + b \cos(\gamma_{31} - \Delta \varphi_i),$$

$$y_{ci} = -a_i \sin \Delta \varphi_i + b \sin(\gamma_{31} - \Delta \varphi_i),$$

где $a_i = l_4$, $b = l_3$, $\Delta \varphi_i = \varphi_{1i} - \varphi_{11}$ — для шарнирного четырехзвенника; $a_i = S_{31}$, $b = e$, $\Delta \varphi_i = \varphi_{1i} - \varphi_{11}$, $\gamma_{31} = 90^\circ$ — для кривошипно-ползунного механизма.

Координаты (x_B, y_B) точки B окружности, проходящей через точки C_i с координатами (x_{ci}, y_{ci}) , определим по системе трех уравнений с тремя неизвестными x_B , y_B и l_2 :

$$(x_{ci} - x_B)^2 + (y_{ci} - y_B)^2 = l_2^2,$$

откуда

$$l_2 = \sqrt{(x_{c1} - x_B)^2 + (y_{c1} - y_B)^2},$$

$$l_1 = \sqrt{(x_B^2 + y_B^2)},$$

$$\varphi_{11} = \arcsin |y_B / l_1|,$$

где при $\varphi_{11} = \varphi'_{11}$ $x_B > 0$, $y_B > 0$;

при $\varphi_{11} = 180^\circ - \varphi'_{11}$ $x_B < 0$, $y_B > 0$;

при $\varphi_{11} = 180^\circ + \varphi'_{11}$ $x_B < 0$, $y_B < 0$;

при $\varphi_{11} = 360^\circ - \varphi'_{11}$ $x_B > 0$, $y_B < 0$;

φ'_{11} — главное значение угла.

Для синтезированного механизма по правилу Грасгофа определим число кривошипов: если $L_1 + L_4 < L_2 + L_3$ и $L_1 = l_4$, то механизм двухкривошипный; если $L_1 + L_4 < L_2 + L_3$ и $L_1 = l_1$ или $L_1 = l_3$, то механизм кривошипно-коромысловый, в противном случае механизм двухкоромысловый. Длины звеньев механизма L_i рассортированы по условию

$$L_1 < L_2 < L_3 < L_4.$$

Вращающееся звено механизма называют кривошипом, если оно может поворачиваться на угол 2π и более, или коромыслом, если угол его поворота меньше 2π .

При проектировании кривошипно-ползунного механизма проверяют условие существования кривошипа

$$l_1 < l_2 + |e|.$$

Если это неравенство не выполняется, то механизм будет коромысло-ползунным.

10.4. Описание экспериментальных моделей

Модель шарнирного четырехзвенника (рис. 10.5) состоит из основания 7, на котором неподвижно закреплен шарнир A . Шарнир D может перемещаться в пазу основания по горизонтали и фиксироваться гайкой в требуемом положении $l_{AD} = l_4$, измеряемом по шкале 5. Рычаги 1, 2 и 3 механизма имеют переменную длину, которая может изменяться в следующих пределах: $30 \text{ мм} \leq l_1 \leq 180 \text{ мм}$, $110 \text{ мм} \leq l_2 \leq 200 \text{ мм}$, $30 \text{ мм} \leq l_3 \leq 180 \text{ мм}$. Длину звеньев устанавливают с помощью линейки или штангенциркуля как расстояния между центрами шарниров и фиксируют стопорными гайками. Для измерения углов γ_3 и φ_1 на неподвижных звеньях шарниров A и D размещены угловые шкалы 4 и 6, а на подвижных — стрелки, указывающие направление векторов $\vec{l}_1$ и $\vec{l}_3$.

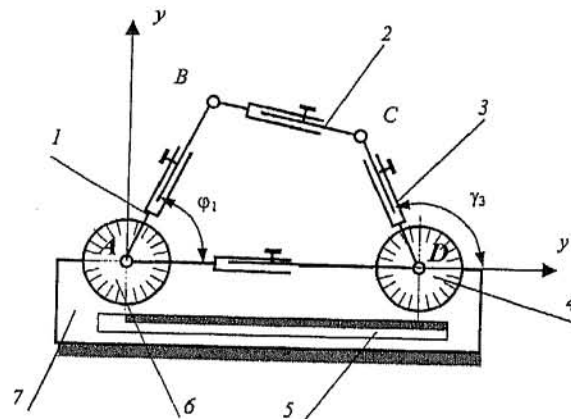


Рис. 10.5

Модель кривошипно-ползунного механизма (рис. 10.6) состоит из основания 8, на котором неподвижно закреплен шарнир A . Пластина 4 может перемещаться относительно основания по вертикали и фиксироваться в требуемом положении (определяемом эксцентриситетом e) гайками. Величина эксцентриситета измеряется по шкалам 5. Ползун перемещается по горизонтали в пазу пластины 4. Размеры звеньев 1 и 2 могут регулироваться в пределах $25 \text{ мм} \leq l_1 \leq 65 \text{ мм}$ и $110 \text{ мм} \leq l_2 \leq 200 \text{ мм}$, а эксцентриситет — $30 \text{ мм} \leq e \leq +30 \text{ мм}$. Угол φ_1 измеряется по шкале 7 и стрелке, указывающей направление вектора $\vec{l}_1$. Перемещение S_3 измеряется по шкале 6 по стрелке на ползуне, определяющей положение центра шарнира C .

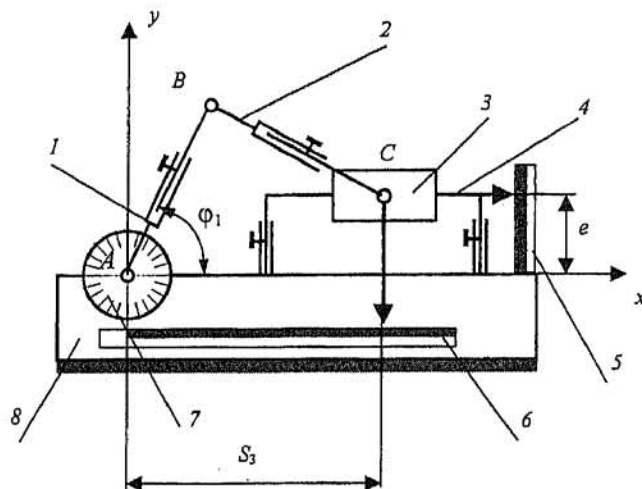


Рис. 10.6

10.5. Экспериментальная оценка точности воспроизведения заданной функциональной зависимости

При экспериментальной проверке оценивают не точность аппроксимации ФП механизма заданной ФП, а влияние погрешностей размеров звеньев модели и зазоров в кинематической паре. Поэтому проверку точности воспроизведения заданной ФП проводим для трех исходных положений выходного звена: γ_{31} , γ_{32} и γ_{33} . На модели устанавливаем заданные l_3 , l_4 (или e) и рассчитанные l_1 , l_2 размеры звеньев. Задаем входному

50

(или e) и рассчитанные l_1 , l_2 размеры звеньев. Задаем входному звену угловую координату φ_{1k} , соответствующую заданному положению выходного звена γ_{3k} , и считываем со шкалы γ_{3kj} — фактическое значение угловой координаты выходного звена, воспроизводимое моделью механизма (индекс $k = 1, 2, 3$ соответствует новому положению входного звена, а индекс $j = 1, 2, 3$ — повторному измерению). При каждом измерении желательно заново устанавливать размеры звеньев модели.

Рандомизированная последовательность проведения измерений, определенная по таблице случайных чисел, указана цифрами в графе γ_{3kj} соответствующей таблицы журнала. По заданным γ_{3k} и измеренным γ_{3kj} положениям выходного звена оценивают точность воспроизведения моделью заданной ФП. Для этого рассчитывают математическое ожидание $\Delta \bar{\gamma}_{3k}$, среднее квадратичное отклонение $\sigma_{\gamma_{3k}}$ и среднее значение этих отклонений $s_{\gamma_{3k}}$.

10.6. Порядок выполнения работы

1. Ознакомьтесь с описанием работы, занесите в журнал исходные данные предложенного преподавателем варианта (табл. 10.2, 10.3).

Исходные данные для шарнирных четырехзвенников

Таблица 10.2

Параметр	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
u_{31}	0, 57	0, 5	0, 8	0, 65	0, 53	-0, 33	-0, 4
$\Delta \gamma_3$, град	51	45	72	40	48	45	30
γ_{30} , град	40	60	70	50	60	170	165
l_3 , мм	150	120	150	150	120	100	100
l_4 , мм	100	100	150	100	70	180	200

Исходные данные для кривошипно-ползунных механизмов

Таблица 10.3

Параметр	Номер варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
V_{ac} , мм/град	0, 7	-0, 45	-0, 85	1, 14	0, 49	-0, 97	0, 97
ΔS_3 , мм	66	39	51	90	45	87	87
S_{30} , мм	165	215	150	100	175	202	110
e , мм	-25	30	15	15	30	15	0

2. Загрузите в ЭВМ программу «LABIO» и в соответствии с меню программы проведите синтез механизма. Запишите результаты приведения задачи к задаче синтеза по трем положениям, результаты аналитического синтеза и результаты проверки проворачиваемости звеньев в таблицы журнала.

