



БИБЛИОТЕКА
КОНСТРУКТОРА

Л. Н. РЕШЕТОВ

САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИЕСЯ
МЕХАНИЗМЫ



БИБЛИОТЕКА КОНСТРУКТОРА

А.Н.РЕШЕТОВ

САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ

СПРАВОЧНИК

Издание второе, переработанное и дополненное



МОСКВА « МАШИНОСТРОЕНИЕ » 1985

ББК 34.44
Р47
УДК 621.83 (035)

Решетов Л. Н.

Р47 Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985. — 272 с., ил. — (Библиотека конструктора)

В пер.: 1 р. 50 к.

Описаны самоустанавливающиеся механизмы — механизмы без избыточных связей. Приведены структурные схемы шарнирно-рычажных, зубчатых, кулачковых и других механизмов, основы их конструирования. Дан анализ неправильных конструкций механизмов и приведены способы их исправления.

Второе издание (1-е изд. 1979 г.) переработано и дополнено вновь разработанными самоустанавливающимися механизмами, в том числе для сельскохозяйственных машин и для работы при низких температурах.

Для инженеров-конструкторов машиностроительных заводов, может быть полезен также преподавателям вузов.

Р 2702000000-621
038 (01)-85 — 203-86

ББК 34.44
6П5.3

Леонид Николаевич Решетов

САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ

Справочник

Редактор *Т. Н. Леденева*
Художественный редактор *С. С. Водичи*
Технический редактор *Е. П. Смирнова*
Корректоры *О. Е. Мишина* и *А. А. Снастина*

ИБ № 4913

Сдано в набор 25.03.85. Подписано в печать 11.10.85. Т-18766.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага № 3. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 17,0. Усл. кр.-отт. 17,0. Уч.-изд. л. 24,18.
Тираж 15000 экз. Заказ 80. Цена 1 р. 50 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
190000 г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

© Издательство «Машиностроение», 1979 г.

© Издательство «Машиностроение», 1985 г., с изменениями.

Предисловие	5
Глава 1. Избыточные связи и подвижности в механизмах.	6
1.1. Общие сведения	6
1.2. Определение классов кинематических пар без учета влияния зазоров на их подвижность	8
1.3. Определение классов кинематических пар с учетом влияния зазоров на их подвижность	16
1.4. Проверка механизмов на избыточные связи	18
1.5. Метод подвижностей в контуре для исследования структуры механизмов	23
1.6. Исследование механизмов с помощью уточненных структурных формул	32
1.7. Кинематические соединения с гидравлическими и электрическими связями	39
1.8. Применение кинематических соединений в рациональных механизмах	41
1.9. Возможные ошибки при выборе структурных схем механизмов	43
1.10. Выводы и рекомендации	45
Глава 2. Плоские механизмы с низшими парами	47
2.1. Рациональные схемы неподвижных соединений	47
2.2. Опоры для вращательного движения	55
2.3. Направляющие для прямолинейного движения	60
2.4. Клиновые механизмы	64
2.5. Винтовые механизмы	66
2.6. Кривошипно-ползунный механизм	69
2.7. Кривошипно-коромысловый механизм	78
2.8. Механизм параллельного кривошипа	80
2.9. Кулисные механизмы	83
2.10. Вырождение групп Ассура	86
2.11. Структурные группы нулевой подвижности	89
2.12. Самоустанавливающиеся, плоские структурные группы звеньев механизмов	93
2.13. Центробежные регуляторы	95
2.14. Клапаны и задвижки	99
2.15. Выводы и рекомендации	101
Глава 3. Пространственные механизмы с низшими парами (шарнирные)	103
3.1. Многоповодковые группы	103
3.2. Механизмы гидроприводов	110
3.3. Механизмы вертолетов	113
3.4. Механизмы гирационных дробилок	118
3.5. Шарнирные карданы	120
3.6. Карданы с высшими парами	126
3.7. Гибкие карданы	128
3.8. О необычной схеме двойного карданного шарнира	129
3.9. Локомотивные механизмы	130
3.10. Главные механизмы токоприемников	135
3.11. Работа токоприемника, имеющего две подвижности	141
3.12. Проектирование механизмов подъемных пружин	144

3.13.	Тяговая сеть для низких температур	149
3.14.	Выводы и рекомендации	150
Глава 4.	Механизмы с высшими парами	152
4.1.	Кулачковые механизмы	152
4.2.	Силовые контакты электрических аппаратов	154
4.3.	Контактные устройства цепи управления (слаботочные)	155
4.4.	Рядовые зубчатые передачи	156
4.5.	Механизмы с одним промежуточным колесом	162
4.6.	Механизмы с двумя промежуточными колесами	171
4.7.	Передачи грузоподъемных машин	174
4.8.	Эффект самоустанавливаемости в тяговых передачах	177
4.9.	Классификация тяговых приводов	178
4.10.	Рациональные схемы тяговых редукторов	179
4.11.	Скоростной тяговый привод	183
4.12.	Механизмы с коническими колесами	184
4.13.	Цилиндроконический редуктор	186
4.14.	Автомобильная коробка передач	188
4.15.	Многоступенчатая коробка со ступенями возврата	189
4.16.	Механизмы фрикционных вариаторов	192
4.17.	Выводы и рекомендации	194
Глава 5.	Планетарные механизмы	196
5.1.	Подвижности в однорядных механизмах	196
5.2.	Допуски в однорядных механизмах	201
5.3.	Трение в соединительных механизмах	204
5.4.	Силы тяжести и распорные	208
5.5.	Метод структурных блоков	210
5.6.	Схемы однорядных планетарных механизмов	213
5.7.	Многорядный одноступенчатый редуктор с прямыми зубьями	216
5.8.	Однорядный планетарный механизм с шестью самоустанавливающимися сателлитами	217
5.9.	Плюсовые планетарные передачи для больших передаточных чисел	218
5.10.	Плюсовой планетарный механизм с самоустанавливающимся сателлитом	219
5.11.	Механизм со свободным водилом	220
5.12.	Многократные и замкнутые планетарные механизмы	221
5.13.	Электромотор-колеса	226
5.14.	Волновые передачи	230
5.15.	Выводы и рекомендации	234
Глава 6.	Транспортные механизмы	235
6.1.	Привод канатного барабана	235
6.2.	Блоки	236
6.3.	Грейферы	237
6.4.	Крановые тележки	238
6.5.	Мостовые краны	239
6.6.	Ходовая часть строительных кранов	240
6.7.	Подъемники (лифты)	242
6.8.	Аудиторные доски	248
6.9.	Разводные мосты	250
6.10.	Краны со складывающейся стрелой (портальные)	252
6.11.	Механизмы раскрывающихся крыш	254
6.12.	Подвеска задней оси автомобиля	255
6.13.	Проектирование барабанных тормозов с равномерным изнашиванием колодок	257
6.14.	Соломотряс зернового комбайна	263
6.15.	Выводы и рекомендации	265
Список литературы		267
Предметный указатель		269

Статически неопределимые фермы изучены давно. Установлено, что для появления статической неопределимости необходимо наличие лишнего звена. Это положение было перенесено на механизмы. Однако механизмы с лишним звеном встречаются очень редко, поэтому их изучение считалось ненужным.

Статическая неопределимость в механизмах бывает и без наличия лишних звеньев, если кинематические пары накладывают избыточные связи, т. е. связи, не уменьшающие подвижность механизма (раньше эти связи назывались пассивными). Оказалось, что большинство механизмов, применяемых в машинах, имеют такие связи.

Избыточные связи приносят большой вред. Они требуют большой точности при изготовлении, что значительно удорожает машину, иногда делает ее сборку невозможной. Избыточные связи снижают нагрузочную способность машины, КПД, увеличивают ее массу и габариты. Поэтому законом конструирования — выбора по науке кинематических пар (сочленений звеньев) должно быть отсутствие избыточных связей. Механизмы без избыточных связей самоуставливаются. Все содержание данного справочника посвящено методам исследования и проектирования таких механизмов и примерам применения их в самых различных областях.

Раздел 4.16 написан автором совместно с канд. техн. наук Гайпелем Я. Я., раздел 5.2 — совместно с канд. техн. наук Русак Л. Л. Все остальные разделы написаны Решетовым Л. Н.

Автор выражает благодарность академику АН СССР Фролову К. В. за помощь при написании этой книги.

ИЗБЫТОЧНЫЕ СВЯЗИ И ПОДВИЖНОСТИ В МЕХАНИЗМАХ

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При массовом производстве, особенно в такой отрасли машиностроения, как автотракторная, технология сборки деталей сводится к складыванию и свинчиванию деталей и поэтому нетрудоемка. В случае единичного производства крупных машин, несмотря на многопроходную обработку, точность изготовленных деталей часто недостаточна. Поэтому во время сборки приходится применять ручную пригонку деталей, плохо поддающуюся механизации. Пригонка больших деталей вручную очень трудоемка. Сборка крупной машины затягивается на длительный срок, так как ее нельзя поручать сразу нескольким бригадам. В частности, совместной работе препятствует необходимость проворачивания главного вала, возникающая у разных бригад в разное время (и на разные углы).

Особенно трудно выполнить точные размеры звеньев, так как они часто состоят из нескольких деталей, при соединении которых допуски на их размеры могут складываться. Поэтому важно выбрать такую схему механизма, при которой требования к точности звеньев невысокие. Следовательно, лучше применять статически определяемые механизмы, т. е. без избыточных¹ (пассивных) связей, которые в дальнейшем будем называть самоустанавливающимися.

Избыточными (пассивными) связями называют связи, устранение которых не увеличивает подвижности механизма.

Размеры звеньев могут изменяться и во время эксплуатации машин. Причинами этого являются осадка фундамента, изнашивание и регулирование зазора кинематических пар, упругие деформации (например, прогибы валов), расширение от нагрева, а также ошибки, допущенные при ремонте и сборке (например, перепутаны вкладыши подшипников). На статически определяемый механизм изменение размеров звеньев не влияет. Следовательно, статическая определяемость механизма решает не только проблему снижения трудоемкости, но и одновременно проблему повышения его надежности.

Наличие избыточных связей в механизме является вредным фактором.

В кинематической паре избыточные связи безвредны, так как ее обычно легко изготовить с достаточной точностью. Примеры: шлицевое соединение, изготавливаемое протягиванием отверстия и фрезерованием валика червячной фрезой; зубчатые колеса с коэффициентом перекрытия больше единицы; подшипник качения. При современных методах изготовления профиля зуба можно обеспечить возможность одновременной работы двух пар зубьев, а большой коэффициент перекрытия улучшает работу зубчатых колес.

Зазоры в кинематических парах вредны в тех случаях, когда меняются направления передаваемых сил, например в четырехтактных дизелях, где они вызывают стук. В двухтактных дизелях, где силы в головках не меняют знака, зазоры могут быть большими, так как на стук это не влияет. К сожалению, двухтактные карбюраторные двигатели из-за дроссельного регулирования этим свойством не обладают.

Точность зубчатых колес, динамические нагрузки и уровень шума зависят от окружной скорости (скорости перекачивания колес). В некоторых планетарных механизмах скорости перекачивания достигают высоких значений. Правильно выбрав схему, эти скорости можно значительно снизить, что особенно важно в быстроходных механизмах.

¹ Здесь будем придерживаться термина «избыточные связи», предложенного Н. И. Колчиным, который лучше всего отражает их сущность. Термин «повторяющиеся связи», предложенный М. А. Скуриным, неправильный, так как по существу эти связи повторяющиеся, а не повторяющиеся.

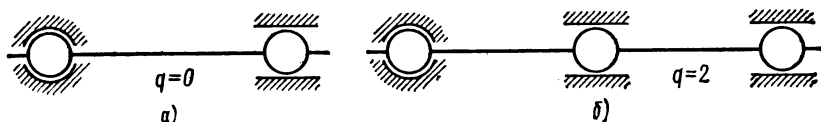


Рис. 1.1. Схема опор вала:

а — правильная; б — неправильная

При последовательном соединении зубчатой и червячной передач необходимо быстроходную ступень выполнять червячной, а тихоходную — зубчатой, а не наоборот. При этом получается невысокая окружная скорость зубчатой передачи, передачу можно выполнять с меньшей точностью.

Статически определимые и неопределимые системы хорошо изучены в фермах. Однако применение там статически определимых систем не дает существенных выгод. Размеры стержней всегда пригоняют по месту — рассверливанием в клепаных и приваркой элементов в сварных конструкциях, поэтому статически определимая система в фермах не дает снижения требуемой точности. Работа различных стержней фермы при температурах, различающихся на сотни градусов, практически не встречается.

Выше шла речь о внутренней статической неопределимости фермы. Кроме нее может быть и внешняя статическая неопределимость, например в многоопорной ферме. Такая ферма чувствительна к различным осадкам фундаментов опор. Чтобы избежать этого, в мостостроении применяют статически определимые схемы Герберга и Вичерта.

В механизмах, где выгоды систем без избыточных связей очень велики, вопрос статической определимости изучен мало.

Покажем значение механизмов без избыточных связей на двух упрощенных примерах.

В обычном кривошипно-ползунном механизме длины звеньев могут отличаться от номинальных на несколько миллиметров. Это практически используют для регулирования расстояния между поршнем и крышкой, устанавливая прокладки между телом и головкой шатуна. Если же взять сдвоенный механизм (два шатуна соединены с общим ползуном), то допуски на длины звеньев измеряют уже не миллиметрами, а микрометрами. С большой точностью приходится также выдерживать условия параллельности кривошипов.

В качестве примера возьмем также вал, опирающийся на два подшипника (рис. 1.1, а). Если подшипники выполнить, как показано на этом рисунке, то их можно установить с очень широкими допусками (несколько миллиметров). Когда же вал опирается на три подшипника (рис. 1.1, б), то независимо от их выполнения потребная точность установки измеряется уже микрометрами.

Допуски на размеры звеньев зависят от того, является ли механизм статически определимой системой или нет. Если механизм статически определимый, то размеры звеньев почти не влияют на передаваемые силы, и поэтому допуски на размеры могут быть очень большими. К этому необходимо стремиться. Если же механизм статически неопределимый, то передаваемые силы зависят от деформаций звеньев. Так как эти деформации очень малы (при напряжениях материала 20 МПа, что близко к действительному, учитывая продольный изгиб, деформация для стали с $E = 2 \cdot 10^5$ МПа получается 0,1 мм на каждый метр), размеры звеньев необходимо выполнять с большой точностью. Иначе звенья, предназначенные для совместной работы, могут начать работать навстречу одно другому и передавать очень большие силы (иногда даже сборка механизма будет невозможной). Трение в этом случае сильно возрастает, а КПД уменьшается. Поэтому применение статически неопределимых механизмов нежелательно.

Следовательно, для надежной работы механизма с широкими допусками на размеры звеньев в нем не должно быть избыточных связей. Исключение может быть сделано только в том случае, если в звеньях имеются пружины или если звенья работают на изгиб с большими деформациями.

Хорошо известен вред избыточных связей в паровых котлах. Особенно печальную славу имеет паровозный котел Стефенсона. Паровозным машинистам было хорошо известно, что даже прогары в топке (оголение колосниковой решетки) вызывают течь дымогарных труб. Происходит это потому, что струя холодного воздуха, попадая в некоторые из дымогарных труб, вызывает их охлаждение, а следовательно, сжатие и течь.

Прямые дымогарные и жаровые трубы, завальцованные в две жесткие трубные решетки, представляют систему многократно статически неопределимую. Так как их тепловой режим, а следовательно, и тепловое расширение не могут быть одинаковыми, в трубах возникают большие напряжения, которые приводят к течи в местах завальцовки. То же самое имело место в стационарных вертикально-водотрубных котлах Гарбе.

Поэтому в настоящее время вместо прямых труб в котлах применяются изогнутые, гибкость которых устраняет течь. Конечно, нельзя допускать, чтобы даже часть труб оставалась прямыми.

По той же причине сняты с производства водотрубные котлы Шухова с прямыми трубами, строившиеся в России в течение многих лет в огромных количествах и сделавшие переворот в котельной технике благодаря многим своим преимуществам.

Исторически первые конструкции машин имели большое число избыточных связей. В то время не считались с затратами труда и времени на их изготовление и сборку. Потом постепенно начали внедрять механизмы без избыточных связей (подшипники Селлера, самоустанавливающиеся подшипники качения, цилиндрические ползуны и т. д.). Однако до сих пор во многих машинах и механизмах без всякой надобности остались избыточные связи, что усложняет и удорожает их изготовление и эксплуатацию.

Особенно важно конструировать без избыточных связей те механизмы, часть зеньев которых работает в условиях высоких температур (например, механизмы регулирования паровых и газовых турбин), так как за счет этого повышают надежность их работы и уменьшают трение.

Число избыточных связей для многих механизмов означает число размеров, требующих точного выполнения. Иногда это число размеров значительно больше числа избыточных связей.

Приведенные примеры вреда избыточных связей позволяют сформулировать два основных правила конструирования рациональных механизмов:

каждый вал должен опираться на два, а не на большее число подшипников; недопустимо применение сдвоенных механизмов, т. е. при одинаковых начальных и конечных звеньях нельзя применять между ними два передаточных механизма (исключение можно делать только при наличии уравнильного устройства).

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КЛАССОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР БЕЗ УЧЕТА ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРОВ НА ИХ ПОДВИЖНОСТЬ

Кинематической парой (сочленением) называется такое соединение звеньев, которое одни относительные движения ограничивает, а другие допускает. Число ограниченных движений (условий связи) — линейных вдоль заданной оси координат или угловых вокруг заданной оси координат — будем называть классом пары и обозначать римскими цифрами. Оно означает также число сил или моментов, которые может передать данная пара. Число свободных относительных движений будем называть подвижностью пары. Сумма класса кинематической пары и ее подвижностей равна шести.

Связями в кинематической паре называют ограниченные относительные перемещения по заданной оси координат и ограниченные угловые перемещения вокруг этой оси.

Ограниченное линейное перемещение вызывает необходимость передачи силы в кинематической паре между звеньями, а ограниченное угловое перемещение — момента между звеньями этой пары. Поэтому понятию «условия связи» в структуре соответствуют понятия «передаваемые силы» или «передаваемые моменты» в динамике. На эти силы или моменты следует рассчитывать кинематическую пару. Только

при условии, когда пара выдерживает эту силу или момент, можно сказать, что связь действительно налажена.

При рассмотрении отдельных кинематических пар расположим их в табл. 1.1. Здесь классы обозначены римскими цифрами I—V. Столбцы обозначены арабскими цифрами 1—5. Каждую пару будем обозначать римской цифрой с индексом, соответствующим номеру столбца. Такое обозначение позволяет легко найти по таблице кинематическую пару, примененную в рассматриваемой схеме механизма. В крайнем столбце справа обозначена подвижность кинематической пары, т. е. число линейных и угловых движений, которые она оставляет между звеньями. Вообще, сумма класса пары и подвижности всегда равна шести.

Простейшей кинематической парой является пара I_2 с точечным касанием рабочих поверхностей (см. табл. 1.1). Условимся называть ее точечной парой¹. Такую пару применяют в кулачковых механизмах с бочкообразным роликом, электрических контактах при малых нагрузках и зубьях зубчатых колес с сосредоточенным пятном касания (бочкообразных). Из нее, как видно ниже, путем логических преобразований можно получить все известные кинематические пары.

Точечная пара будет парой первого класса, так как она препятствует относительному перемещению и передает силу, направленную по общей нормали к рабочим поверхностям, оставляя свободу всем другим относительным перемещениям (двум перемещениям по обеим касательным и вращениям вокруг всех трех осей), т. е. является парой с пятью подвижностями.

Частным случаем такой пары является случай, когда одна из поверхностей обращается в точку. Условимся такую кинематическую пару называть «точка на поверхности».

Чтобы получить пару второго класса (два условия связи), необходимо соединить две пары первого класса, так как каждая из них дает одно условие связи. Вообще, для получения пары любого класса их следует соединять параллельно. При этом сумма классов соединяемых пар равна классу получаемой пары, а при наличии избыточных связей на число этих связей — больше класса получаемой пары.

Вместо точечного касания может иметь место касание по небольшой площадке. Тогда число этих площадок, нагрузка между которыми распределяется статически определимо, равняется классу пары (при словесном замыкании). Эти площадки могут соединяться в одно целое. Тогда касание происходит по поверхности (в парах третьего класса и выше).

При параллельном соединении нескольких пар низшего класса получается пара высшего класса.

При образовании пар второго класса из точечных пар интересны два случая:

Первый случай, когда плоскости, проведенные через точку касания касательно к рабочим поверхностям обеих точечных пар, совпадают. Тогда рабочие поверхности этих пар, принадлежащие одному звену, можно слить в одну цилиндрическую (или вообще линейчатую) поверхность. В результате получается пара II_2 с линейчатым контактом, которую условимся называть линейчатой.

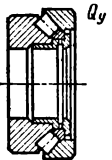
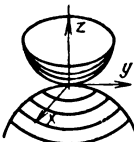
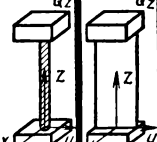
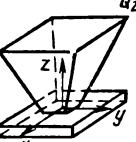
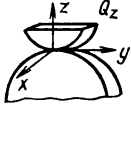
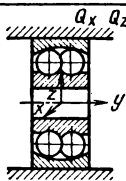
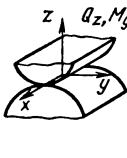
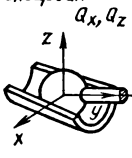
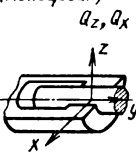
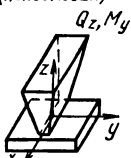
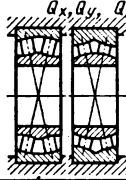
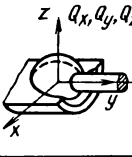
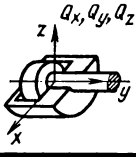
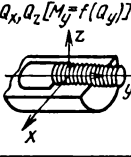
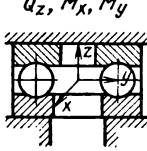
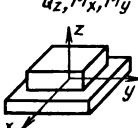
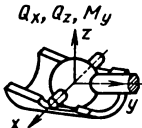
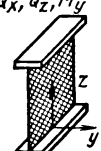
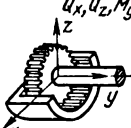
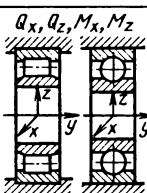
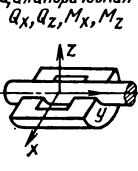
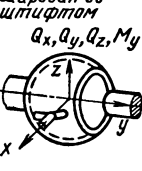
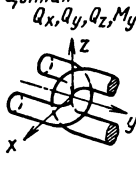
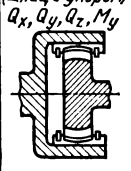
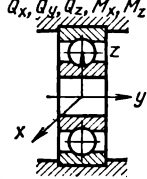
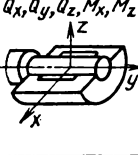
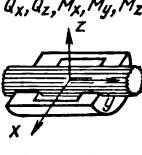
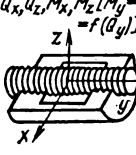
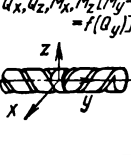
Линейчатая пара может передавать между звеньями силу, направленную по нормали, и небольшой момент вокруг оси, перпендикулярной нормали и линии соприкосновения. В этой паре должен обеспечиваться линейчатый контакт за счет других кинематических пар. Если линейчатый контакт будет нарушен (например, при срезании направляющей шпонки роликового толкателя), то эта пара вырождается в точечную пару первого класса².

Другой случай имеет место при соединении двух пар типа «точка на поверхности», когда расстояние между точками, работающими на двух поверхностях, равно нулю. Следовательно, точка должна одновременно двигаться по двум поверхностям, т. е. по линии их пересечения. Получается кинематическая пара II_2 «точка на линии». Конструктивно ее можно оформить в виде шара,двигающегося внутри трубки. Условимся называть ее кольцевой. Она потребует в дальнейшем

¹ В дальнейшем будем называть кинематические пары по виду контакта между звеньями.

² Несколько случаев вырождения других пар рассмотрены С. Н. Кожевниковым [10].

Таблица 1.1

Класс	1	2	3	4	5	Подвижность
I		Точечная Q_z 	Нитевая Q_z Ленточная Q_z 	(Площадчатая) Q_z 	(Линейчатая) Q_z 	5
II		Линейчатая Q_z, M_y 	Кольцевая Q_x, Q_z 	(Кольцевая) Q_z, Q_x 	(Полосковая) Q_z, M_y 	4
III'		Шаровая Q_x, Q_y, Q_z 		(Шаровая) Q_x, Q_y, Q_z 	(Винтовая) $Q_x, Q_z [M_y = f(Q_y)]$ 	3
III''		Плоскостная Q_z, M_x, M_y 	Кольцевая со штифтом Q_x, Q_z, M_y 		(Шлицевая) Q_x, Q_z, M_y 	3
IV		Цилиндрическая Q_x, Q_z, M_x, M_z 	Шаровая со штифтом Q_x, Q_y, Q_z, M_y 	Цепная Q_x, Q_y, Q_z, M_y 	(Шлиц с упором) Q_x, Q_y, Q_z, M_y 	2
V		Вращательная Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_z 	Поступательная Q_x, Q_z, M_x, M_y, M_z 	Винтовая $Q_x, Q_z, M_x, M_z [M_y = f(Q_y)]$ 	Спиральная $Q_x, Q_z, M_x, M_z [M_y = f(Q_y)]$ 	1

при рассмотрении подшипников качения. Кольцевая пара может передавать две силы в двух направлениях, перпендикулярных к оси трубки.

При образовании пар третьего класса из трех точечных пар возможны два случая.

В первом случае рабочие поверхности точечных пар, принадлежащие одному звену, являются частями одной шаровой поверхности. Тогда поверхности другого звена могут быть также шаровыми (целовой или разделенной на три части), и звенья будут соприкасаться по шаровой поверхности. Условимся эту пару III_2 называть шаровой или сферической. Шаровая пара ограничивает перемещения по всем трем осям и может передавать соответствующие силы, оставляя свободным вращение вокруг трех осей (трехподвижная пара).

Во втором случае рабочие поверхности точечных пар, принадлежащих одному звену, являются частями одной плоскости. Тогда и поверхности другого звена могут быть целой плоскостью или разделенной на три части, и звенья будут соприкасаться по плоскости. Условимся эту пару III_2' называть плоскостной.

Еще одну пару III_3 можно получить из кольцевой и точечной или линейчатой пар. В последнем случае в ней получается одна избыточная связь. Такая пара, которую будем называть кольцевой со штифтом, ограничивает перемещения в двух направлениях, перпендикулярных к оси трубки, и вращения — вокруг оси трубки, т. е. может служить универсальным карданом. Пара III_3 очень неконструктивная. Поэтому применяется она только в виде исключения.

Пару четвертого класса можно получить из четырех точечных пар, рассмотрев тот случай, когда их рабочие поверхности являются частями одной цилиндрической поверхности. Тогда и соприкасающаяся поверхность другого звена может быть цилиндрической.

Условимся эту пару IV_2 называть цилиндрической. Она ограничивает перемещения, перпендикулярные валу, и передает соответствующие силы, а также ограничивает вращение около осей, перпендикулярных валу, и передает соответствующие моменты. Эта пара оставляет свободными вращение вокруг оси вала и перемещение вдоль оси вала, т. е. является двухподвижной парой.

Цилиндрическая пара выгодно отличается от других простотой изготовления: точение и шлифование для одного звена, сверление и развертывание — для другого. Разбирают эту пару путем осевого перемещения одного из звеньев, т. е. изготовления разъемных звеньев не требуется.

Другую пару IV_3 четвертого класса можно получить соединением шаровой пары III_2 с точечной I_2 или линейчатой II_2 парами; в последнем случае в ней получается одна избыточная связь. Пара ограничивает перемещения по трем осям и вращение около одной оси координат и оставляет свободными вращения около двух других осей координат, т. е. тоже является двухподвижной парой. Такая пара, которую будем называть шаровой со штифтом, встречается в качестве опоры вкладыша самоустанавливающихся подшипников скольжения; к сожалению, в паре IV_3 , если она передает момент, возникают очень высокие напряжения между штифтом и пазом, а при наличии скольжения будет большое изнашивание. Поэтому пара IV_3 не может передавать существенный момент и работать в качестве карданного шарнира, хотя по кинематике это получается. Поэтому пара IV_3 имеет очень ограниченное применение, хотя она очень нужна. Не удастся выполнить ее в подшипниках качения. То же самое относится и к паре III_3' кольцевой со штифтом.

П. Г. Мудров предложил вместо пары IV_3 кинематическое соединение из сферической пары III_1' , вращательной пары V_2 и плоскостной III_2' . Такое соединение может передавать нагрузки значительно большие, чем пары IV_3 . К сожалению, комбинация из подшипников качения и скольжения невыгодна.