3. Выполните графический синтез механизма по трем положениям и запишите результаты в таблицу журнала. Различие между результатами графического и аналитического решения не должно превышать 10 %.

4. Выставьте на модели механизма размеры звеньев по результатам аналитического решения. Проведите экспериментальную оценку точности воспроизведения заданной ФП моделью механизма по трем положениям. Результаты измерений $\gamma_{зк}$ (или $S_{зк}$) занесите в журнал.

5. Введите результаты эксперимента в ЭВМ.

6. Проанализируйте полученные результаты, оценив точность их воспроизведения моделью механизма, сформулируйте выводы по работе.

Примерная формулировка вывода: *Модель синтезированного кривошипно-коромыслового механизма воспроизводит заданные положения со средней абсолютной погрешностью 3°.*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СТАНОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ НА ГЕОМЕТРИЮ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Цель работы — теоретическое и экспериментальное изучение геометрии станочного зацепления.

Задачи: 1. Провести моделирование процесса профилирования эвольвентного зубчатого колеса на ЭВМ при заданных параметрах станочного зацепления.

2. На основе варианта исходных данных построить профили эвольвентного колеса для трех заданных значений смещения стандартного исходного контура.

3. По расчетным и экспериментальным данным построить графики $S(a)=f(x)$ и определить диапазон изменения коэффициента смещения $x_{\min} < x < x_{\max}$, обеспечивающий отсутствие подрезания и заострения зубьев колеса.

8.1. Способ огибания при изготовлении эвольвентных зубчатых колес

При изготовлении колеса по способу огибания профили его зубьев образуются как огибающие к семейству положений профилей зубьев производящего колеса (инструмента). Если производящее колесо имеет зубья с эвольвентными профилями, то на заготовке в результате обработки по этому способу также получают зубья с эвольвентными профилями. При этом производящий контур инструмента (сечение производящего колеса плоскостью, перпендикулярной оси заготовки) — торцевое сечение обрабатываемого колеса образует плоское эвольвентное зацепление, называемое станочным. Если радиус основной окружности производящего колеса увеличить до бесконечности, то эвольвентное колесо преобразуется в рейку с прямолинейными профилями зубьев. Такие профили зубьев просты и технологичны, позволяют изготавливать инструмент с высокой точностью. Именно поэтому зуборезный инструмент с реечным производящим контуром получил широкое распространение.

Способ огибания позволяет одним и тем же инструментом обрабатывать колеса с различными числами зубьев и разной формой профиля зуба, которая определяется не только геометрией инструмента, но и его расположением относительно заготовки. Параметры исходного производящего контура инструмента определяют по параметрам стандартного исходного контура в соответствии с

ГОСТ 13755—81 (рис. 8.1). Производящий контур заполняет впадины исходного контура, как отливка форму, с сохранением радиального зазора между вершинами зубьев исходной рейки и впадинами производящей. Величина этого зазора и радиус скругления производящего контура во впадине ГОСТом не регламентируются.

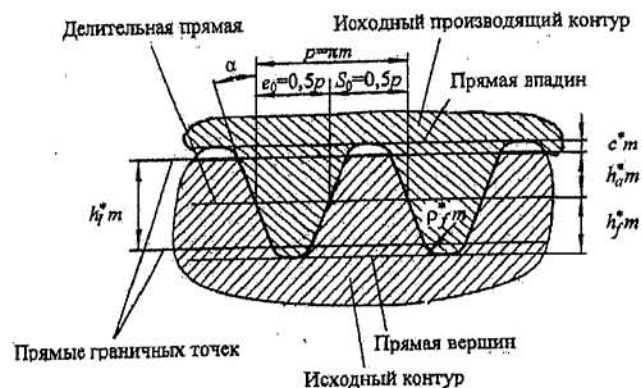


Рис. 8.1

На рис. 8.1 обозначены параметры исходного контура: угол главного профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$; коэффициент высоты ножки $h_f^* = 1,25$; коэффициент глубины захода $h_i^* = 2,0$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$; коэффициент радиуса переходной кривой $\rho_f^* = 0,38$. Эти коэффициенты определяют размеры производящего контура в долях модуля m .

Для специальных целей и в стандартах других стран используются исходные контуры с углами профиля $\alpha = 15^\circ; 25^\circ; 30^\circ$ и коэффициентом $h_a^* = 0,8; 0,9; 1,1$; $c^* = 0,2; 0,3; 0,4$ (при этом большим значениям α соответствуют меньшие значения h_a^*).

При обработке косозубых колес с углом наклона линии зуба β станочное зацепление следует рассматривать в торцевом сечении, для которого параметры производящего контура определяют по формулам

$$h_{at}^* = h_a^* \cos \beta, m_t = \frac{m}{\cos \beta}, c_t^* = c^* \cos \beta, \alpha_t = \arctg\left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta}\right).$$

В зависимости от того, как располагается делительная прямая инструмента по отношению к делительной окружности на-

резаемого колеса, получают зубчатые колеса, обработанные без смещения, с положительным или отрицательным смещением инструмента (рис. 8.2 — 8.4, где указано: ЛЗ — линия станочного зацепления; СНП — станочно-начальная прямая; ДП — делительная прямая; ГП — граничная прямая; ПВ — прямая вершин). Смещением xm называют кратчайшее расстояние от делительной прямой инструмента до делительной окружности колеса, где x — коэффициент смещения.

Зубчатое колесо без смещения, $xm = 0$ (см. рис. 8.2). В станочном зацеплении начальными являются делительная прямая инструмента и делительная окружность колеса. Так как их перекатывание происходит без скольжения, по делительной окружности нулевого колеса толщина зуба равна ширине впадины: $S_t = e_t = 0,5\pi m$.

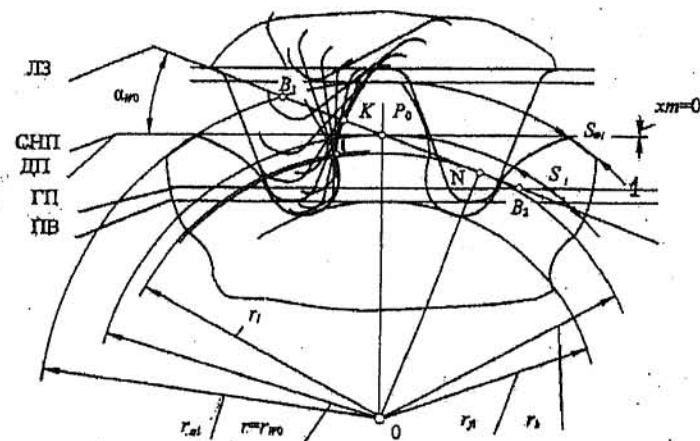


Рис. 8.2

Зубчатое колесо с положительным смещением, $xm > 0$ (см. рис. 8.3). Такое колесо можно получить, если удалить инструмент в радиальном направлении от оси заготовки. На делительной окружности колеса с положительным смещением толщина зуба больше ширины впадины: $S_t > e_t$ и $S_t > 0,5\pi m$.

Зубчатое колесо с отрицательным смещением, $xm < 0$ (см. рис. 8.4). Такое колесо можно получить, если инструмент из положения с нулевым смещением переместить к оси нарезаемого колеса. На колесе с отрицательным смещением $S_t < e_t$ и $S_t < 0,5\pi m$.