Третью пару IV_4 четвертого класса можно получить в том случае, когда рабочие поверхности четырех точечных пар являются частями поверхности круглого кольца (тора). Такая пара встречается в сочленении звеньев сварных цепей. Поэтому мы будем называть ее цепной. В структурном отношении она равноценна шаровой паре со штифтом, только по-другому конструктивно оформлена. Она может передавать силы в трех направлениях и момент вокруг одной оси, оставляя свободными вращения около двух осей координат.

Пары пятого класса можно получить из пяти точечных пар. Интересно рассмотреть случай, когда рабочие поверхности всех точечных пар, принадлежащие одному звену, являются частями одной винтовой поверхности. Тогда и поверхности другого звена могут быть частями винтовой поверхности и звенья будут соприкасаться по винтовой поверхности. Такую пару V_4 принято называть винтовой..

Винтовая пара с однозаходным винтом не имеет избыточных связей, а с многозаходным каждый заход сверх одного вводит пять избыточных связей. Избыточные связи в паре безвредны, так как эту пару легко выполнить с достаточной точностью путем обработки всех винтовых поверхностей с одной установки на станке. Необходимо только обеспечить равномерное распределение сил между заходами винта.

Вращательную пару V_2 можно получить путем соединения цилиндрической пары с плоскостной. Она имеет две избыточные связи, поэтому требуется точно выдерживать перпендикулярность плоской пары к оси цилиндрической пары в двух направлениях. Эту точность легко получить, если торцовую и цилиндрическую поверхность обработать с одной установки на станке.

Поступательную пару V_3 можно получить из двух плоскостных пар третьего класса. Она имеет одну избыточную связь, поэтому требуется точное совпадение угла между плоскостями у обоих звеньев.

Следует отметить, что при оформлении поступательной пары в виде шлицевого соединения число избыточных связей может быть очень велико. Последние безвредны, так как обычно шлицевые соединения выполняют с достаточной точностью.

При наличии подшипников качения обычно не представляют интереса подвижности, полученные за счет движения шариков, роликов, сепараторов, колец на скользящей посадке и т. д. (за исключением случая, когда исследуют сам подшипник). Поэтому подшипники качения целесообразно рассматривать как кинематические пары по отношению к движению тех звеньев, которые они соединяют (в зависимости от их конструкции и способа закрепления колец), и включать их в таблицу кинематических пар (см. табл. 1.1).

В дальнейшем для упрощения вычерчивания схем механизмов подшипники будем изображать так же, как и кинематические пары с трением скольжения, накладывающие те же условия связи.

Первый столбец (табл. 1.1) относится к подшипникам качения. Здесь показаны наиболее употребительные кинематические пары. В более расширенном виде кинематические пары из подшипников качения даны в табл. 1.2.

Передаваемая сила и ограниченная линейная подвижность здесь показаны вертикально, свободные линейные подвижности — горизонтально. Очень важен способ заделки неподвижного кольца. В зависимости от способа заделки один и тот же подшипник может быть парой двух и даже трех различных классов.

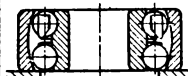
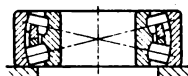

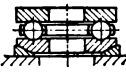
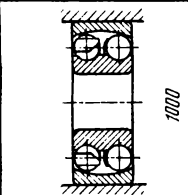
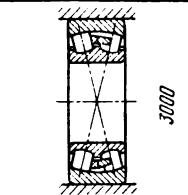
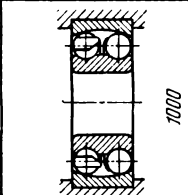
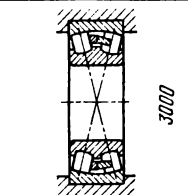
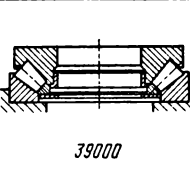
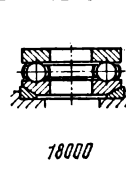



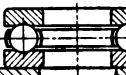
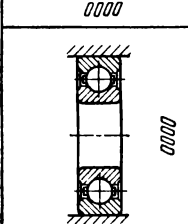
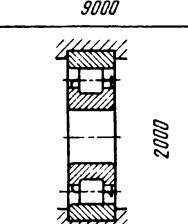
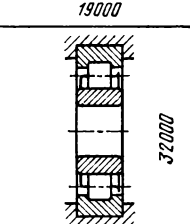
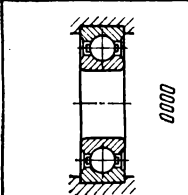
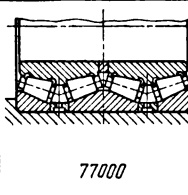
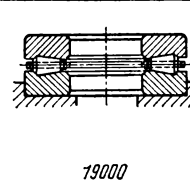
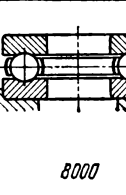
Точечная пара $I_{1в}^*$ лучше всего осуществляется упорным роликоподшипником со сферическими роликами типа 39 000 (ГОСТ 9942—80), у которого наружное кольцо опирается на плоскость. Такой подшипник может передавать очень большие силы при самоустановке с малым трением. Этот же подшипник, если наружное кольцо закрепить в центрирующей расточке, будет уже парой $III'_{1в}$. Точечную пару $I_{1р}$ дает упорный шарикоподшипник типа 18 000 с подкладным кольцом (ГОСТ 6874—75). Его самоустановка происходит с большим трением. Поэтому подшипник типа 18 000 нестандартный. Этот же подшипник, если наружное кольцо закрепить центрирующей расточкой, будет уже парой $III'_{1р}$.

Точечную пару $I_{1а}$ можно получить из радиального двухрядного сферического шарикоподшипника типа 1000 (ГОСТ 5720—75), если опереть на плоскость неподвижное кольцо.

Аналогичным образом точечную пару $I_{1б}$ можно получить из радиального двухрядного сферического роликоподшипника типа 3000 (ГОСТ 24696—81), если то же неподвижное кольцо опирается на плоскость. К сожалению, сферические подшипники очень плохо передают осевые силы. Поэтому пары $I_{1а}$ и $I_{1б}$ годятся только для случаев, когда осевые силы незначительны, например для фиксации плавающих звеньев планетарных механизмов.

* Здесь и ниже римская цифра обозначает строку в табл. 1.2, а индекс — столбец.

Таблица 1.2

	1а	1б	1в	1г
I	 1000	 3000	 39000	 18000
II	 1000	 3000		
III'	 1000	 3000	 39000	 18000
III''	 0000	 9000	 19000	 8000
IV	 0000	 2000	 32000	
V	 0000	 77000	 19000	 8000

Из подшипников типа 1000 или 3000 можно получить кольцевые пары II_{1а} или II_{1б}, если наружное кольцо поставить на подвижной посадке. Из них же можно получить и сферические пары III'_{1а} или III'_{1б}, если закрепить наружное кольцо.

Таким образом, из каждого из подшипников типа 1000 или 3000 можно получить три различные кинематические пары в зависимости от способа закрепления наружного кольца.

Плоскостную пару III''_B можно получить из упорного шарикоподшипника типа 8000 (ГОСТ 6874—75), если наружное кольцо опирается на плоскость. Тот же подшипник даст вращательную пару $V_{1г}$, если наружное кольцо опирается в центрирующую расточку.

Аналогичным образом плоскостную пару III''_B можно получить из упорного роликоподшипника с коническими роликами типа 19000 (ОСТ 37.006.005—79), если наружное кольцо опирается на плоскость.

Из того же подшипника можно получить вращательную пару $V_{1в}$, если наружное кольцо опирается в центрирующую расточку.

Роликовый упорный подшипник с цилиндрическими роликами типа 9000 по своей природе является плоскостной парой III'' . Его недостаток — проскальзывание между роликами и кольцами вследствие переменной скорости на разных радиусах.

Плоскостную пару III''_B можно получить и из однорядного шарикоподшипника типа 0000 (ГОСТ 8338—75*), если наружное кольцо опирается на плоскость. Такая схема целесообразна для очень больших угловых скоростей, при которых упорные подшипники вследствие заклинивания шариков от больших центробежных сил работают плохо.

Из шарикоподшипника типа 0000 можно получить цилиндрическую пару $IV_{1а}$, если наружное кольцо поставить на подвижную посадку, и вращательную пару $V_{1а}$, если наружное кольцо закрепить.

Цилиндрическую пару можно получить из подшипника с короткими цилиндрическими роликами, если закрепить наружное кольцо: пару $IV_{1б}$ — из подшипника типа 2000 без бортов на наружном кольце (ГОСТ 8328—75*) и пару $IV_{1в}$ — из подшипника типа 32000 без бортов на внутреннем кольце.

Пара $IV_{1б}$ выгоднее, чем $IV_{1в}$, вследствие меньшей силы, требующейся для самоустановки.

К сожалению, пары $IV_{1а}$, $IV_{1б}$, $IV_{1в}$ и $V_{1а}$ не могут передавать больших вращающих моментов. Поэтому, если они имеются, приходится опирать вал на два подшипника, допуская избыточные связи.

При очень больших нагрузках, чтобы получить вращательную пару $V_{1б}$, приходится применять роликовые четырехрядные подшипники типа 77000 (ГОСТ 8419—75).

В настоящее время за рубежом изготавливают подшипники III'_1 со сферой на внутреннем кольце и вогнутыми роликами (см. рис. 4.23). Наружное кольцо для регулирования чаще делают из двух частей. При возможных перекосах наружного кольца относительно геометрической оси вращения выгоднее использовать подшипники со сферой на наружном кольце, а в случае перекосов внутреннего кольца — подшипники со сферой на внутреннем кольце. При соблюдении этих условий перекосы могут быть очень большими (лишь бы ролики не выходили за пределы сферы). Если эти условия нарушены, ролики при перекосах начинают скользить, а момент, выворачивающий подшипник, возрастает вместе с увеличением угла перекоса.

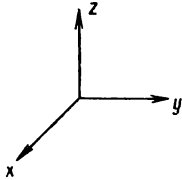
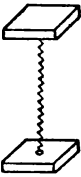
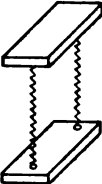
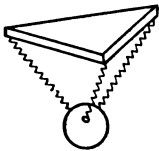
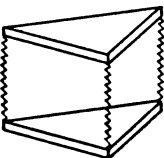
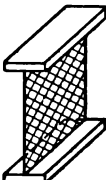
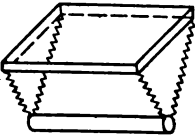
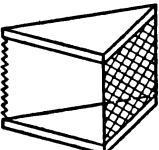
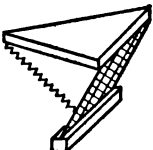
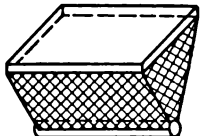
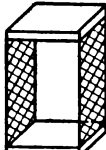
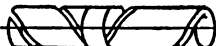
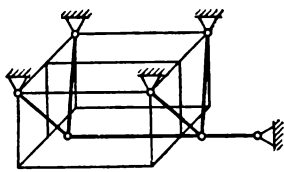
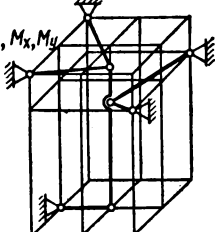
При наличии гибких связей (тросы, канаты, ремни и ленты конвейеров) целесообразно каждую из них рассматривать как кинематическую пару, соединяющую жесткие звенья и всегда имеющую силовое замыкание (табл. 1.3). Поэтому при подсчете числа звеньев следует иметь в виду только жесткие звенья.

Детали, деформации которых практически не влияют на подвижность, будем рассматривать как жесткие звенья. Детали, деформации которых влияют на подвижность, будем считать гибкими и рассматривать как кинематические пары.

В список кинематических пар необходимо добавить две пары, образуемые гибкими связями (нить и лист). Нить является парой I_3 первого класса и ограничивает перемещение по длине, оставляя свободными пять остальных относительных перемещений (пятиподвижная пара). Лист (при достаточной ширине) является парой III''_4 третьего класса. Он ограничивает перемещения в своей плоскости и вращение вокруг оси, перпендикулярной к этой плоскости, оставляя свободными другие перемещения (трехподвижная пара).

Особенно интересна винтовая пара, которая представляет собой скрученную в цилиндр ленту. При растягивании она раскручивается, и получается преобразова-

Таблица 1.3

	I_3 	II_3 
III'_2 Q_x, Q_y, Q_z 	III''_2 Q_z, M_x, M_y 	III'''_4 Q_x, Q_z, M_y 
IV_2 Q_x, Q_z, M_x, M_z 	IV_3 Q_x, Q_z, M_x, M_y 	IV_{45} Q_x, Q_y, Q_z, M_y 
V_2 Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_z 	V_3 Q_x, Q_z, M_x, M_y, M_z 	V_4 $Q_x, Q_z, M_x, M_z, M_y = f(Q_y)$ 
V_2  Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_z	V_2 Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_y 	

ние поступательного движения во вращательное или силы в момент (аналогично винтовой паре). Следует также учитывать, что винтовая гибкая пара состоит из двух лент, закрученных в противоположные стороны, т. е. соответствует винтовой стяжке.

При раскручивании ленты изменяется шаг, поэтому она соответствует винтовой паре переменного шага. Скрученная лента является гибкой, поэтому она может

передавать только небольшие поперечные силы Q_x и Q_z и небольшие выворачивающие моменты M_x и M_z .

Гибкие соединения работают практически без трения, что является очень большим их преимуществом.

Комбинируя нитевые и листовые пары, в которых они соединяются параллельно (условия связи складываются), можно получить кинематические соединения любых классов (см. табл. 1.3): соединение двух параллельных нитевых пар дает пару II_3 , аналогичную линейчатой; соединение трех нитевых пар, пересекающихся в одной точке, — пару III_2^1 , аналогичную шаровой; соединение трех параллельных нитевых пар — пару III_2^2 , аналогичную плоскостной; соединение четырех нитевых пар, пересекающих одну прямую в двух точках, — пару IV_2 , аналогичную цилиндрической; соединение листовой пары и параллельной ей нитевой — пару V_2 четвертого класса; соединение листовой пары и нитевой, когда они пересекают одну прямую, — пару IV_{45} , аналогичную шаровой со штифтом или цепной.

Соединение двух листовых пар накладывает шесть условий связи. Одно из них является избыточным, при котором образуется соединение пятого класса. Избыточная связь требует точной сборки листовых пар.

Если листовые пары пересекают прямую, то получается вращательная пара V_2 (вращение вокруг этой прямой). Такую пару широко применяют на практике в виде «крестового шарнира». Здесь обычно листовые пары сдвинуты вдоль оси. При этом каждую из них можно соединить с обоими звеньями на равных расстояниях от оси (а не на оси), что более благоприятно для ее прочности.

Если листовые пары параллельны, то получается поступательная пара V_3 , применяемая, например, в чертежных кронциркулях. Таким образом, все классы кинематических пар можно выполнить из гибких соединений, что важно для тех случаев, где надо избежать трения.

Кинематическое соединение класса V_2 можно получить и из одних нитевых пар — их требуется пять (нижние схемы табл. 1.3). Такие соединения представляют интерес для подвешивания деталей при определении моментов инерции методом колебаний. В табл. 1.3 внизу слева показана подвеска для колебаний вокруг горизонтальной оси, а внизу справа — подвеска для колебаний вокруг вертикальной оси.

При конструировании таких подвесок важно следить, чтобы нитевые пары были всегда натянуты. Надлежащим выбором размеров (линейных и угловых) можно достичь равенства нагрузок всех нитевых пар.

Цепи целесообразно рассматривать целиком как гибкие связи: сварную — нитевую, шарнирную — листовую. Учитывая, что цепи не могут скользить по звездочкам, каждый участок цепи между двумя звездочками следует рассматривать как отдельную гибкую связь.

В число кинематических пар можно включить и неподвижные соединения, рассматривая их как пары шестого класса. Однако из-за большого их числа в табл. 1.1 они не показаны. Поэтому неподвижные соединения рассмотрены в п. 2.1.

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КЛАССОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРОВ НА ИХ ПОДВИЖНОСТЬ

До сих пор подвижность кинематических пар определяли без учета зазоров. Так и приходится делать, если кинематические пары выполнены в виде подшипников качения, зазоры в которых ничтожны и даже могут быть натяги. При наличии зазоров получается дополнительная подвижность, которую иногда используют для работы механизма.

В качестве примера использования зазоров для увеличения подвижности укажем на зубчатый кардан III_5^1 , применяемый на некоторых автомобилях для соединения коробки передач с промежуточным валом. Зубчатый кардан представляет собой шлицевое соединение с очень малой длиной по сравнению с диаметром, обычно выполняемое с эвольвентным профилем.

Чтобы установить, какие условия связи устраняются в кинематических парах, рассмотрим в качестве примера вращательную пару с цилиндрическим пальцем

(рис. 1.2). За счет зазора относительное поступательное перемещение звеньев равно тоже δ , т. е. при практически встречающихся зазорах оно очень невелико. Зазор быстро оказывается выбранным, и дальше пара передает силу и ограничивает относительное поступательное движение. Следовательно, при наличии зазоров сохраняются силы, передаваемые кинематическими парами и ограничиваемые ими поступательные перемещения.

За счет зазора δ относительный поворот звеньев равен углу $2 \arcsin \delta/b$, перемещение другого конца звена можно найти из подобия треугольников (см. рис. 1.2):

$$\frac{s/2}{L} = \frac{\delta}{b}; \quad s = 2(L/b)\delta.$$

Практически $L/b = 10 \div 100$, откуда $s = (20 \div 200)\delta$. Это перемещение можно использовать для работы механизма и устранения избыточных связей. Если $L = b$, то $s = 2\delta$, т. е. тоже невелико.

Следовательно, при наличии зазоров можно устранить те передаваемые моменты и ограничиваемые относительные вращения, в плоскости действия которых кинематическая пара имеет незначительные размеры по сравнению с длиной звена.

При наличии зазоров вращательная пара V_2 (см. табл. 1.1) теряет возможность передавать моменты M_x и M_z , обращаясь в шаровую пару III'_4 ; цилиндрическая пара IV_2 теряет возможность передавать M_x и M_z и обращается в кольцевую пару II_4 ; поступательная пара V_3 теряет возможность передавать M_x и M_z , обращаясь в шлицевую пару III'_5 (момент M_y , передаваемый зацепляющимися зубьями, сохраняется); винтовая пара V_4 лишается возможности передавать моменты M_x и M_z , обращаясь в винтовую пару III'_5 .

Плоскостная пара III'_2 (см. табл. 1.1) при малых размерах ее по сравнению с размерами звена не может передавать моменты M_x и M_y и обращается в площадочную пару I_4 первого класса. Если же имеет место геометрическое замыкание, то пара представляет собой элемент одного звена в виде кубика, расположенного в пазу элемента второго звена. Тогда передаваемые моменты M_x и M_y можно устранить только при наличии зазоров и малых размерах пары по сравнению с размерами звена.

При силовом замыкании зазоры отсутствуют, так как они устраняются замыкающей силой. Рассмотрим, как будет обстоять дело с угловыми подвижностями на примере площадочной пары I_4 . При повороте одного из звеньев вокруг оси x передаваемая сила перейдет на край площадки, и возникнет добавочный момент $Q(b/2)$. Если ширина площадки b незначительна по сравнению с размерами звена, то добавочный момент будет невелик и не уменьшит подвижности. Поэтому и при силовом замыкании остается положение, установленное выше для геометрического замыкания, т. е. при малых размерах кинематической пары по сравнению с размерами звена угловая связь устраняется.

Эти соображения следует учитывать и при рассмотрении пар II_5 и I_5 (см. табл. 1.1).

Листовая пара передает две силы и момент только при достаточной ширине лент. В противном случае она работает только как нитевая, т. е. накладывает одно условие связи I_3 (см. табл. 1.1). Исходя из этих соображений, в таблице за жирной линией (справа) показаны кинематические пары, условия связи которых найдены с учетом наличия зазоров. Названия этих пар даны в скобках.

Если учитывать зазоры в кинематических парах, то спроектировать механизм без избыточных связей гораздо легче, чем без учета зазоров. Однако такой механизм в изготовлении, сборке и эксплуатации не дает всех выгод механизма без избыточных

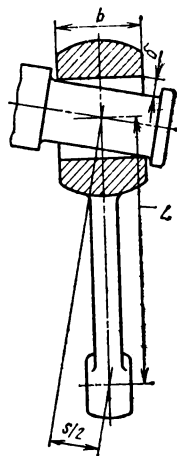


Рис. 1.2. Вращательная пара, имеющая дополнительную угловую подвижность за счет зазоров

связей, так как если тот же механизм рассчитать без учета зазоров, то останутся избыточные связи. Поэтому расчетом с учетом зазоров следует пользоваться только при больших размерах звена по сравнению с размером кинематической пары.

Наиболее важным применением расчета с учетом зазоров является определение избыточных связей, которые приходится оставить в тех случаях, когда полностью их устранить не удастся.

1.4. ПРОВЕРКА МЕХАНИЗМОВ НА ИЗБЫТОЧНЫЕ СВЯЗИ

Выше было установлено, что линейные и угловые отклонения в размерах звеньев не влияют на работу механизма без избыточных связей. Отсюда вытекает общее правило, пригодное для проектирования схем рациональных механизмов: рациональный механизм должен собираться без натягов, даже если в размерах звеньев имеются отклонения от номинальных (линейные и угловые). Иначе, при изменении линейных и угловых размеров звеньев в рациональном механизме не должно получаться натягов (имеется в виду изменение размеров только звеньев, а не кинематических пар).

Это правило можно применить и следующим образом. Разрежем одно из звеньев. Кинематика рационального механизма должна обеспечить возможность соединения его вновь без натяга сближением половинок звена по трем направлениям и путем относительного поворота их вокруг трех осей координат без деформаций звеньев.

При способе, предложенном С. А. Поповым, соединение звеньев необходимо проследить во время сборки. Нужно рассмотреть кинематическую пару в контуре, которую собирают последней, и проследить за сближением звеньев: линейным — по трем осям координат и угловым — поворотом вокруг трех осей координат. В число этих движений не включаются относительные движения звеньев, которые дает подвижность самой пары, но они рассматриваются при определении подвижности, оставшейся в механизме.

Если некоторые перемещения при сближении достигаются движением обоих звеньев, контур замыкается, после чего в механизме остается одна подвижность. Если некоторые перемещения при сближении не достигаются за счет подвижности, а получаются только за счет деформаций звеньев, это укажет на наличие избыточных связей.

Рассмотрим это на примере кривошипно-коромыслового механизма $OABC$ с двумя вращательными парами O и C и двумя шаровыми A и B (рис. 1.3). Пусть последней парой, собираемой в контуре, будет B .

Рассмотрим сближения звеньев при сборке:

по оси x — поворотом кривошипа AO и коромысла BC ; остается подвижность — основная в механизме;

по оси y — поворотом шатуна AB вокруг шаровой пары A ;

по оси z — поворотом шатуна AB вокруг шаровой пары A ;

вокруг оси x — поворотом шатуна AB вокруг шаровой пары A ;

учитывая угловую подвижность самой пары B , остается местная подвижность — вращение шатуна вокруг оси AB ;

вокруг оси y — достигается подвижностью самой пары B ;

вокруг оси z — достигается подвижностью самой пары B .

Для сравнения рассмотрим также аналогичный механизм, но у которого одна из сферических пар A заменена вращательной.

Сближение звеньев при сборке:

по оси x — поворотом кривошипа AO и коромысла BC ; остается подвижность — основная в механизме;

по оси y — поворотом шатуна AB вокруг пары A ;

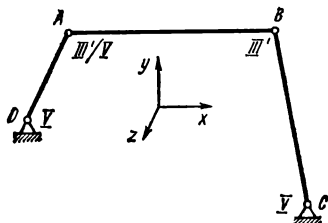


Рис. 1.3. Схема четырехшарнирного механизма для выявления натягов при сборке

по оси z — за счет натяга и деформаций звеньев.

Вокруг осей x , y и z подвижностей не требуется, так как они достигаются за счет подвижностей самой пары.

Изложенное выше показывает, что в качестве последней пары лучше брать пару с наименьшим числом условий связи, тогда придется рассматривать меньше видов сближения звеньев при сборке. Вариантом определения избыточных связей по натягам при сборке является метод подсчета угловых подвижностей, целесообразный для зубчатых механизмов.

В зубчатом зацеплении с цилиндрическими зубьями, чтобы обеспечить линейчатый контакт с равномерной нагрузкой по длине зуба для самоустанавливаемости, необходима одна угловая подвижность на каждое зацепление.

Если число угловых подвижностей в механизме меньше числа зацеплений, то будут избыточные связи, нарушающие равномерное распределение нагрузки по длине зуба. Подробнее об этом см. в гл. 4. Один из способов решения той же задачи предложил А. Ф. Попов.

Кроме того, проверить механизм на наличие в нем избыточных связей можно подсчетом их по структурным формулам. Известно, что авторы структурных формул предназначали последние для определения подвижности механизма, считая известным число учитываемых избыточных связей. Подвижностью механизма называют число обобщенных координат (линейных и угловых), которые необходимо задать для определенности положения механизма.

Подвижность механизма легко установить и при внешнем осмотре механизма (получается проще и надежнее, чем по структурной формуле). Таким путем целесообразнее определять подвижность, подставляя ее значение в структурную формулу и находя из последней число избыточных связей. Ошибки при определении подвижности легко обнаружить по нелепому числу избыточных связей (например, отрицательному).

Если будет пропущена подвижность, то она обнаружится в виде отрицательной избыточной связи. Если же будет записана несуществующая подвижность, то при расчете это даст лишнюю избыточную связь.

Подвижность механизма может быть общая и местная (пассивная). Местной условимся называть такую подвижность, которая не влияет на подвижность механизма в целом. Такую подвижность имеют ролики (вследствие возможного проскальзывания), блоки, шкивы, плавающие втулки и пальцы, шатуны и цилиндрические ползуны с шаровыми головками, а также кольца подшипников качения при их подвижной посадке. Шарики в желобе, кроме проскальзывания, имеют три местные подвижности — вращения вокруг трех осей координат. Звенья с местной подвижностью иногда применяют для обеспечения равномерного изнашивания кинематических пар (плавающие пальцы и втулки, плоские толкатели в кулачковых механизмах).

Местную подвижность могут иметь и группы звеньев. В большинстве случаев такая подвижность недопустима. Этот вопрос рассмотрен ниже.

Для вывода структурной формулы воспользуемся классами кинематических пар, т. е. числом связей, обусловленных данной парой.

Если число подвижных звеньев равно n , то они имеют $6n$ степеней свободы (каждое звено — три перемещения по трем осям координат и три вращения). Для определения подвижности механизма из них надо вычесть связи, накладываемые кинематическими парами.

Число p_i кинематических пар i -го класса накладывает ip_i условий связи, а все кинематические пары — $\sum_{i=1}^{i=5} ip_i$ условий связи. Однако вычитать следует

не все связи, так как избыточные связи, число которых обозначим q , дублируют другие связи, не уменьшая подвижности механизма, а только обращая его в статически неопределимую систему. Поэтому подвижность механизма

$$\omega = 6n - \left(\sum_{i=1}^{i=5} ip_i - q \right).$$

Эта формула (в несколько ином виде и без точной формулировки избыточных связей) предложена А. П. Малышевым.

$$\text{Отсюда} \quad q = w - 6n + \sum_{i=1}^{i=5} ip_i,$$

или, в развернутом виде,

$$q = w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I. \quad (1.1)$$

Формулу А. П. Малышева можно также вывести из рассмотрения формул для определения как внешних, так и внутренних (в кинематических парах) нагрузок в механизме.

В статически определимом механизме уравнений равновесия звеньев хватает для определения этих нагрузок. В механизме с избыточными связями их приходится дополнять уравнениями деформаций. Число таких уравнений и будет равно числу избыточных связей.

Число внешних нагрузок — сил или моментов равно $w + 1$, что легко проверить на механизмах с $w = 1$; 2 и т. д. Одна нагрузка всегда задана, поэтому число неизвестных — w . Каждая кинематическая пара i -го класса передает i нагрузок (сил и моментов), которые и будут неизвестными, а у всех пар будет $\sum_{i=1}^{i=5} ip_i$ неизвестных.

Всего в механизме $w + \sum_{i=1}^{i=5} ip_i$ неизвестных; уравнений равновесия n звеньев будет $6n$. Недостающих уравнений, которые восполняются уравнениями деформаций, $q = w + \sum_{i=1}^{i=5} ip_i - 6n$, т. е. получается формула А. П. Малышева.

Интересно отметить, что у звена с местной подвижностью момент внешних сил вокруг соответствующей оси должен быть равен нулю, что может служить для контроля вычислений.