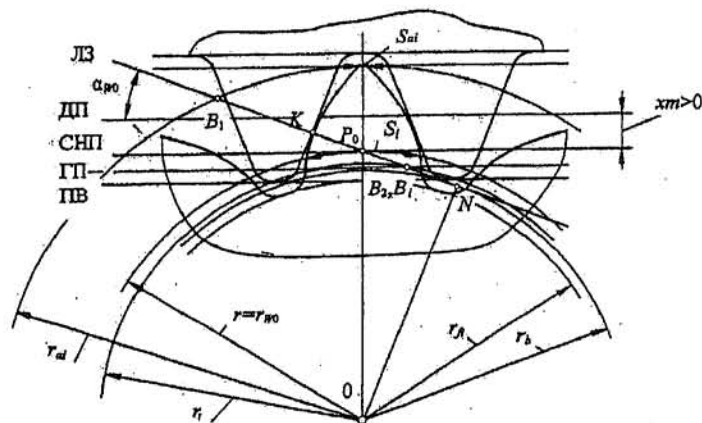


Рис. 8.3

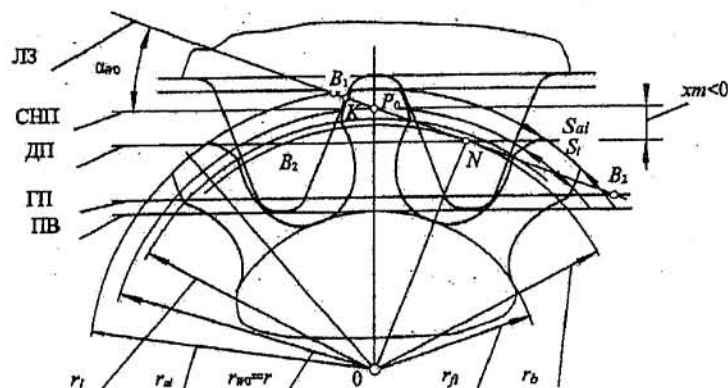


Рис. 8.4

8.2. Подрезание зубьев эвольвентного зубчатого колеса

Активный участок линии зацепления эвольвент $B_1 B_2$ (см. рис. 8.3) определяется точками пересечения линии станочного зацепления с окружностью вершин B_1 и прямой граничных точек B_2 . При изменении величины смещения инструмента изменяется и положение точки B_1 на линии зацепления. И, если

точка B_1 выйдет за пределы отрезка $B_1 N$, определяющего зону сопряженного контакта профилей инструмента и колеса, произойдет подрезание зуба. При этом инструмент срежет часть главного профиля, уменьшив толщину зуба у основания и снизив его прочность на излом. Степень подрезания зуба зависит от смещения, диаметров производящего контура инструмента и числа зубьев колеса. При нулевом смещении минимальное число зубьев колеса, нарезаемое без подрезания,

$$Z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}.$$

Из этой формулы видно, что при неизменном $h_a^* = 1$ с уменьшением α увеличивается $Z_{\min}$:

$$\text{при } \alpha = 15^\circ \quad Z_{\min} = 30;$$

$$\text{при } \alpha = 20^\circ \quad Z_{\min} = 17;$$

$$\text{при } \alpha = 30^\circ \quad Z_{\min} = 8.$$

Без подрезания колесо с числом зубьев Z , меньшим $Z_{\min}$, можно обработать, если инструменту придать смещение, большее или равное минимальному; $m x \geq m x_{\min}$, где

$$x_{\min} = h_a^* \frac{(Z_{\min} - Z)}{Z}.$$

Таким образом, подрезания ножки зубьев не произойдет при $x = 0$, если $Z \geq Z_{\min}$ и при $x \geq x_{\min}$, если $Z < Z_{\min}$.

8.3. Заострение зубьев эвольвентного зубчатого колеса

Максимальное значение коэффициента смещения $x_{\max}$ определяют по заострению зубьев колеса. С увеличением смещения толщина зуба по окружности вершин s_a уменьшается и может принять нулевое, а теоретически и отрицательное значение ($s_a \leq 0$). Последнее происходит в том случае, когда точка пересечения разноименных (правого и левого) профилей зуба оказывается ниже окружности вершин d_{at} . При проектировании силовой зубчатой передачи необходимо избегать заострения и обеспечивать выполнение условия $s_a \geq [s_a]$, где $[s_a]$ — минимально допустимая толщина зуба по окружности вершин. Выбор $[s_a]$ определяется материалом зубчатого колеса, способом его термообработки и условиями эксплуатации передачи. Это значение

может находиться в пределах от 0,2 *m* до 0,45 *m* (в лабораторной работе рекомендуется принять $[s_a] = 0,2 \text{ m}$).

Из теории эвольвентного зацепления известно аналитическое выражение для расчета толщины зуба по окружности вершин:

$$s_{ai} = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{ai}} \left[\frac{\pi}{2} + \Delta_i + Z(\text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{ai}) \right], \quad (8.1)$$

где

$$\alpha_{ai} = \arccos\left(\frac{d_b}{d_{ai}}\right); \quad \text{inv} \alpha_{ai} = \text{tg} \alpha_{ai} - \alpha_{ai}.$$

Здесь α_{ai} — угол профиля зуба по окружности вершин d_{ai} ; d_b — диаметр основной окружности.

При условии, что $y=0$,

$$\Delta_i = 2 \text{tg} \alpha \cdot x_i, \quad d_{ai} = m(Z + 2h_a^* + 2x_i). \quad (8.2)$$

Приравняв $s_{ai} = [s_a]$ и решив нелинейную систему уравнений (8.1), (8.2) относительно x , определяют значение коэффициента смещения $x_{\max}$.

8.4. Прибор ТММ-42 для моделирования процесса нарезания зубчатого колеса

Прибор (рис. 8.5) состоит из диска 1, на котором закрепляют бумажный круг, имитирующий заготовку колеса, основания 3 и ползуна 7 с инструментальной рейкой 2, рейка 2 может перемещаться вместе с ползуном в направляющих основания 3 и смещаться относительно ползуна в радиальном направлении для установки ее в положение с заданным смещением $x_i m$. Фиксацию рейки к ползуну осуществляют двумя винтами 8. Ползун связан с диском гибкой связью (струной), которая обеспечивает перекачивание станочно-начальной прямой инструмента по делительной окружности заготовки колеса без проскальзывания. Дискретные перемещения рейки и колеса обеспечиваются храповым механизмом при нажатии клавиши 5. Чтобы осуществить свободное перемещение ползуна относительно основания, необходимо вывести храповой механизм из зацепления поворотом рукоятки 4 против хода часовой стрелки. Для приведения этого механизма в рабочее положение рукоятку требуется повернуть по ходу часовой стрелки до фиксации на упоре.

Чтобы повернуть диск 1 относительно ползуна с рейкой, необходимо ослабить натяжение струны гибкой связи, для этого рукоятку эксцентрикового зажима 6 поворачивают против хода часовой стрелки. Натяжение струны осуществляют поворотом этой рукоятки в противоположном направлении.

8.5. Порядок выполнения работы

1. Ознакомьтесь с описанием работы; по номеру прибора (в соответствии с табл. 8.1) определите исходные данные и занесите их в журнал (верхняя строка — стандартный производящий контур, нижняя — нестандартный).

2. Загрузите в ЭВМ программу «ZUM», последовательно введите в нее исходные данные предложенного преподавателем варианта (см. табл. 8.1) и занесите в журнал результаты расчета. Проанализируйте графики зависимости $s(a)=f(x)$ и профили зубьев, вычерчиваемых на экране ЭВМ, для стандартного 1 и нестандартного 2 производящих контуров.

3. Для стандартного исходного контура спрофилируйте зубья заданного эвольвентного колеса в указанной последовательности:

а) разделите бумажный круг (см. рис. 8.5, наружный диаметр круга указан цифрой на диске 1 прибора) на три сектора. Секторы пронумеруйте и проставьте в каждом заданные значения смещения $m x_i$. Проведите в каждом секторе окружность вершин d_{ai} , а также общие для всех секторов делительную d и основную d_b окружности;

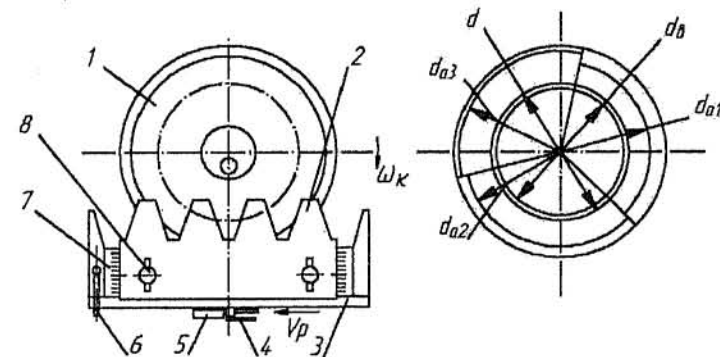


Рис. 8.5

Таблица 8.1

Исходные данные при смещении исходного контура $mx_i=10, 0, -10$ мм

Номер прибо- ра	Мо- дуль m , мм	Число зубьев Z	Коэффициент высоты зуба	Коэффициент радиального зазора c^*	Угол профиля α	Угол наклона линии зуба β	
					град.		
1	13	9	1,0 1,1	0,25 0,2	20 15	0 0	
2		10	1,0 1,0	0,25 0,25	20 20	0 15	
3		11	1,0 0,8	0,25 0,3	20 30	0 0	
4		12	1,0 0,9	0,25 0,25	20 25	0 0	
5		14	9	1,0 1,0	0,25 0,25	20 20	0 30
6			10	1,0 0,8	0,25 0,3	20 30	0 0
7			11	1,0 1,1	0,25 0,2	20 15	0 0
8			12	1,0 0,9	0,25 0,2	20 25	0 0
9	15		9	1,0 1,0	0,25 0,25	20 20	0 20
10			10	1,0 0,9	0,25 0,25	20 25	0 0
11			11	1,0 1,1	0,25 0,2	20 15	0 0
12			12	1,0 0,8	0,25 0,3	20 30	0 0
13		16	9	1,0 0,8	0,25 0,3	20 30	0 0
14			10	1,0 1,1	0,25 0,2	20 15	0 0
15			11	1,0 1,0	0,25 0,25	20 20	0 25