Другую структурную формулу предложил О. Г. Озол [20]. Он поддерживает целесообразность устранения избыточных связей и сразу дает формулу для определения их числа, т. е.

$$q = w + 6k - f, \quad (1.2)$$

где k — число независимых контуров в механизме, отличающихся от других контуров по крайней мере одним звеном или одной кинематической парой; $f = p_V + 2p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I$ — сумма подвижностей кинематических пар.

Выведем формулу О. Г. Озола методом, предложенным Е. Ю. Будыкой [2]. Для сборки одного независимого контура необходимо иметь три линейные подвижности и три угловые вокруг трех осей координат, а для всех контуров $w + 6k$.

Число избыточных связей q есть разность числа необходимых подвижностей $w + 6k$ и подвижностей f , имеющихся у кинематических пар, откуда $q = w + 6k - f$, т. е. та же формула О. Г. Озола.

Чтобы вывести формулу для определения k , приравняем формулы А. П. Малышева (1.1) и О. Г. Озола (1.2) и подставим значение

$$\begin{aligned} w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I &= w + 6k - \\ &- (p_V + 2p_{IV} + 3p_{III} + 4p_{IV} + 5p_I) \end{aligned}$$

или

$$-6n + 6(p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I) = 6k,$$

но

$$p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I = p,$$

поэтому

$$k = p - n. \quad (1.3)$$

Это самая общая формула для определения числа независимых контуров, но она справедлива только для тех механизмов, у которых имеется стойка. Если неподвижного звена нет, то к результату, полученному по формуле (1.3), надо прибавлять единицу.

Н. Е. Шамайденко предложил независимым контуром считать такой, который отличается от других по крайней мере одним звеном или одной кинематической парой.

Я. Я. Гайпель предложил число контуров считать как две суммы контуров: у первой стороной всех контуров служит стойка, у второй контуры замыкаются внутри подвижных звеньев. Первая сумма равна числу звеньев, соединенных со стойкой без единицы; вторая легко находится внешним осмотром механизма.

На основании формулы (1.2) О. Г. Озолом сделаны следующие обобщения, полезные для проектирования механизмов:

разомкнутая кинематическая цепь не имеет избыточных связей;

в одноконтурном механизме с подвижностью, равной единице (подавляющее большинство случаев), в основном контуре многоконтурных механизмов сумма подвижностей кинематических пар равна семи (если нет избыточных связей).

Можно это дополнить еще одной зависимостью: когда к основному контуру присоединяют двухзвенную группу (рис. 1.4), сумма подвижностей ее пар равна шести (при $q = 0$).

Формулы О. Г. Озола и А. П. Малышева равноценны. Кроме формул А. П. Малышева и О. Г. Озола известна структурная формула П. О. Сомова:

$$\omega = n + f - p - 5k + q,$$

или, определяя q , имеем

$$q = \omega - n + p + 5k - f.$$

В эту формулу входят очень много параметров: и подвижности механизма, и число звеньев, и число кинематических пар, и число контуров, и подвижности кинематических пар. Пользоваться ею неудобно, поэтому она имеет только историческое значение. Если в ней заменить $p - n = k$, то получим формулу О. Г. Озола $q = \omega + 6k - f$.

Для проектирования механизмов без избыточных связей можно применить и метод наложения групп, предложенный Ассуром. При этом механизм образуется из начального механизма (обычно кривошипа) и присоединяемых к нему групп нулевой подвижности. Чтобы избежать избыточных связей, необходимо их отсутствие как в начальном механизме, так и в присоединяемых группах.

В чистом виде этот метод не позволяет использовать все возможности. В гл. 2 будет показано, что в начальном механизме или в присоединяемой группе можно оставлять подвижности, которые будут устранены связями следующей присоединяемой группы, т. е. присоединять сразу систему из двух групп, в которой не должно быть ни избыточных связей, ни вредных подвижностей.

В. В. Соломин для проектирования механизмов без избыточных связей предложил табличный метод. В таблицах в зависимости от числа звеньев механизма приведены возможные комбинации кинематических пар, из которых и выбирается наилучшая для данного конкретного случая [35].

В настоящее время наибольшее распространение получили плоские механизмы, в которых звенья движутся в параллельных плоскостях. Определять число избыточных связей для этих механизмов следует по формулам А. П. Малышева и О. Г. Озола. Однако при решении вопроса о том, какие избыточные связи следует оставить, когда не удается устранить их полностью, можно пользоваться и плоской схемой. Для этого можно рассматривать проекцию всех звеньев на одну плоскость или совмещать все звенья с одной плоскостью. Такие приемы являются искусствен-

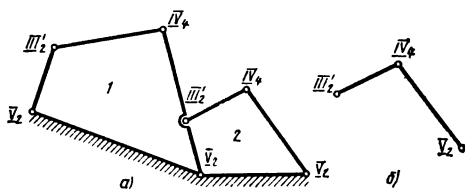


Рис. 1.4. Механизмы:

а — двухконтурный; б — двухзвенная группа

ными, так как обычно звенья и кинематические пары располагаются в параллельных плоскостях (например, кривошип и шатун).

На плоской схеме нельзя обнаружить силы, действующие по оси z^1 , с соответствующими избыточными связями и моменты вокруг осей x и y также с соответствующими избыточными связями, которые бывают у плоских механизмов. На этой схеме можно исследовать только силы по осям x и y , моменты вокруг оси z и соответствующие им избыточные связи, которые обозначим через q_{Π} .

Вообще, плоская схема не может полностью отразить работу механизма, так же как одна проекция не может полностью его изобразить. Подвижность ω_{Π} механизма на плоской схеме отличается от действительной подвижности ω , так как плоская схема не учитывает вращения звеньев вокруг осей, расположенных в плоскости xy (например, вращения шатуна с шаровыми головками вокруг своей оси).

Выведем формулу для плоской схемы. Любое подвижное звено на плоскости имеет три степени свободы, а всего $3n$ степеней свободы.

Каждая вращательная пара, независимо от того, является ли она парой пятого, четвертого, третьего или даже второго класса (кольцевания), на плоской схеме накладывает два условия связи — ограничивает перемещения по осям x и y . Каждая поступательная пара, независимо от того, является ли она парой пятого, четвертого (например, тронковый поршень) или третьего класса, накладывает на плоской схеме два условия связи — ограничивает перемещение в направлении, перпендикулярном к перемещению в этой паре, и ограничивает вращение вокруг оси, перпендикулярной к плоскости механизма. Следовательно, на плоской схеме низшие пары наложат $2r_{\Pi}$ условий связи ².

Каждая высшая пара (второго или первого класса) наложит на плоской схеме одно условие связи — ограничит перемещение по нормали. Гибкие связи (нитевые или листовые) на плоской схеме накладывают одно условие — ограничивают продольное перемещение. Следовательно, все высшие пары и гибкие связи наложат $r_{\text{в}}$ условий связи, где $r_{\text{в}}$ — сумма числа высших пар и гибких связей.

Подвижность механизма по плоской схеме, учитывая избыточные связи,

$$\omega_{\Pi} = 3n - (2r_{\Pi} + r_{\text{в}} - q_{\Pi}). \quad (1.4)$$

Эта формула тоже впервые предложена А. П. Малышевым. Из нее

$$q_{\Pi} = \omega_{\Pi} - 3n + 2r_{\Pi} + r_{\text{в}}. \quad (1.5)$$

Условимся называть ее «плоской формулой А. П. Малышева» ³. Структурную формулу для плоской схемы дал также и О. Г. Озол:

$$q_{\Pi} = \omega_{\Pi} + 3k - f_{\Pi}, \quad (1.6)$$

где f_{Π} — число подвижностей кинематических пар на плоской схеме. Эту зависимость можно также вывести из формулы (1.5). Поступательная и вращательная пары здесь имеют по одной подвижности, высшая и гибкая — по две.

Плоская схема не является единственной искусственной схемой, применяемой при исследовании механизмов. Встречающиеся на практике сферические механизмы (конические колеса, карданные шарниры) очень удобно исследовать на сферической схеме, рассматривая проекцию всех звеньев на сферу или совмещая все звенья с одной шаровой поверхностью.

Вывод формулы для подвижности $\omega_{\text{с}}$ и числа избыточных связей $q_{\text{с}}$ по сферической схеме отличается от вывода аналогичных формул для плоской схемы только отсутствием гибких связей и потому здесь не приведен.

¹ Здесь и ниже на всех чертежах будем считать, что ось x направлена горизонтально, ось y — вертикально в плоскости чертежа, ось z — перпендикулярно плоскости чертежа.

² Здесь под низшими парами следует понимать поступательную и вращательную. Винтовую пар не рассматриваем, так как механизмы с такими парами не могут быть плоскими.

³ Точнее — это формула А. П. Малышева для плоской схемы. Ее часто называют формулой П. Л. Чебышева, что неправильно, так как П. Л. Чебышев дал формулу $3m - 2(n + v) = 1$, где m — число подвижных звеньев, $n + v$ — число шарниров, т. е. он не рассматривает поступательных пар, высших пар, избыточных связей и берет подвижность, равную единице.

Окончательно имеем формулы

$$\omega_c = 3n - 2p_n - p_v + q_c$$

$$q_c = \omega_c - 3n + 2p_n + p_v. \quad (1.7)$$

Сказанное полностью объясняет замеченную И. И. Артоболевским применимость «плоской» формулы А. П. Малышева к сферическим механизмам.

Следует отметить, что свои структурные формулы предлагали многие ученые. Среди них И. И. Артоболевский, В. В. Добровольский, Кутибях, Витенбауэр, Сильвестр, Гохман и др. Однако дать формулы, пригодные для практического применения, смогли только А. П. Малышев и О. Г. Озол. Плоские формулы можно выразить через два параметра из шести: n и p (по А. П. Малышеву), k и f (по О. Г. Озолу), а также полного числа звеньев s и числа узлов фермы p_y . Комбинируя их, можно получить 13 формул. Эти формулы приведены в первом издании книги; практического значения они не имеют.

1.5. МЕТОД ПОДВИЖНОСТЕЙ В КОНТУРЕ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРЫ МЕХАНИЗМОВ

Структурная формула А. П. Малышева или равноценная ей формула О. Г. Озола дает одну зависимость между структурными параметрами механизма, а их много. Поэтому однозначного решения о выборе параметров механизма эти формулы не дают. Лучше решается вопрос по условию сборки (см. с. 18).

При конструировании рациональных механизмов надо уметь определить в заданном механизме (т. е. при известных кинематических парах и их расположении), где и какие имеются подвижности и избыточные связи. Ответ на этот вопрос дает исследование подвижностей в контуре механизма, что и приводится ниже.

Из формулы (1.2)

$$f = 6k + \omega - q,$$

где q — избыточные связи; ω — подвижность, включая и местную; $k = p - n$ — число независимых контуров; f — сумма подвижностей.

Чтобы решить это уравнение, разложим сумму подвижностей кинематических пар f по осям координат. Так как f представляет арифметическую сумму подвижностей, то и в разложение войдет арифметическая сумма

$$f = f'_x + f'_y + f'_z + f''_x + f''_y + f''_z; \quad (1.8)$$

здесь f'_x — сумма линейных подвижностей по оси x ; f''_x — сумма угловых подвижностей вокруг оси x и т. д.

Большое удобство этой зависимости состоит в возможности пользования различными системами координат. Можно применять как прямоугольную, так и косую систему координат, но нельзя только располагать все три оси в одной плоскости, так как тогда не будет учтена подвижность в направлении, перпендикулярном к этой плоскости. Для линейных и угловых подвижностей можно брать одинаковые или различные оси координат, а подвижность рассматривать под углом к данной оси координат, но обязательно отличным от 90° , чтобы она давала проекцию на этой оси координат.

Схему подвижностей покажем на примере четырехшарнирного механизма с парами пятого класса (рис. 1.5). Рассмотрим контур $ABCD$. На этой схеме подвижности разделены на плоские и неплоские. Плоские подвижности для плоскости $хоу$ будут $f_n = f'_x + f'_y + f''_z$, обеспечивающие движение в этой плоскости, — на схеме показаны в левом прямоугольнике. Неплоские подвижности $f_n = f''_x + f''_y + f'_z$, обеспечивающие движение вне этой плоскости, показаны в правом прямоугольнике.

Каждая буква, обозначающая кинематическую пару на схеме механизма, на структурной схеме обозначает одну подвижность. Например, A в левом прямо-

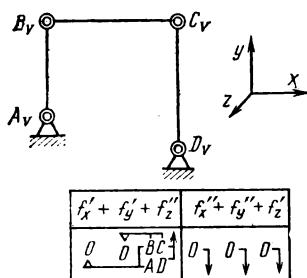


Рис. 1.5. Подвижности в контуре четырехшарнирного механизма с парами пятого класса

вом прямоугольнике будут два нуля. Поэтому в правом столбце будут еще два нуля. Отсутствие одной из шести подвижностей в контуре (нуль на схеме) означает избыточную связь, которую обозначаем стрелкой, направленной вниз. Аналогично, стрелка, направленная вверх, обозначает внешнюю подвижность (степень свободы) механизма.

Для одноконтурного механизма, чтобы контур сомкнулся без натяга, необходимо наличие всех трех угловых подвижностей, т. е. $f'_x \geq 1$; $f'_y \geq 1$; $f'_z \geq 1$. Отсутствие хотя бы одной из этих подвижностей будет означать натяг и избыточную связь.

Для линейных подвижностей, при наличии избытка угловых подвижностей, аналогичное условие необязательно. Причина — линейное сближение при сборке может происходить не только за счет линейной подвижности кинематических пар, но и за счет поворота звеньев вокруг оси, перпендикулярной к направлению линейной подвижности (см. рис. 1.5). Поэтому линейная подвижность может быть заменена угловой подвижностью около оси, перпендикулярной направлению линейной подвижности. Необходимо только проверить наличие звена, которое при этом повороте дало бы линейное перемещение в нужном направлении и чтобы эта возможность не нарушалась в некоторых положениях механизма, например в мертвых точках.