б) смоделируйте процесс профилирования зубчатого колеса для трех значений смещения mx_i : +10, 0 и -10 мм:

для этого снимите с диска 1 (см. рис. 8.5) прижимную шайбу, установите подготовленный бумажный круг на диск (совместив его центр с центральной иглой диска прибора и заправив его под рейку), прижмите шайбой и закрепите винтом;

поверните рычаг 4 против хода часовой стрелки и передвиньте ползун 7 в среднее положение по отношению к основанию 3. Ослабьте натяжение струны поворотом рукоятки 6 против хода часовой стрелки и поверните диск 1 так, чтобы границы сектора, в котором будет моделироваться нарезание зубьев, заняли положение, симметричное центральной впадине рейки 2. Натяните струну поворотом рукоятки 6 по ходу часовой стрелки, ослабьте винты 8 и переместите рейку 2 в положение с заданным смещением $x_i m$ (при $x_i > 0$ рейка смещается в направлении от центра диска 1 из нулевого положения на расстояние $x_i m$, при $x_i < 0$ — к центру). Величины смещения при этом следует контролировать одновременно по правой и левой шкалам ползуна 7. Зафиксируйте рейку 2 относительно ползуна 7 винтами 8. Переместите ползун 7 с рейкой вправо до положения, в котором профили рейки выйдут за пределы рассматриваемого сектора. В этом положении поверните рычаг 4 по ходу часовой стрелки до упора. Итак, прибор подготовлен для моделирования нарезания зубьев с заданным смещением;

нажмите клавишу 5 несколько раз и, как только профили рейки войдут в рассматриваемый сектор, обведите остро заточенным карандашом те части профилей и рейки, которые расположены внутри сектора (не выходя за пределы сектора и окружности вершин). Нажимая на клавишу 5, переведите рейку на шаг и вновь обведите профили рейки. Повторяйте эти действия до тех пор, пока профили зубьев рейки не выйдут за пределы данного сектора;

повторите операции начиная с п. б) для секторов с другими порядковыми номерами (рис. 8.6).

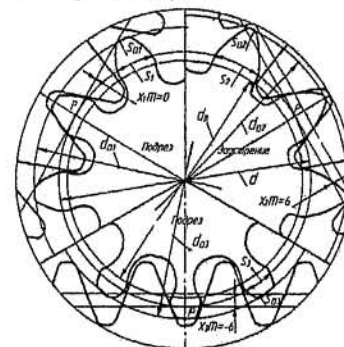


Рис. 8.6

4. Измерьте во всех трех секторах диаметры окружностей впадин d_{af} и толщины зубьев по делительной окружности s_{ai} и окружностям вершин s_{as} (толщины измерять приближенно по хорде) и занесите результаты в журнал.

5. Постройте в журнале для стандартного исходного контура график $s(a)=f(x)$ по результатам расчета и график $s_{as}=f(x)$ по результатам эксперимента (рис. 8.7).

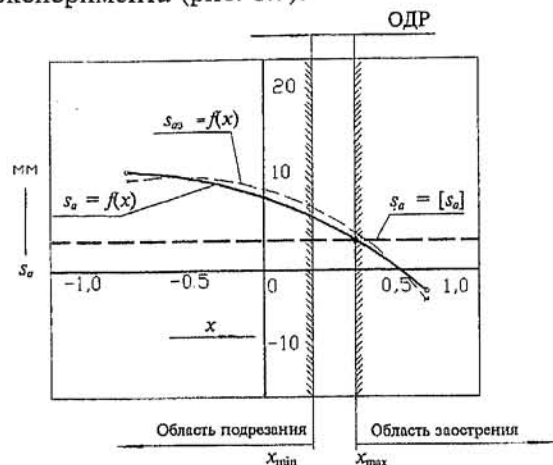


Рис. 8.7

Выделите на графиках область допустимых решений (ОДР) $x_{\min} < x < x_{\max}$, в пределах которой можно обработать заданное колесо стандартным инструментом без подрезания и заострения ($x_{\max}$ — координата пересечения прямой $s_a = [s_a]$ с нижней границей доверительного интервала экспериментальной зависимости $s(a)=f(x)$). Проанализируйте построенные графики, сформулируйте выводы по результатам работы и занесите их в лабораторный журнал.

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА

Цель работы — экспериментальное определение значений и углов дисбалансов ротора и их уменьшение путем установки на роторе корректирующих масс (или балансировка ротора).

9.1. Общие сведения о балансировке роторов

В теории балансировки ротором называют любое вращающееся тело. Ротор является неуравновешенным, если при вращении динамическая составляющая давления его на опоры, обусловленная силами инерции, не равна нулю. Ротор будет уравновешен, если его ось вращения является главной центральной осью инерции. В зависимости от взаимного расположения оси вращения ротора и его главной центральной оси инерции, в соответствии с ГОСТ 19534–74, различают следующие виды неуравновешенности ротора: статическую, когда эти оси параллельны (рис. 9.1, а); моментную, если оси пересекаются в центре масс ротора (рис. 9.1, б); динамическую, когда оси либо пересекаются вне центра масс, либо скрещиваются (рис. 9.1, в и 9.2).

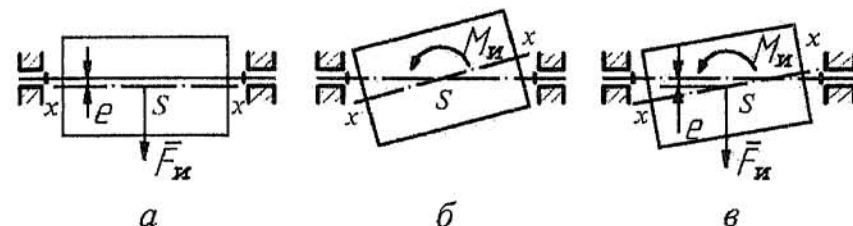


Рис. 9.1

За меру статической неуравновешенности принимают статический дисбаланс — векторную величину, равную произведению массы ротора m на его эксцентриситет e (расстояние от центра масс ротора до его оси вращения). Направление главного вектора дисбаланса $\bar{D}$ совпадает с направлением главного вектора сил инерции $\bar{\Phi}_и$, действующих на ротор при его вращении с постоянной угловой скоростью:

$$\bar{\Phi}_и = m \bar{e} \omega^2 = \bar{D} \omega^2.$$

Моментная неуравновешенность измеряется главным моментом дисбалансов ротора M_D , который пропорционален главному моменту сил инерции M_Φ (рис. 9.2):

$$M_\Phi = D_M L \omega^2 = M_D \omega^2.$$

Главный момент дисбалансов ротора можно определять моментом пары равных по модулю дисбалансов: $D_{M1} = D_{M2} = D_M$, расположенных в двух произвольных плоскостях (I и II), перпендикулярных оси ротора. Дисбаланс и момент дисбалансов не зависят от частоты вращения и полностью определяются конструкцией ротора.

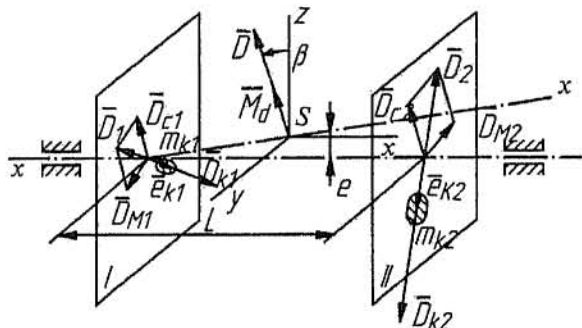


Рис. 9.2

Балансировкой называют процесс определения дисбалансов ротора и их уменьшение путем добавления корректирующих масс. Балансировка эквивалентна уравновешиванию инерционных сил, действующих на ротор. Эти силы можно заменить главным вектором и главным моментом, расположенными в произвольных плоскостях. Для приведения в равновесие такой системы сил достаточно уравновесить эти силы. Таким образом, любой жесткий ротор можно уравновесить двумя корректирующими массами, расположенными в двух произвольно выбранных несовпадающих плоскостях, перпендикулярных оси вращения. Эти плоскости называют плоскостями коррекции.

Балансировку ротора проводят на специальных балансировочных станках наплавлением, наваркой, привинчиванием корректирующих масс (противовесов) либо высверливанием или фрезерованием ротора с противоположной («тяжелой») стороны.

Точность балансировки ротора характеризуется значением остаточного дисбаланса $\bar{D}_0$ в каждой из плоскостей коррекции, которое не должно превышать допустимых для данного класса точности значений, регламентируемых ГОСТ 22061-76.