Рассмотрим замену недостающей подвижности f'_x . Она нужна, чтобы замкнуть контур, например, в паре D (рис. 1.6, а). Здесь подвижности изображены в виде перемещений, что и будет в действительности, если изобразить механизм в начальном и конечном положениях за конечный промежуток времени. Для этого надо повернуть кривошип AB , тогда шарниры B , C и D переместятся на f'_x . Направления BC и CD остаются неизменными. В повороте участвуют пары A и B . Обозначение: на схеме рис. 1.5 они соединяются скобкой, идущей к зигзагообразной стрелке. Одна скобка обозначает одну подвижность на обе пары. В этом нет ничего абсурдного, так как, например, одна общая подвижность механизма обеспечивает движение многих кинематических пар. Здесь f'_x — заменяемая линейная подвижность (горизонтальная), f'_z — заменяющая угловая подвижность (вокруг оси z , к ней перпендикулярная), AB — заменяющее звено, перпендикулярное к f'_x и f'_z , направление которого находится по расположению AB на схеме механизма (вертикальное).

Вообще заменяемая и заменяющая подвижности, а также заменяющее звено направлены по трем взаимно перпендикулярным осям координат (точнее — близко к перпендикулярным).

Аналогично заменяется f'_y через f'_z и звено BC (BC_1 и BC_2 — два положения этого звена) (рис. 1.6, б) и зигзагообразная стрелка на структурной схеме (см. рис. 1.5). Скобка, соединяющая C и D , остается как общая подвижность механизма.

угольнике и третьем столбце обозначает одну угловую подвижность вокруг оси z , т. е. f'_z . Если пара имеет пять подвижностей, то в схеме она записывается пять раз, и т. д.; также обстоит дело с парой A_V в механизмах, показанных на рис. 1.7, 1.9, 1.11 и 1.13.

Сферические пары B'_{III} и C'_{III} (трехподвижные) на рис. 1.7 должны записываться в трех столбцах: f'_z , f'_x и f'_y . Линейчатая пара B_{II2} (четыреподвижная) на рис. 1.9 должна записываться в четырех столбцах: f'_x , f'_z , f'_y и f'_z . Если изменится направление пары, то и записываться она должна в соответствующих столбцах. Каждая кинематическая пара должна записываться в строке только своего контура. На рис. 1.5 в кинематических парах линейных подвижностей нет, поэтому в левом и в правом один ноль. Нет угловых f'_x и f'_y ,

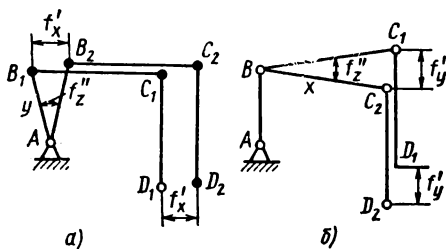


Рис. 1.6. Замена линейных подвижностей угловыми:

а — f'_x через f''_z ; б — f'_y через f''_z

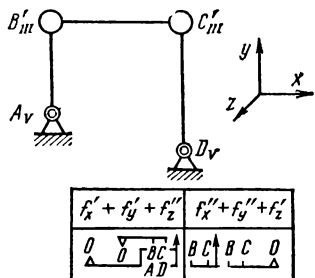


Рис. 1.7. Подвижности в контуре механизма с двумя шаровыми парами

Подвижности f'_z , f''_x и f''_y (см. рис. 1.5) остаются равными нулю; заменить их нечем, поэтому здесь будут избыточные связи.

На рис. 1.7 избыточных связей нет, но добавляются угловые подвижности f''_x и f''_y вокруг осей x и y у сферических пар B и C .

Подвижности f''_x у двух пар B и C дают местную подвижность (показана скобой) — вращение шатуна вокруг своей оси. Следует отметить, что и в местной подвижности всегда участвуют две кинематические пары.

Подвижности f''_y пар B и C при заменяющем звене BC заменяют линейную подвижность f'_z и устраняют соответствующую избыточную связь. Эта замена показана на рис. 1.8, г. На этом рисунке показаны все шесть вариантов замен линейных подвижностей угловыми. Ориентиром служит расчетная плоскость, взятая перпендикулярно оси z , показанная прямоугольником.

На рис. 1.8, а и б показаны плоские замены. Здесь заменяющая подвижность f''_z . Эти случаи разобраны выше на рис. 1.6, а и б. Они встречаются у многих механизмов, в том числе и у пространственных.

На рис. 1.8, в и г — неплоские замены. Заменяемая подвижность f'_z . Эти замены не встречаются в зубчатых передачах с прямыми зубьями и кулачковых механизмах, так как у них есть соответствующая подвижность.

На рис. 1.8, д и е — неплоско-плоские замены. Заменяющее звено по оси z . Они не встречаются в одноплоскостных механизмах, у которых $z = 0$.

Вообще все три вида замены хорошо характеризуются осью z , перпендикулярной к расчетной плоскости.

При плоских заменах по оси z — заменяющая подвижность f''_z , при неплоских по оси z — заменяемая подвижность f'_z , при неплоско-плоских — заменяющее звено z .

На рис. 1.7 всего три замены, из них две плоские и одна неплоская. Неплоско-плоских замен нет.

Интересно разобраться в динамической (силовой) сущности замены подвижностей. В ней участвуют угловая подвижность, заменяющее звено и линейная подвижность (аналогично моменту, плечу и силе).

На рис. 1.7 уравнений статики $6 \times 3 = 18$, из них уравнений моментов $3 \times 3 = 9$, а замен — 3. Разберемся, какие же из уравнений моментов используются в этих элементах. В парах A и D — моменты вокруг оси z , т. е. те моменты, которые они не могут передать вследствие наличия соответствующей подвижности. В парах B и C (сферических) используются моменты вокруг всех трех осей, т. е. тоже те, которые они не могут передавать. Отсюда вывод: в уравнения моментов, интерпретирующих замену подвижностей, входят только фиктивные моменты, т. е. моменты, которые кинематические пары не могут передавать вследствие наличия соответствующих подвижностей. Такие фиктивные моменты входят в замены для общей и местной подвижностей. Конечно, действительные моменты и силы сохра-

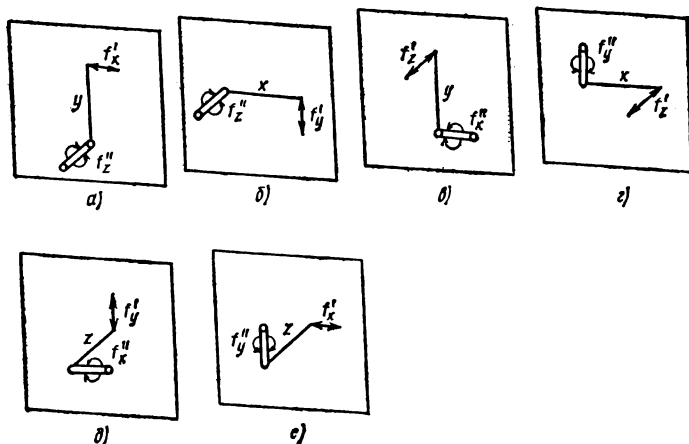


Рис. 1.8. Возможные замены подвижностей

няются и передаются соответствующими условиями связи в кинематических парах. В качестве примера рассмотрим одинарную зубчатую передачу с линейчатым контактом зубьев (IV_2) и с одним из валов, опирающимся на цилиндрическую пару IV_2 (рис. 1.9). Здесь удобно ось x направить по касательной к зубу, ось y — по нормали и ось z — вдоль оси вращения колес.

Линейные подвижности: по оси x — скольжение зубьев в паре B_{II} , $f'_x = 1$; по оси y — нормаль к зубу, $f'_y = 0$; по оси z — осевое скольжение зубьев в паре B и осевая подвижность пары C_{IV} , $f'_z = 2$. Угловая подвижность вокруг оси x $f''_x = 0$, вокруг оси y — относительное вращение вокруг нормали B_{II} $f''_y = 1^*$ и вокруг оси z — во всех трех кинематических парах ABC $f''_z = 3$.

Распределение подвижностей: f'_x — на замыкание контура; f'_z — на замыкание контура и на местную подвижность механизма — вредную; $f''_x = 0$ вызовет избыточную связь — неравномерное распределение нагрузки по длине зуба; $f'_y = 1$ — на замыкание контура; $f''_z = 3$ — на замыкание контура, замену f'_y и на основную подвижность механизма.

Рассмотренный механизм неработоспособен, так как в нем не те подвижности, которые нужны, поэтому в механизме остались осевая подвижность одного из валов (колеса разойдутся при работе) и избыточная связь, вызывающая неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Предлагаемый метод можно применить и для пространственных механизмов. Здесь подвижность кинематической пары (линейная или угловая) может располагаться под углом к осям координат и его не всегда можно избежать выбором даже косоугольных осей координат. Тогда следует все подвижности отнести к одной из этих осей — той, где они могут быть использованы, и желательно осью, составляющей

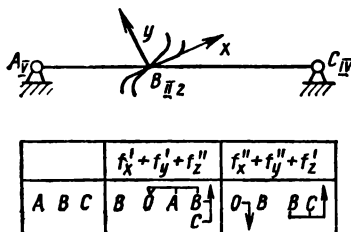


Рис. 1.9. Подвижности в контуре цилиндрической зубчатой передачи с вредной подвижностью

* При этом принято, что линейный контакт зубьев сохраняется. Это допустимо, так как приведенные подсчеты показали, что даже при наибольших отклонениях осей от параллельности зазоры по концам длины зуба намного меньше деформаций зубьев.

с подвижностью небольшой угол. Это естественно, так как только по одной оси координат перемещение независимо, а по другой оно будет зависеть от тангенса угла наклона. Здесь обстоит дело так же, как и в винтовой паре, у которой есть и линейное и угловое перемещения, но независимое перемещение только одно, поэтому ее считают одноподвижной.

Для примера рассмотрим механизм двойного кардана, но без шлицевого соединения (рис. 1.10). Ось x возьмем по оси промежуточного вала. Здесь все шесть кинематических пар — вращательные пятого колеса — не имеют линейной подвижности, поэтому все три линейные подвижности f'_x , f'_y и f'_z равны нулю. Угловые подвижности ведущего и ведомого валов на основании вышесказанного отнесем к оси x , поэтому A и F записываем в столбец f'_x . При подсчете угловых подвижностей вокруг оси y и оси z можно: или оси y и z взять параллельно осям шарниров карданов, или рассмотреть механизм в положении, когда с плоскостью осей совпадают вилки карданов на промежуточном валу, или отнести подвижности в шарнирах карданов к одной из осей координат. Во всех случаях в столбец f'_y записываем B и E , а в столбец f'_z C и D .

Подвижность вдоль оси x отсутствует, $f'_x = 0$. Заменить ее угловой подвижностью нельзя, так как в механизме нет звена, перпендикулярного оси x , поворот которого дал бы соответствующее перемещение, и нет избытка угловых подвижностей. Поэтому получается избыточная связь, создающая натяг вдоль оси вала. Это и показано стрелкой в таблице на рис. 1.10.

Отсутствующие подвижности f'_y и f'_z заменяются угловыми подвижностями f'_z и f'_y , имеющимися в избытке благодаря наличию промежуточного вала, перпендикулярного осям y и z , заменяющим звенья CD и BE , который может сделать соответствующий поворот.

Вторая подвижность вокруг оси x будет подвижностью механизма.

Следовательно, двойной карданный шарнир при кинематических парах, показанных на рис. 1.10, имеет одну подвижность и одну избыточную связь, создающую натяг вдоль оси вала. Для ее устранения необходимо на валу поставить подвижное шлицевое соединение.

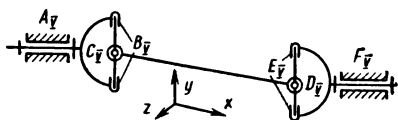
Кардан в плоскости зубчатого колеса устраняет в нем две избыточные связи. Можно ставить два кардана в этой плоскости, но обязательно на разных звеньях, что устранил четыре избыточные связи. Кардан, смещенный на длину карданного вала, устраняет две линейные избыточные связи.

Нельзя ставить на одном валу два смещенных кардана, так как вместо устранения еще двух избыточных связей получим две поперечные линейные подвижности.

Избыточные связи и подвижности в механизме можно определять, рассматривая подвижности в контуре, которые удобно разложить по трем осям координат. Для замыкания каждого контура необходимо шесть подвижностей: три линейные и три угловые. Линейную подвижность может заменить угловая вокруг оси, перпендикулярной к линейной поверхности, если угловая подвижность имеется в избытке и если есть звено, поворотом которого достигается эта замена, т. е. направленное по третьей оси координат или близко к ней.

Отсутствие одной из подвижностей указывает на натяг и избыточную связь. Наличие двух подвижностей одного вида указывает на подвижность в механизме — общую или местную.

Метод использования подвижностей в контуре можно применить и к многоконтурным механизмам. Поясним это на примере механизма с прицепным шатуном (рис. 1.11). Первый контур $ABCD$ возьмем через кривошип, основной шатун и горизонтальный ползун. Второй $ABEFG$ — через кривошип, основной шатун, при-



	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f'_x + f'_y + f'_z$
ABCDEF	0 \downarrow δ \overline{CD}	\uparrow δ \overline{BE} \downarrow δ \overline{FG}

Рис. 1.10. Подвижности в контуре двойного карданного шарнира

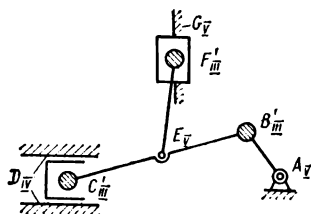


Рис. 1.11. Подвижности в двухконтурном механизме

	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$A B C D$	$D \rightarrow B C$	$C D \rightarrow B C$
$A B E F G$	$Q G E F$	$B F F D$

цепной шатун и вертикальный ползун. В первом контуре угловые подвижности f''_y и f''_z пойдут на замену линейных подвижностей f'_z и f'_y для замыкания контура. Оставшаяся угловая подвижность f''_z пойдет как общая подвижность механизма, а f'_x как местная — вращение ползуна CD вокруг своей оси.

Во втором контуре одна угловая подвижность f''_z пойдет на замену линейной подвижности f'_x , другая — для замыкания контура. Одна угловая подвижность f''_x пойдет на замену линейной f'_z , другая — для замыкания контура.

Таким путем, переходя от контура к контуру, можно исследовать весь механизм.

В сложных механизмах, например планетарных, число контуров доходит до 12 и более. Поэтому важно сократить число контуров, чтобы упростить решение. Здесь приведены три способа.

Первый способ. Когда два звена соединены несколькими кинематическими парами, включенными параллельно, накладываемые ими условия связи складываются. Из этого условия следует найти замещающую кинематическую пару, конечно, учитывая возможность возникновения избыточных связей, которые здесь следует определять. Тогда из формулы $k = p - n$ следует, что и число контуров уменьшится.