9.2. Балансировочный станок рамного типа ТММ-1А

Балансировочный станок рамного типа ТММ-1А (рис. 9.3) состоит из основания 6, рамы 3, упругого элемента 4, стрелочного индикатора 1 и ротора 2 с двумя дисками. Рама 3 установлена на основании на двух подшипниках так, что может совершать угловые колебания относительно оси 0—0, перпендикулярной плоскости чертежа. Диски ротора определяют плоскости коррекции и имеют по два радиальных паза для размещения пробных и корректирующих масс. Для измерения эксцентриситетов вдоль пазов размещены линейные шкалы. Диски могут поворачиваться относительно оси ротора, и углы поворота отсчитывают по шкалам, нанесенным на их ступицы.

Фиксацию дисков осуществляют стопорными винтами. Пробные и корректирующие массы фиксируются в пазах диска гайками. Ротор на раме установлен на двух шарикоподшипниках и может вращаться относительно своей оси. Во вращение ротор приводится электродвигателем 5, шкив которого прижимается к наружной поверхности ротора во время разгона рычагом с рукояткой. Включение и выключение двигателя осуществляются выключателем, связанным с рычагом. Оси вращения ротора и качания рамы расположены в горизонтальной плоскости и взаимно перпендикулярны. Рама в горизонтальном положении удерживается пружиной 4.

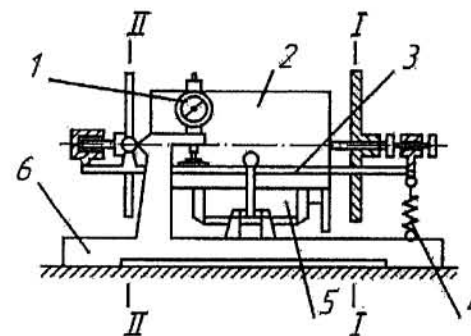


Рис. 9.3

9.3. Основы теории рамных балансировочных станков

Рама с ротором образуют линейную упруго-инерционную систему с двумя степенями свободы — вращение ротора и качание рамы. При вращении ротора неуравновешенные инерционные силы будут возбуждать колебания рамы. В целях независимого подбора корректирующих масс в каждой плоскости коррекции ротор устанавливают на раме так, чтобы одна из плоскостей коррекции (плоскость II на рис. 9.3) проходила через ось качания рамы. При этом инерционные силы, действующие на корректирующую массу, установленную в этой плоскости, не оказывают влияния на колебания рамы.

Таким образом, измеряемая индикатором амплитуда колебаний рамы пропорциональна величине дисбаланса ротора в плоскости коррекции I .

Зависимость амплитуды колебаний рамы от частоты вращения ротора представлена на рис. 9.4. Чтобы увеличить чувствительность станка, измерения проводят на резонансной частоте (т.е. при максимальной амплитуде колебаний). Для этого в установке используется индикатор, фиксирующий максимальное отклонение.

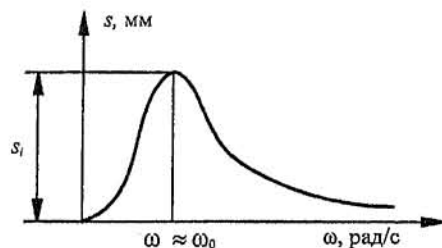


Рис. 9.4

Дисбаланс ротора, а значит, и противоположный ему по направлению дисбаланс корректирующей массы определяют методом трех пусков. При первом пуске измеряют амплитуду s_1 , вызванную действием дисбаланса ротора D_1 . Для этого ротор разгоняют до частоты вращения, превышающей собственную частоту колебаний рамы ω_0 в 1,5–2 раза, и в процессе его торможения (выбега) регистрируют по индикатору максимальную амплитуду колебаний рамы.

При втором пуске измеряют амплитуду, вызванную действием дисбаланса ротора совместно с пробным дисбалансом. Для этого в плоскость коррекции I (см. рис. 9.3) в некотором произ-

вольно выбранном направлении вводят пробный дисбаланс $\bar{D}_\Pi$. Этот дисбаланс создают закреплением в одном из пазов диска (плоскость I) (рис. 9.5) массы m_Π на расстоянии e_Π от оси вращения ротора, т.е. $D_\Pi = m_\Pi e_\Pi$. Затем проводят второй пуск и измеряют амплитуду s_2 .

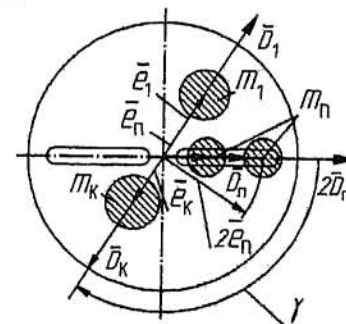


Рис. 9.5

При третьем пуске измеряют амплитуду s_3 , вызванную действием дисбаланса ротора совместно с увеличенным в два раза пробным дисбалансом (масса m_Π перемещается в пазу в положение с координатой $2e_\Pi$ при неизменном направлении). Рассматривая дисбалансы как векторы, можно записать:

$$\bar{D}_2 = \bar{D}_1 + \bar{D}_\Pi,$$

$$\bar{D}_3 = \bar{D}_1 + 2\bar{D}_\Pi.$$

На рис. 9.6, а изображены планы дисбалансов, соответствующие приведенным уравнениям.

Дисбаланс корректирующей массы должен быть равен по величине дисбалансу $\bar{D}_1$ и противоположен ему по направлению. Кроме того, он составляет с дисбалансом $\bar{D}_\Pi$ угол γ .

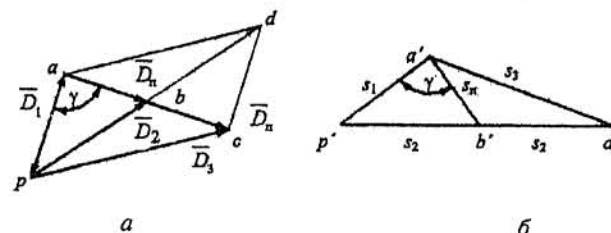


Рис. 9.6

Для расчета величины дисбаланса $\bar{D}_1$ и угла γ строят по измеренным амплитудам s_1 , s_3 и $2s_2$, как по трем сторонам, треугольник $p'a'd'$ (рис. 9.6, б) и проводят в нем медиану $a'b'$.

Покажем, что треугольник $p'a'b'$ подобен треугольнику rab . Для этого построим треугольник pac до параллелограмма $padc$ и проведем в нем диагональ pd . Треугольники pad и $p'a'd'$ подобны, так как их стороны пропорциональны, а значит, подобны и треугольники rab и $p'a'b'$. Из подобия этих треугольников следует, что

$$D_1 = D_n (p'a') / (a'b'). \quad (9.1)$$

Аналитическое выражение для определения D_1 следует из свойств треугольника $p'a'd'$:

$$s_n = \sqrt{(s_1^2 + s_3^2 - 2s_2^2) / 2}, \quad (9.2)$$

$$\gamma = \arccos \left\{ (s_1^2 + s_n^2 - s_2^2) / (2s_1 s_n) \right\}, \quad (9.3)$$

$$D_1 = D_n s_1 / s_n. \quad (9.4)$$

Чтобы уравновесить ротор в плоскости коррекции I , необходимо разместить в ней корректирующую массу m_k на эксцентриситете e_k так, чтобы создать корректирующий дисбаланс $\bar{D}_k$:

$$\bar{D}_k = -\bar{D}_1 = m_k e_k.$$

Необходимо отметить, что формула (9.3), в силу четности функции $\cos \gamma$, дает два решения: $+\gamma$ и $-\gamma$. Искомое значение определяют опытным путем по меньшей величине остаточного дисбаланса D_0 (амплитуда s_0) поворотом диска на угол $\pm \gamma$.

9.4. Порядок выполнения работы

1. Ознакомьтесь с описанием работы и установкой ТММ-1А.
2. Задайтесь параметрами пробного дисбаланса m_n и e_n так, чтобы выполнялось условие $2e_n \leq 80$ мм.
3. Проведите в заданном последовательностью случайных чисел порядке опыты по измерению амплитуд s_i (см. таблицу лабораторного журнала), следя за тем, чтобы во всех опытах пробная масса размещалась в одном и том же пазу диска. Каждый опыт проводите в такой последовательности:

а) разместите в пазу пробную массу m_n и зафиксируйте ее на расстоянии e_n или $2e_n$ (s_1 измеряйте, сняв пробную массу);

б) нажав на выступающий конец щупа индикатора, приведите его в соприкосновение с рамой. Вращением шкалы индикатора установите его стрелку на нулевое деление;

в) прижмите рычагом шкив двигателя к ротору, разгоните его до частоты вращения, превышающей резонансную;

ВНИМАНИЕ! В установке ТММ-1А применяют двигатель с последовательным возбуждением, который без нагрузки может развивать очень высокую частоту вращения. Держать двигатель включенным при отсутствии контакта его шкива с ротором недопустимо.