Например, между колесной парой и рельсами можно рассматривать три точечные пары: два касания конических частей банджа и касание реборды, или рассматривать как одну пару третьего класса (III''_0). Тогда на каждую колесную пару число контуров уменьшится на два.

Второй способ. Можно отдельно рассмотреть блок из нескольких звеньев. Например, в планетарных механизмах удобно рассмотреть блок из солнечного колеса, венца, водила и соединяющих их сателлитов и найти в нем избыточные связи и подвижности. Тогда эти избыточные связи войдут в число избыточных связей механизма, а подвижности добавятся к числу подвижностей кинематических пар в оставшихся контурах. Число этих контуров уменьшится на число контуров, рассмотренных в блоке, и будет очень невелико, поэтому их рассмотрение трудностей не составит. Такой прием в дальнейшем будет изложен в п. 5.5.

Третий способ. Подвижности можно рассматривать сразу в нескольких контурах. Конечно, число подвижностей для замыкания контуров возрастет пропорционально числу этих контуров. Выявление местных подвижностей и избыточных связей здесь будет несколько труднее, чем при раздельном рассмотрении контуров.

Кроме того, можно упростить работу по распределению между контурами подвижностей тех пар, которые входят в несколько контуров. Для облегчения расчетов ниже приводятся предлагаемые правила.

Правила исследования структуры механизма методом подвижностей в контуре.

А. Способы сокращения числа расчетных контуров.

1. Если между двумя звеньями имеется несколько кинематических пар, надо заменить их одной, условие связи которой равно сумме условий связи этих пар. Это сократит число контуров, что упростит решение, а в некоторых случаях даст единственно возможное решение.

2. Если между двумя звеньями имеется два поводка первого класса, заменить их одним поводком второго класса и т. д. Преимущества те же, что и в § 1.

3. Имеющийся структурный блок рассматривать как структурную группу с известными подвижностями и связями.

Б. Способы выбора расчетной плоскости и контуров.

4. Выбирать расчетную плоскость (из трех координатных плоскостей) так, чтобы было наименьшее число неплоско-плоских замен, т. е. наименьшее число звеньев, перпендикулярных этой плоскости.

5. Контуры выбирать так, чтобы число кинематических пар, находящихся только в одном контуре (одноконтурных), было больше, а пар, каждая из которых входит в несколько контуров, меньше. Для этого одноконтурные пары обозначать точками над буквами.

6. Стараться брать короткие контуры, так как повторение кинематических пар в таблице только усложняет работу. В контуры должны войти все звенья и все кинематические пары, он должен начинаться и кончаться на одном и том же звене (обычно стойке).

В. Порядок заполнения структурной схемы.

7. В среднем прямоугольнике записывать плоские подвижности $f_{\text{п}}$, а в правом — неплоские $f_{\text{н}}$. Подвижность кинематической пары можно записывать только в тот контур, в который она входит. В структурную схему должны войти все кинематические пары и все подвижные звенья, включая и их части.

8. Начинать с записей одноконтурных пар.

9. Начинать с устранения избыточных связей путем заполнения всех мест в структурной схеме и только после всех замен оставшиеся подвижности кинематических пар использовать для установления местных подвижностей механизма.

10. Подвижности многоконтурных кинематических пар относить к тому контуру, где они устраняют избыточную связь, а не к тому, где они создают местную подвижность.

11. Подвижности многоконтурных пар, входящих в большое число контуров, оставлять напоследок, так как ею легко маневрировать.

12. Отсутствующие подвижности записать нулями в структурной схеме. На их место передавать подвижности из другого контура, используя многоконтурные пары.

13. Если нет соответствующих линейных подвижностей, передавать угловые подвижности, выбирая их так, чтобы вместе с уже имеющимися угловыми подвижностями осуществлять замену недостающих линейных.

14. Если избыточные связи хорошо известны, то их сразу записать в структурную схему.

15. Кинематические пары в структурной схеме записывать в той последовательности, в которой они стоят в контуре, начиная с пары, соединенной со стойкой. Подвижность кинематической пары можно записывать только в тот контур, в который она входит. Можно обе угловые подвижности записывать в один контур, а замененную линейную передавать в другой.

У пар I и II при составлении таблицы подвижностей выгодно сначала проставлять нули, где есть связи (которых намного меньше, чем подвижностей), а потом заполнять оставшиеся места.

Г. Структурные схемы для сложных механизмов.

16. В трехпроводковой группе оставшаяся подвижность одного контура идет на замыкание второго (вместо поворота звена) — передается из контура в контур.

17. В СПС группе¹ при замене линейной подвижности вся группа поворачивается вокруг оси, соединяющей неподвижную опорную пару с третьей опорной парой. Ее обозначение записываем на одной вертикали с неподвижной парой, в скобках, так как она не входит в подсчет числа подвижностей.

18. Если подвижности никак не укладываются в одну систему осей координат, то можно брать несколько систем, но следить чтобы в каждом контуре все три линейные или все три угловые подвижности не попадали в одну плоскость. Каждое плавающее звено между плоскостями дает две замены плоских линейных подвижностей неплоскими угловыми.

При использовании тросов каждый блок уменьшает на единицу число кинематических пар, а следовательно, и контуров, поэтому число контуров может стать отрицательным.

¹ О СПС группе будет сказано в § 2.12.

Полезно комбинировать метод подвижности в контуре с методом уточненных структурных формул; это позволяет избежать ошибок, а также указывает пути замены подвижностей.

Особые случаи при замене подвижностей.

1. В косозубых колесах — винтовым движением вместо поворота; в этом случае угловая подвижность заменяется линейной вокруг той же оси.

2. В СПС группах поворотом всей группы вместо одного звена.

3. Может быть и поворот всего механизма вокруг оси, проходящей через две пары.

Для облегчения исследования структуры механизма в некоторых случаях можно разложить сложный механизм на несколько простых и рассматривать их отдельно. Проще всего это получается, когда две машины соединены шарнирной муфтой, не пропускающей избыточных связей.

Давно известен метод Ассура, когда сложный механизм разлагается на начальный с подвижностью единица и присоединенные группы нулевой подвижности. Но это не всегда возможно и не дает лучшее решение.

Можно рассматривать общий случай. Начальный механизм можно брать с подвижностью больше единицы и с местными подвижностями. Важно только, чтобы на его подвижности не влияли присоединенные группы. Аналогично на подвижность предыдущих групп не должны влиять последующие присоединенные группы, которые тоже могут быть и ненулевой подвижности. Тогда контуры и подвижности четко разделяются между начальным механизмом и присоединенными группами.

Метод контуров выгоден тем, что при рассмотрении вариантов уменьшения избыточных связей изменяется только число кинематических пар, так как число контуров обычно сохраняется (а при связях изменяются сразу два параметра: число звеньев и число пар).

Распределение подвижностей между контурами на их схеме рассмотрим на примере уравнительного механизма для трех подпятников V_1 , заменяющего одну сферическую пару III' , т. е. обеспечивающего $f'_x = 1$, $f'_y = 1$ и $f'_z = 1$ (рис. 1.12, левая часть схемы подвижностей). На этом рисунке показана последовательность заполнения схемы подвижностей. Здесь много контуров, поэтому удобно показать распределение подвижностей. В первом прямоугольнике точками над буквами обозначены одноконтурные пары.

Начинаем с одноконтурных пар, т. е. таких, подвижность которых участвует только в одном контуре. Обозначаем их точками над буквами. В первых прямоугольниках записываем обозначения контуров; во вторых заполняем только одноконтурные подвижности. Где возможно, произведем замену и обозначаем внешнюю подвижность (седьмой контур f'_x , у пар E_1 и E_2). В третьих прямоугольниках заполнены пустые места введением подвижностей многоконтурных пар — исполнены все возможности устранения избыточных связей. В четвертых прямоугольниках оставшиеся подвижности многоконтурных пар использованы для получения подвижностей механизма — общих и местных.

Распределение надо начать с тех контуров, которые больше заполнены одноконтурными подвижностями. Это контуры $I-4$, в которых нет линейной подвижности f'_z . Такая подвижность есть только у пары D , она одна и ее явно не хватает на четыре контура. Поэтому угловые подвижности надо распределять так, чтобы они дали замену недостающей линейной. Для этого в механизме есть угловые подвижности f'_y в парах B_1-B_4 . Распределять их надо так, чтобы заменяющее звено, например B_1C_1 , было направлено по оси x (так как заменяемая подвижность f'_z направлена по оси z , заменяющая f'_y — по оси y , а необходимо, чтобы при замене участвовали все три оси x , y и z). Поэтому B_1 надо ввести в первый контур, B_2 — во второй и т. д. Тогда недостающие линейные подвижности f'_z во всех первых четырех контурах будут заменены (см. третьи прямоугольники схемы подвижностей на рис. 1.12).

В седьмом контуре недостающая подвижность f'_z , а также f'_y заменяются уже имеющимися подвижностями f'_y пар E_1 , E_2 и f'_z тех же пар. Подвижность f'_x тех же пар E_1 и E_2 пойдет как местная подвижность — вращение звена E_1 , E_2

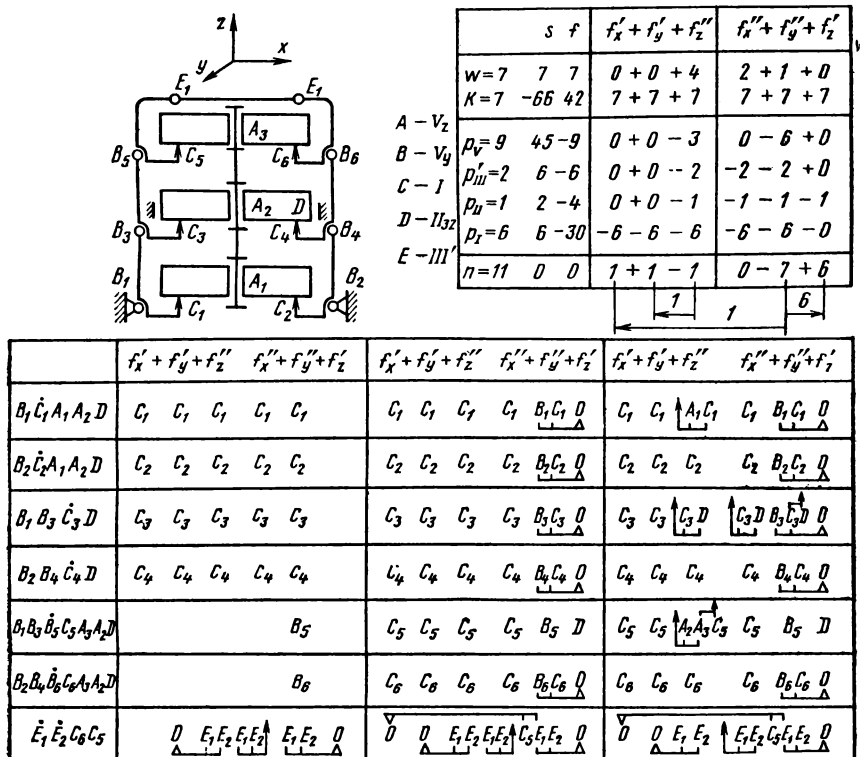


Рис. 1.12. Семиконтурный механизм (показана последовательность заполнения схемы подвижностей)

вокруг оси x . В этом контуре не хватает линейной подвижности f'_x . Но в пятом и шестом контурах есть избыток угловых подвижностей f''_y , а именно: B_5 , B_6 , C_5 , C_6 . Две из них пойдут на замыкание контуров. В шестом контуре одна пойдет на замену f'_z , в пятом такой замены не требуется, так как есть пара D , которую мы записываем в этот контур. Остается подвижность f'_y пары C_5 , которую мы передаем в седьмой контур. Вместе с парой E_1 она дает заменяющее звено $C_5 E_1$, направленное по оси z , что и требуется.

Следовательно, замыкание всех семи контуров обеспечено и избыточных связей нет.

Переходим к подвижностям (четвертые прямоугольники схемы подвижностей на рис. 1.12). Оставшиеся подвижности f''_z пар $A_1 - A_3$ и f'_x , f'_y и f'_z пары D пойдут на местные подвижности. Пару A_1 запишем в первый контур. Тогда вместе с парой C_1 она дает местную подвижность вращения нижнего подшипника. Заметим, что с одинаковым правом ее можно записать и во второй контур. Тогда она дает местную подвижность того же подшипника вместе с парой C_2 , что то же самое.

Подвижность пары A_3 запишем в пятый контур и получим вместе с парой C_5 вращение верхнего подшипника. В него же запишем и подвижность A_2 , тогда вместе с парой A_3 она дает подвижность (вращение) главного вала.

Все три угловые подвижности пары D запишем в третий контур. Тогда получим вращение среднего подшипника вокруг всех трех осей. Здесь особенно важны

подвижности f'_x и f'_y , так как они передадутся главному валу и пойдут на самоустанавливаемость всей машины; f''_z — местная подвижность.

Левая и средняя части схемы подвижностей даны для пояснения последовательности рассуждений. Практически целесообразно чертить только правую часть схемы.

Совпадение замен подвижностей вместе с методом разложения подвижностей по осям может служить для контроля правильности расчета.

Независимое определение избыточных связей и подвижностей в механизме можно сделать методом графов. Такой метод предложила и разработала Л. А. Павлова [21].

1.6. ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ С ПОМОЩЬЮ УТОЧНЕННЫХ СТРУКТУРНЫХ ФОРМУЛ

Формулы А. П. Малышева и О. Г. Озола имеют огромное преимущество для расчета вследствие своей простоты. Они тождественны. В формуле А. П. Малышева избыточные связи выражены через число звеньев и связей в кинематических парах, а в формуле О. Г. Озола — через число контуров и подвижностей. Недостаток их в том, что они дают только число избыточных связей, но не определяют характера и места их расположения. Поэтому большое значение имеет предложение Е. Ю. Качаловой делить подвижности и связи на плоские и неплоские [10].

Плоскими для плоскости $хоу$ будут подвижности $f_{\Pi} = f'_x + f'_y + f''_z$, обеспечивающие движение в этой плоскости, а неплоскими — подвижности $f_{\Pi} = f'_x + f'_y + f'_z$, обеспечивающие движение вне этой плоскости.

Избыточные связи тоже делятся на плоские q_{Π} и неплоские q_{Π} , т. е. вдвое уточняется их характер (табл. 1.4).

В дальнейшем все рассуждения будем вести, используя контуры и подвижности, а через звенья и связи дадим только окончательный результат, так как в большинстве механизмов число контуров меньше, чем число звеньев. Например, на рис. 1.13 один контур и три подвижных звена. Поэтому решение будет проще.