г) нажав на выступающий конец щупа индикатора, приведите его в соприкосновение с рамой;

д) отпустив рычаг и тем самым отключив двигатель, дайте ротору свободный выбег и после прохождения системой резонанса зарегистрируйте максимальную амплитуду колебаний рамы.

4. Загрузите в ЭВМ программу обработки данных и по запросам программы введите исходные данные и результаты эксперимента. Если измерения проведены неправильно (векторный треугольник не замкнут), то программа выдаст сообщение: «Ошибка в исходных данных». В этом случае необходимо повторить эксперимент. По окончании обработки данных на печать будут выданы средние значения искомых величин и их доверительные интервалы.

5. Определите значение остаточного дисбаланса ротора. Установите в том же пазу диска, где устанавливали m_n , корректирующую массу m_k на расстоянии e_k . Поверните диск вначале на угол $+\gamma$, затем $-\gamma$ и в каждом из положений измерьте значение s_0 . Для дальнейших измерений s_{0j} примите значение γ со знаком, обеспечивающим меньшее значение s_0 . Повторите измерение s_{0j} пять раз, каждый раз устанавливая значения e_k и γ (освободите диск и груз, переместите их вначале в произвольное положение, а затем в положение с координатами e_k и γ).

6. Введите данные эксперимента по запросам программы и рассчитайте среднее значение остаточного дисбаланса ротора D_{10c} с доверительным интервалом ΔD_{10} .

7. Сделайте выводы по работе, отразив в них уменьшение неуравновешенности ротора в данной плоскости коррекции, оценив точность балансировки.

Примечание. Если работу выполняют без применения ЭВМ, то значения s_n и γ определяют графически путем построения треугольника (см. рис. 9.6, б) и расчета по формуле (9.1) либо аналитически по формулам (9.2) – (9.4).

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТРЕНИЯ В ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЕ

Цель и задачи работы — экспериментальное определение параметров, характеризующих процесс трения в поступательной кинематической паре (КП) при заданном сочетании материалов ее звеньев.

17.1. Трение в поступательной кинематической паре

Процесс трения в машинах и механизмах определяется взаимодействием поверхностных слоев, образующих кинематическую пару (КП) звеньев. Этот процесс как чисто механического (на макроуровне), так и физико-химического или молекулярного (на микроуровне) взаимодействий сопровождается нагревом и разрушением контактирующих поверхностей, изменением их структуры и свойств. Интенсивность этих процессов определяется физико-механическими свойствами материалов КП, состоянием контактирующих поверхностей, удельным давлением в зоне контакта, относительной скоростью звеньев, а также температурой, влажностью и многими другими факторами.

Рассмотрим процесс возникновения сил трения в поступательной КП (рис. 17.1). Приложим к звену 3* некоторую внешнюю силу F , вектор которой образует с нормалью к контактирующим поверхностям угол α . Тангенциальная составляющая этой силы $F \sin(\alpha)$ стремится сдвинуть звено 3 относительно звена 2 в направлении касательной к контактирующим поверхностям. Ей противодействует возникающая в зоне контакта тангенциальная составляющая реакции. При увеличении сдвигающей силы $F \sin(\alpha)$ из-за деформации материалов звеньев в зоне контакта (этап предварительного упругого смещения) происходит некоторый сдвиг звеньев. В момент, когда сдвигающая сила достигает значения силы сцепления $F_{\text{сц}}$ (при подходе к точке срыва слева) (рис. 17.2, а), или силы трения покоя F_{i0} (при подходе к точке срыва справа), начинается относительное движение звеньев.

Сила трения направлена против вектора скорости относительного скольжения, поэтому тангенциальную составляющую

реакции можно называть силой трения только с момента возникновения относительного движения. Таким образом, сила трения характеризуется с одной стороны силой трения покоя F_{i0} — значением тангенциальной составляющей F'_{32} в момент начала относительного движения, с другой — силой трения скольжения F_i — среднеинтегральным значением F'_{32} при относительном движении звеньев. Для большинства конструкционных материалов сила трения покоя больше силы трения скольжения, т.е. $F_{i0} > F_i$. В момент срыва (рис. 17.2, б) значение силы трения практически мгновенно изменяется от F_{i0} до F_i , что приводит к нарушению силового равновесия в системе, возникновению в ней колебаний.

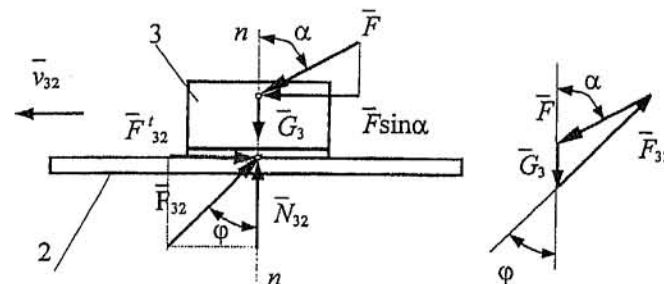


Рис. 17.1

Экспериментальные исследования трения, проведенные для различных материалов Г. Амонтоном (в 1699 г.) и Ш.О. Кулоном (в 1778 г.), показали, что в КП без смазочных материалов (при сухом трении) силы трения не зависят от площади контакта и пропорциональны нормальной составляющей реакции N_{32} в КП, т.е.

$$F_{i0} = f_{i0} N_{32} \text{ и } F_i = f_i N_{32},$$

где f_{i0} и f_i — коэффициенты трения покоя и скольжения.

В соответствии с теорией о двойственной природе сил трения коэффициенты трения можно представить как сумму двух составляющих:

$$f_i = f_{ia} + f_{im},$$

где f_{ia} — адгезионная, или молекулярная, составляющая; f_{im} — составляющая, определяемая силой механического взаимодействия контактирующих поверхностей КП.

* Номера звеньев соответствуют рис. 17.4.

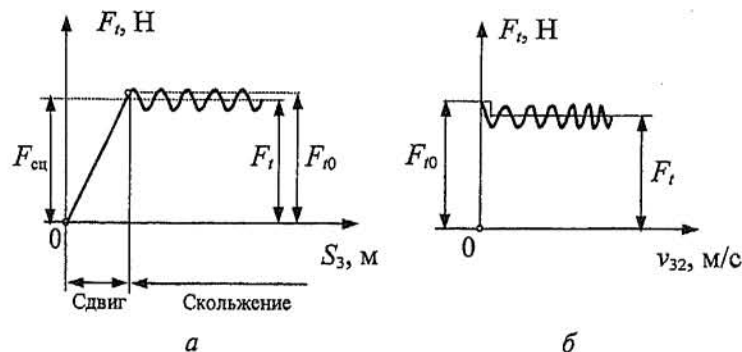


Рис. 17.2

Относительное движение звеньев в поступательной КП возможно, если проекция внешней силы на плоскость контакта $F \sin(\alpha)$ будет больше силы трения покоя $N_{32} f_{10} = F_{32} \sin(\varphi_0)$, где α — угол между нормалью и внешней силой F ; $\varphi_0 = \arctg(f_{10})$ — угол трения покоя.

Рассмотрим статическое равновесие груза 3 (см. рис. 17.1):

$$\bar{F} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{32} = 0,$$

или в проекциях на касательную

$$F \sin \alpha - F_{32} \sin \varphi = 0$$

и на нормаль

$$F \cos \alpha + G_3 - F_{32} \cos \varphi = 0;$$

$$F_{32} = (F \cos \alpha + G_3) / \cos \varphi.$$

Если $\alpha < \varphi$, то

$$\cos \alpha > \cos \varphi \text{ и } F_{32} > F,$$

$$\sin \alpha < \sin \varphi \text{ и } F \sin \alpha - F_{32} \sin \varphi < 0$$

и не происходит относительного движения звеньев при любой силе F . Это явление называют самоторможением, при этом $\alpha \leq \varphi_0$. Самоторможение используется в различных механизмах для предотвращения обратимости движения. В самотормозящихся механизмах передача движения от выходного вала к входному невозможна, так как механизм заклинивается.

Если $\alpha \geq \varphi$, то $\cos \alpha \leq \cos \varphi$ и $F_{32} \neq F$, а $\sin \alpha \geq \sin \varphi$ и $\sin \varphi / \sin \alpha \geq 1$, тогда

$$F = F_{32} \sin \varphi / \sin \alpha.$$

Таким образом, относительное движение звеньев возможно и определяется силами F и G_3 .

17.2. Фрикционные автоколебания

Фрикционные автоколебания возникают в механических системах с упругими звеньями и КП, работающими без смазки. Скачок силы трения в момент начала относительного движения звеньев нарушает силовое равновесие системы и приводит к возникновению в ней колебаний. Автоколебаниями называют незатухающие стационарные колебания, поддерживаемые за счет энергии, которая подводится к системе от источников неколебательного характера.

В рассматриваемой системе силы, действующие на объект, изменяются во времени и зависят от параметров относительного движения (рис. 17.3). Система состоит из звена 3* с массой m_3 , установленного на подвижной платформе 2 и прикрепленного к стойке тягой через упругие элементы, приведенная жесткость которых $C = C_{\text{пр}} C_{\text{пл}} / (C_{\text{пр}} + C_{\text{пл}})$, где $C_{\text{пр}}$ — жесткость дополнительной пружины; $C_{\text{пл}}$ — жесткость пластины 5.

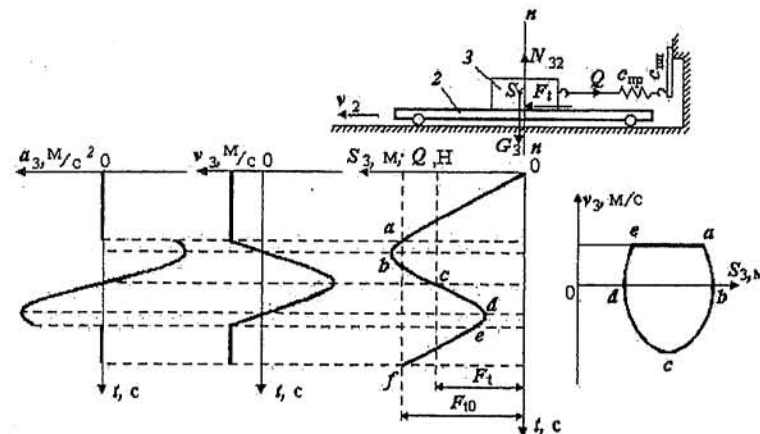


Рис. 17.3

* Номера звеньев соответствуют рис. 17.4

В движении звена 3 с момента трогания платформы 2 можно выделить следующие фазы:

ab — движение звена 3 в направлении движения платформы, осуществляемое по инерции (до точки *b*);

bd — движение звена 3 против движения платформы под действием силы упругости пружины (*bc* — с увеличением скорости; *cd* — с уменьшением скорости);

de — движение звена 3 в направлении движения тележки. Это движение продолжается до момента выравнивания абсолютных скоростей груза и платформы;

oa и *ef* — совместное движение звеньев 3 и 2 (без скольжения).

Составим математическую модель исследуемого процесса. Запишем уравнение силового равновесия звена 3, приняв следующие обозначения: C — приведенная жесткость системы, Н/м; m_3 — масса звена 3, кг; v_2 — скорость перемещения платформы, м/с; $\omega = \sqrt{C/m}$ — собственная частота системы, рад/с.

Совместное движение звеньев 2 и 3 (на участках *oa* и *ef*) описывается уравнением

$$CS_3 - F_t = 0,$$

где

$$S_3 = v_2 t, \quad 0 \leq F_t \leq F_{t0},$$

$$Cv_2 t - F_t = 0. \quad (17.1)$$

Движение звена 3 после начала относительного скольжения звеньев (на участке *ae*) описывается дифференциальным уравнением

$$m_3 \ddot{S} + CS_3 - F_t = 0 \quad (17.2)$$

Решение этого уравнения при начальных условиях $t=t_a$; $S_3=S_a=F_{t0}/C$; $v_3=v_2$ имеет вид

$$S_3 = F_{t0}/C + \tilde{S} \sin(\omega(t-t_a) + \theta), \quad (17.3)$$

где $\tilde{S} = (v_2 / \omega) + (\Delta F_t / C)$ — амплитуда колебаний; $\theta = \arctg(\Delta F_t \omega / Cv_2)$ — сдвиг фазы; $\Delta F = F_{t0} - F_t$ — скачок силы трения.

Дифференцируя выражение (17.3), получим скорость и ускорение звена 3:

$$v_3 = \tilde{S} \omega \cos(\omega(t-t_a) + \theta),$$

$$a_3 = -\tilde{S} \omega^2 \sin(\omega(t-t_a) + \theta).$$

Из (17.1) при $F_t = F_{t0}$

$$t_a = F_{t0} / Cv_2.$$

Соответствующие данной математической модели исследуемого процесса зависимости $S_3=f(t)$, $v_3=f(t)$ и $a_3=f(t)$, а также фазовый портрет системы приведены на рис. 17.3.

17.3. Описание экспериментальной установки

На рис. 17.4 изображена схема экспериментальной установки для исследования процесса трения в поступательной КП, где 1 — мотор-редуктор; 2 — платформа с плитой из исследуемого материала; 3 — груз с образцом из второго исследуемого материала; 4 — тяга; 5 — пластинчатая пружина с тензодатчиками; 6 — индикатор; 7 — усилитель; 8 — регистрирующий прибор (осциллограф, самописец); 9 — переключатель направления движения платформы; 10 — концевые выключатели; 11 — станина.

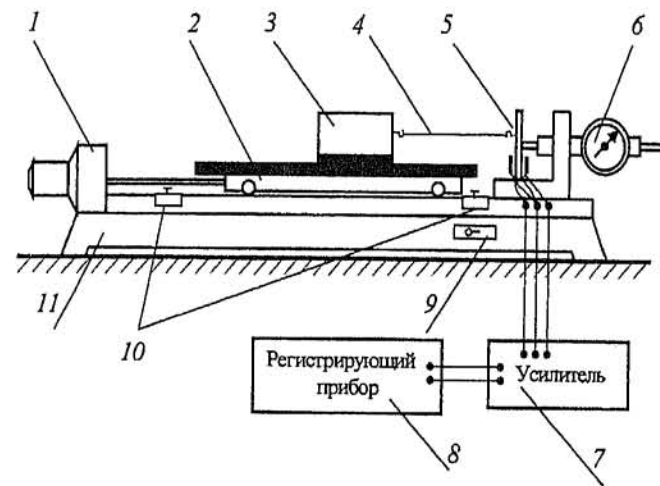


Рис. 17.4

В начале эксперимента платформа 2 расположена в крайнем правом положении (см. рис. 17.4). При включении двигателя мотор-редуктора 1 платформа 2 вместе с установленной на ней плитой начинает равномерно перемещаться влево от стойки измерительного устройства. Звено 3, образованное жестко связанными между собой грузом и образцом, удерживается от переме-

щения тягой 4. Тяга одним концом крепится к грузу, вторым — к пластинчатой пружине 5. Пластинчатая пружина жестко закреплена на станине 11, на боковые поверхности ее наклеены проволочные тензодатчики. Прогиб пружины, регистрируемый по индикатору 6 или сигналу с тензодатчиков, по тарифовочным зависимостям пересчитывается или в перемещение груза 3, или в силу, с которой тяга действует на груз 3. Так как при $a_3=0$ (на рис. 17.3 в точках a , c и e графика) по уравнению (17.2) сила Q равна силе трения, по значению Q в точке a можно найти силу трения покоя F_{i0} , а в точке c — силу трения скольжения F_i .

17.4. Планирование проведения эксперимента. Расшифровка диаграмм и обработка результатов на ЭВМ

Цель эксперимента — проверка адекватности (соответствия) математической модели исследуемого процесса результатам эксперимента.

Для расчета по модели необходимо определить следующие данные: v_{32} — скорость платформы, м/с; C — приведенную жесткость системы, Н/м; m_3 — массу звена 3, кг (см. рис. 17.4); а также силу трения покоя F_{i0} и силу трения скольжения F_i для каждого сочетания материалов материалов КП. Значения двух последних величин находят либо из эксперимента, либо по справочникам (по коэффициентам трения). При экспериментальном определении F_{i0} и F_i необходимо учитывать, что на различных участках плиты поверхности звеньев отличаются шероховатостью и физико-механическими свойствами поверхностных слоев. Поэтому полученные в разные моменты времени значения F_{i0} и F_i в некотором диапазоне изменяются случайным образом и характеризуются средними значениями и предельными отклонениями от них. Если исследовать зависимость $Q=f(t)$ при движении груза по всей плите, то получим совокупность исследуемых величин, характеризующую данную экспериментальную установку.

Время и трудоемкость эксперимента можно значительно сократить, если определять параметры совокупности по параметрам случайной выборки. При этом диаграмма $Q=f(t)$ регистрируется самописцем для некоторого участка плиты. На диаграмме выделяют 15 периодов автоколебательного процесса и нумеруют их. По таблице случайных чисел выбирают пять периодов из пятнадцати (на рис. 17.5 эти номера обведены окружностями). На диаграмме для этих периодов измеряют ординаты сил трения покоя $Y_{F_{i0}}$ и скольжения Y_{F_i} , амплитуды перемещения

груза Y_{s0i} и абсциссу периода автоколебаний x_{ii} . Ординаты сил трения покоя измеряют приближенно по точке сопряжения участков кривой ka и ab . Для перехода от ординат и абсцисс диаграммы к физическим величинам — силам необходимо протарировать измерительное устройство установки и определить масштабы соответствующих величин на диаграммах.

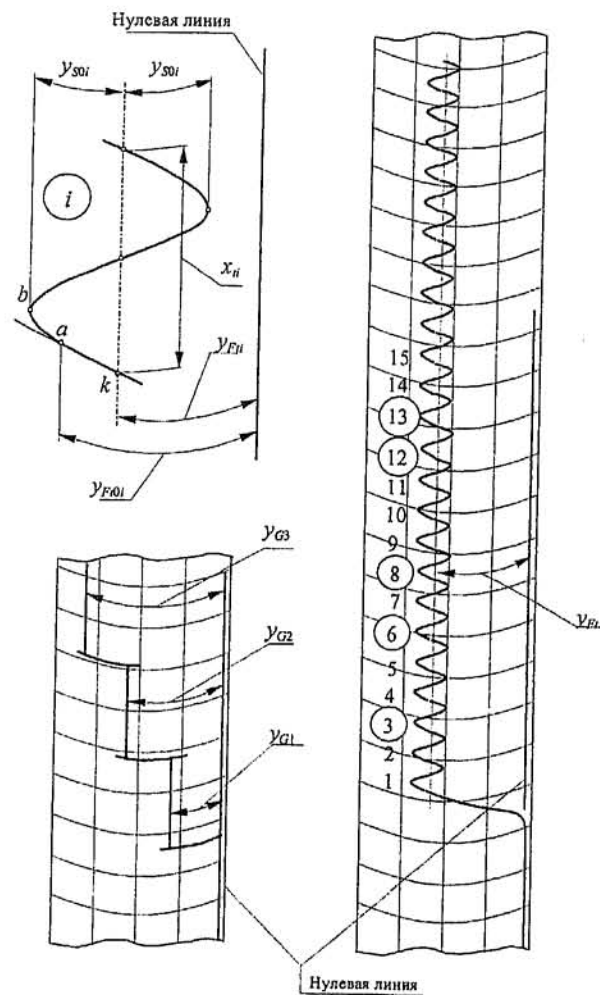


Рис. 17.5

Тарировку по силе осуществляют ступенчатым нагружением пружины 5 с помощью блока 14, тяги 4 и тарировочных грузов 13 (рис. 17.6)*.

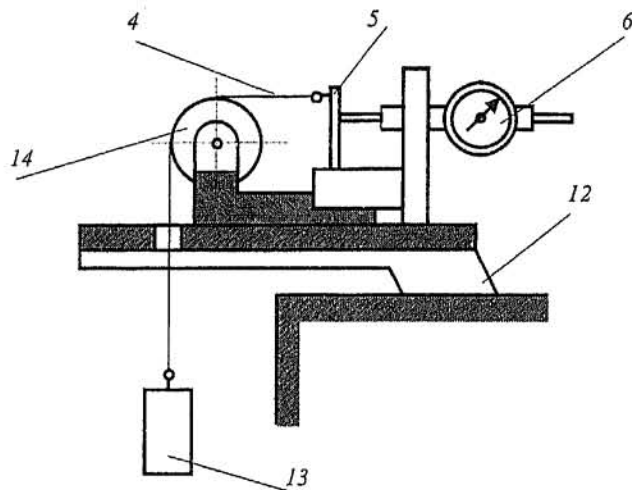


Рис. 17.6

На каждой ступени нагружения тарировочной диаграммы регистрируют отклонение самописца (см. рис. 17.5). По ординатам тарировочной диаграммы Y_{G1} можно определить масштаб сил, мм/Н:

$$\mu_F = (Y_{G1}/5 + Y_{G2}/10 + Y_{G3}/15)/3,$$

и масштаб перемещений, мм/м:

$$\mu_S = \mu_F C.$$

Масштаб времени находят по интервалам отметчика времени или скорости протяжки самописца: $\mu_t = v_0$, где v_0 — скорость записи диаграммы, мм/с.

По ординатам и абсциссам рассчитывают средние экспериментальные значения $\tilde{F}_{t03}$, $\tilde{F}_{t3}$, $\tilde{S}_{03}$ и T_3 , а также их доверительные интервалы:

$$F_{t3} = \tilde{F}_{t3} \pm \Delta F_{t3} = (\sum_{i=1}^n F_{ti}) / (n-1) \pm S_{ft}(n, \nu) \sqrt{n},$$

где $S_{ft} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (F_{ti} - \tilde{F}_{ti})^2 / (n-1)}$ — среднее квадратичное отклонение силы трения скольжения в эксперименте. Здесь $t(n, \nu)$ — коэффициент Стьюдента; n — число измерений ($n=5$); ν — доверительная вероятность ($\nu=0,95$).

Экспериментальные данные обрабатывают на ЭВМ по программе «LAB17». По запросам программы в ЭВМ вводят параметры экспериментальной установки v_2 , C и m_3 ; скорость записи диаграмм v_0 ; ординаты тарировочных прямых, Y_{G1} , Y_{G2} и Y_{G3} ; ординаты сил трения покоя Y_{F0i} , скольжения Y_{Fi} , амплитуд автоколебаний Y_{30i} и абсцисс периодов x_{ji} . В результате расчета на печать выводят график $S_{0m} = f(t)$ для одного периода автоколебаний; значения собственной частоты системы ω , коэффициента трения скольжения k_f и коэффициента трения покоя k_{f0} ; средние значения периода T_3 и амплитуды S_{03} автоколебаний, вычисленные по экспериментальным данным, и их расчетные значения T_m и S_{0m} с указанием их доверительных интервалов.

При анализе результатов сравнивают экспериментальную и теоретическую кривые исследуемого процесса по периоду и амплитуде, анализируют возможные причины несовпадения расчетных значений с данными эксперимента. На основании анализа делают выводы об адекватности модели результатам эксперимента, оценивают возможность ее применения для определения параметров автоколебательного процесса.

17.4. Порядок выполнения работы

1. Ознакомьтесь с описанием работы. Запишите в журнал исходные данные для эксперимента: материалы звеньев, образующих КП; скорость платформы; массу звена 3; приведенную жесткость системы.

2. Проведите тарировку измерительного устройства. Для этого включите усилитель и самописец; прогрейте их в течение 10...20 мин. Проверьте нули усилителя и самописца, при необходимости проведите балансировку тензометрического моста. При нулевом сигнале стрелку самописца расположите у края сетки диаграммной ленты. Запишите на диаграмме нулевую линию. В паз стойки измерительного устройства установите

* Номера звеньев соответствуют рис. 17.4

кронштейн с блоком 14 (см. рис. 17.6). Тягу 4 закрепите на пружине 5, перекиньте через ролик блока и пропустите в отверстие основания установки. Запишите на каждой ступени нагружения линии тарировочной диаграммы (см. рис. 17.5).

3. Установите на платформу 2 плиту и образец с заданным сочетанием материалов, прижмите образец к плите грузом 3. Соедините груз с измерительным устройством тягой 4. Переместите платформу в сторону измерительного устройства. Включите перемещение ленты самописца (с заданной скоростью v_0), а через одну—две секунды — двигатель платформы и запишите диаграмму изменения упругой силы $Q=f(t)$ (см. рис. 17.5). Выключите самописец, а затем установку.

4. Проведите обработку и расшифровку осциллограммы. При этом измеряют ординаты: тарировочных прямых Y_{G1} , Y_{G2} и Y_{G3} ; сил трения покоя Y_{F0i} , сил трения скольжения Y_{Fi} и амплитуд автоколебаний Y_{Si} , а также абсциссы периодов x_{ii} . Указанные значения определяют для всех пяти периодов колебаний, выбранных по таблице случайных чисел из пятнадцати последовательно пронумерованных периодов диаграммы.

5. Обработайте экспериментальные данные. Для этого введите исходные данные и результаты эксперимента в программу «LAB17». Сравните рассчитанные по модели значения T_m и S_{0m} с экспериментальными T_e и S_{0e} (с учетом доверительных интервалов). По результатам анализа сделайте выводы об адекватности модели результатам эксперимента. Модель адекватна, если расчетные и экспериментальные значения в пределах доверительных интервалов совпадают.

Примерная формулировка вывода по работе: *Экспериментальные исследования и теоретические расчеты параметров автоколебательного процесса, возникающего при сухом трении в поступательной паре при материалах звеньев сталь — чугун, показали, что относительная погрешность расчета по отношению к эксперименту составляет: по периоду 8 %, по амплитуде 28 %.*

СОДЕРЖАНИЕ

Работа № 1.	Структурный и кинематический анализ рычажных механизмов	3
Работа № 12.	Структурный и кинематический анализ манипуляторов	12
Работа № 4.	Индикаторная диаграмма и механические характеристики поршневого компрессора	27
Работа № 5.	Исследование КПД редуктора	36
Работа № 10.	Метрический синтез четырехзвенных рычажных механизмов	43
Работа № 8.	Исследование влияния параметров станочного зацепления на геометрию зубчатого колеса	53
Работа № 9.	Динамическая балансировка ротора	63
Работа № 17.	Исследование процесса трения в поступательной кинематической паре	70