Главное — каждый контур требует на замыкание (сборку) шесть подвижностей входящих в него кинематических пар, к ним прибавляются подвижности механизма. Поэтому при исследовании механизма его удобно разбивать на контуры. Отдельное звено аналогичной зависимости не имеет. Поэтому разбивать механизм на звенья в этом случае бессмысленно.

Метод контуров выгоден еще тем, что при рассмотрении вариантов уменьшения избыточных связей число контуров сохраняется, а при связях изменяются сразу два параметра — число звеньев и число пар.

В табл. 1.4 каждый столбец представляет свою структурную формулу. Первые два — формулы А. П. Малышева и О. Г. Озола. В каждом следующем столбце — структурная формула для своего вида подвижностей и связей (который обозначен

Таблица 1.4

		$f = f_{\Pi} + f_{\Pi}$	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f'''_x + f'''_y + f'''_z$
W	W	$W = W_{\Pi} + W_{\Pi}$	$W'_x + W'_y + W''_z$	$W'''_x + W'''_y + W'''_z$
K	-6Π	$6K = 3K + 3K$	$K + K + K$	$K + K + K$
p_v	$5p_v$	$-p_v = -f_{v\Pi} - f_{v\Pi}$	$-f'_{vx} - f'_{vy} - f''_{vz}$	$-f'''_x - f'''_y - f'''_z$
p_{iv}	$4p_{iv}$	$-2p_{iv} = -f_{iv\Pi} - f_{iv\Pi}$	$-f'_{ivx} - f'_{ivy} - f''_{ivz}$	$-f'''_x - f'''_y - f'''_z$
Π	q	$q = q_{\Pi} + q_{\Pi}$	$q'_x + q'_y + q''_z$	$q'''_x + q'''_y + q'''_z$

Таблица 1.5

Обозначение пары	$f_n + f_n$	Обозначение пары	$f_n + f_n$
I_{23+5}	$2 + 3$ $3 + 2$	III'_{3+5}	$0 + 3$ $2 + 1$
II_{25}	$2 + 2$ $1 + 3$	IV_{12}	$0 + 2$ $1 + 1$
III'_{12+4}	$1 + 2$ $3 + 0$	V_{12}	$1 + 0$ $0 + 1$

ские и неплоские подвижности даны справа в соответствующих столбцах. Таблица уложилась в 12 строчек — шесть слева и шесть справа.

Изображение пар выбиралось таким образом, чтобы они, как можно больше, были похожи на действительные конструкции.

Точечная пара I_{23+5} — первая строка в табл. 1.5. Если звено выполнить из квадратного бруса со сферическим концом, то оно изображается двумя окружностями, что и применено в таблице. В отличие от нее у линейчатой пары II_{25} (третья строка), звено с цилиндрическим концом изобразится одной окружностью.

Сферическая пара III' для получения тех же давлений, что и у цилиндрической и вращательной, должна выполняться увеличенного диаметра. Поэтому она изображена кругом увеличенного диаметра (пятая строка).

Цилиндрическая пара без закраин IV_2 (десятая строка) изображена одним кругом малого диаметра.

Вращательная пара с закраинами V_2 (одиннадцатая строка) изображена двумя кружками; второй кружок изображает закраины.

Плоскостная пара III'_2 (пятая строка) изображена прямой, касательной к ползуну (плоский ползун).

Поступательная пара V_3 (одиннадцатая строка) изображена прямой, пересекающей ползун (желобчатый ползун, как было у паровозов).

Развивая дальше плоские и неплоские подвижности, их можно разложить по осям координат (табл. 1.6 и рис. 1.13). В этом случае кинематические пары пришлось рассмотреть уже в трех положениях, кроме линейчатой пары II_{25} , которую необходимо рассмотреть в шести положениях, и сферической III'_{12+4} , которую достаточно рассмотреть в одном положении. В соответствии с этим число строк возросло до 31: 16 слева и справа 15.

В табл. 1.6 даны плоские подвижности f'_x , f'_y и f'_z , показанные в среднем прямоугольнике, и неплоские f''_x , f''_y и f''_z , показанные в правом прямоугольнике. Конечно, сумма всех подвижностей кинематической пары равна ее подвижности, т. е. шесть минус ее класс, что может служить для контроля.

Аналогичным образом можно найти плоскую подвижность, складывая f'_x , f'_y и f'_z , записанные в среднем прямоугольнике, и неплоскую, складывая f''_x , f''_y и f''_z , записанные в правом прямоугольнике. Это однозначные целые числа, и сложение их большого труда не составит. Поэтому в табл. 1.6 не приведены f_n и f_n .

Порядок пользования данной таблицей рассмотрим на примере механизма рис. 1.13. Подвижность $w = 1$ записываем в столбце f''_z на замыкание контура; $6k = 6 \cdot 1$ — по одной на каждый столбец.

Подвижность пар AV , $BVCy$ направлена вокруг оси z (см. строку 28 в табл. 1.6); записываем ее в столбце f''_z .

Подвижность поршня D_{IV} направлена вдоль оси y и вокруг той же оси, строка 21 в табл. 1.6, записываем в столбце f'_y (плоская) и f''_y (неплоская).

Таблица 1.6

Обозначение пары	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$	Обозначение пары	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
I_{2345}	$1 + 0 + 1$	$1 + 1 + 1$	III'_{345}	$1 + 0 + 1$	$0 + 1 + 0$
	$0 + 1 + 1$	$1 + 1 + 1$		$0 + 1 + 1$	$1 + 0 + 0$
	$1 + 1 + 1$	$1 + 1 + 0$		$0 + 0 + 0$	$1 + 1 + 1$
II_{25}	$1 + 0 + 1$	$0 + 1 + 1$	IV_{12}	$1 + 0 + 0$	$1 + 0 + 0$
	$0 + 1 + 1$	$1 + 0 + 1$		$0 + 1 + 0$	$0 + 1 + 0$
	$1 + 0 + 0$	$1 + 1 + 1$		$0 + 0 + 1$	$0 + 0 + 1$
	$0 + 1 + 0$	$1 + 1 + 1$	IV_{345}	$0 + 0 + 1$	$0 + 1 + 0$
	$1 + 1 + 1$	$1 + 0 + 0$		$0 + 0 + 1$	$1 + 0 + 0$
	$1 + 1 + 1$	$0 + 1 + 0$		$0 + 0 + 0$	$1 + 1 + 0$
II_{134}	$1 + 0 + 1$	$1 + 1 + 0$	V_{12}	$0 + 0 + 0$	$1 + 0 + 0$
	$0 + 1 + 1$	$1 + 1 + 0$		$0 + 0 + 0$	$0 + 1 + 0$
	$0 + 0 + 1$	$1 + 1 + 1$		$0 + 0 + 1$	$0 + 0 + 0$
III'_{124}	$0 + 0 + 1$	$1 + 1 + 0$	V_3	$1 + 0 + 0$	$0 + 0 + 0$
III'_{12}	$1 + 0 + 0$	$0 + 1 + 1$		$0 + 1 + 0$	$0 + 0 + 0$
	$0 + 1 + 0$	$1 + 0 + 1$		$0 + 0 + 0$	$0 + 0 + 1$
	$1 + 1 + 1$	$0 + 0 + 0$			

На рис. 1.13 одна плоская избыточная связь получилась отрицательной, т. е. это свободная угловая подвижность, которая заменит линейную и устраним соответствующую избыточную связь. Такую замену показываем тонкой линией со стрелкой аналогично зигзагообразной линии, используемой при исследовании методом подвижностей в контуре.

Если отрицательных избыточных связей несколько, то следует поступать аналогично методу подвижностей в контуре.

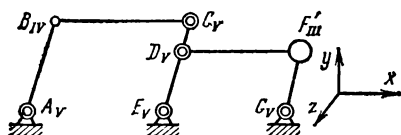
Таким образом, метод уточненных структурных формул позволил определить характер и местонахождение избыточных связей, а не просто их число, как это получается по формулам А. П. Малышева и О. Г. Озола. Вторым недостаток этих формул — отсутствие определения подвижностей можно устранить, развивая метод замены подвижностей.

Нужен метод, позволяющий по структурным формулам находить одновременно и избыточные связи и подвижности. Такой метод и предлагается ниже.

Для этого надо строго оговорить порядок замены подвижностей, а вместе с ними и избыточных связей. Например, если на рис. 1.6 $f'_x = 0$ и $f''_z = 1$, то можно сказать, что $q'_x = 1$ и $q''_z = 0$.

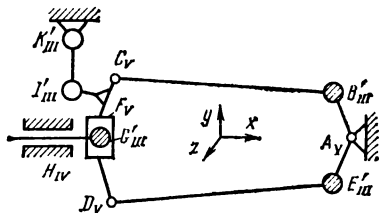
Но если произвести замену, то получим $q'_x = 0$ и $q''_z = 1$. По физическому смыслу это одно и то же, так как линейный натяг по оси x вызывает угловой натяг вокруг оси z .

Условимся законным считать второй вариант. Заменаи будем устранять сначала линейные избыточные связи, а потом (если возможно) угловые.



$n=5$	$f'_x + f'_y + f'_z$	f	$f''_x + f''_y + f''_z$
$\rho_V=5$	$0-0-5$	-5	$0-0-0$
$\rho_{IV}=1$	$0-0-1$	-2	$0-0-1$
$\rho_{III}=1$	$0-0-1$	-3	$-1-1-0$
$\kappa=2$	$2+2+2$	12	$2+2+2$
δ_n-f (BC)(DE) (AB)(CE) (FG)	$2+2-5$ $\leftarrow 2 \rightarrow$		$1+1+1$
$Q-w$	$0+0-1$		$1+1+1$
$\dot{A} \dot{B} \dot{C} \dot{E}$	$Q \quad \overrightarrow{A B C E}$	$0 \downarrow 0 \downarrow B$	
$E \dot{D} \dot{F} \dot{G}$	$Q \quad \overleftarrow{D F G}$	$F \quad F \quad 0 \downarrow$	

Рис. 1.14. Исследование структуры методами уточненных формул и подвижностей в контурах



$n=7$	$f'_x + f'_y + f'_z$	f	$f''_x + f''_y + f''_z$
$\rho_V=4$	$0-1-3$	-4	$0-0-0$
$\rho_{IV}=1$	$-1-0-0$	-2	$-1-0-0$
$\rho_{III}=5$	$0-0-5$	-15	$-5-5-0$
$\kappa=3$	$3+3+3$	18	$3+3+3$
δ_n-f $\dot{B} \dot{I} (DE)$ $\dot{B} \dot{E} \dot{I} \dot{K}$ (CD)	$2+2-5$ $\leftarrow 2 \rightarrow$	-3	$-3-2+3$ $\leftarrow 1 \rightarrow$
$Q=w$	$0+0-1$		$-1-1+0$
$ABC \dot{D} \dot{E}$	$Q \quad \overrightarrow{A B C D E A}$	$\dot{B} \dot{E} \quad E \quad \dot{D}$	
$ABC \dot{I} \dot{K}$	$Q \quad \overrightarrow{A B I K}$	$\dot{I} \dot{K} \quad \dot{I} \dot{K} \quad \dot{D}$	
$ABC \dot{F} \dot{E} \dot{H}$	$H \quad F \quad G$	$G \dot{H} \quad \dot{B} \dot{G} \quad \dot{D}$	
$ABC \dot{I} \dot{K}$	$Q \quad \overrightarrow{A B I K}$	$\dot{I} \dot{K} \quad \dot{I} \dot{K} \quad \dot{D}$	
$ABC \dot{D} \dot{E}$ FGH	$\downarrow \quad \overrightarrow{D} \quad \downarrow$ $H \quad F \quad A$	$\begin{bmatrix} B & B \\ -E & E \\ G & G \end{bmatrix} \quad \downarrow$ $H \quad \quad \quad$	

Рис. 1.15. Трехконтурный механизм кулисы Стефенса

Число замен определяется наличием заменяющих звеньев (учитывая их направление). По одному из таких звеньев остается на внешнюю подвижность механизма — общую или местную (обозначаем вертикальной стрелкой). Начинаем с переписывания заменяющих звеньев. После замен останется строка, в которой положительные числа дадут избыточные связи, а отрицательные — соответствующие подвижности. Отрицательные величины не остаются в виде свободных подвижностей, а идут на замену недостающих линейных подвижностей. Чтобы не пропустить этого, надо произвести замену линейных подвижностей угловыми во всех случаях, где есть замещающее звено.

Рассмотрим заменяющие звенья. Их будем записывать в левом прямоугольнике таблицы подвижностей (рис. 1.14) последовательно в трех строчках: в верхней — направленные по оси x , в следующей — по оси y и далее — по оси z . Для плоских механизмов последние отсутствуют.

Заменяющие звенья могут быть различными в зависимости от кинематических пар по их концам. Если по концам сферические пары (звено IK на рис. 1.15), то при замене звено можно вращать вокруг двух осей, перпендикулярных к нему, т. е. возможны и плоская и неплоская замены. Такие звенья будем записывать двумя буквами без скобок. На рис. 1.14 таких звеньев нет,

Если на одном конце вращательная пара V , направленная по оси z , то, безразлично от класса пары на другом конце, замена возможна только вращением вокруг оси, параллельной оси этой пары, т. е. только плоская замена. Такое звено будем обозначать двумя буквами в круглых скобках (см. рис. 1.8, a и b).

Если по оси z направлена заменяемая подвижность f'_z , то будет неплоская замена (см. рис. 1.8, a и e); соответствующее звено будем обозначать в квадратных скобках.

Если по оси z направлено заменяющее звено, то будет неплоско-плоская замена; такое звено будем обозначать одной круглой и одной квадратной скобкой (см. рис. 1.8, d и e).

Наконец, звено, направленное параллельно оси вращательной пары, вообще никаких замен дать не может, а даст только вращение вокруг своей оси.

Замену линейных подвижностей угловыми дает также планетарный механизм. Число замен в каждом механизме на единицу больше числа его сателлитов. Это можно обосновать, исследовав однорядный механизм методом подвижностей в конт. рз. Замены распределяются поровну между обеими поперечными осями (при нечетном числе может быть разница на единицу). При этом планетарный механизм дает только замены f_{zx} и f_{zy} и не дает замен f_{xz} и f_{yz} . Подробнее это изложено в гл. 5.

Не задаваясь подвижностью ω , по формуле О. Г. Озола $q - \omega = 6k - f$ определяем $6k - f$, разлагая их на все виды подвижностей (см. рис. 1.14), где взят двухконтурный механизм.

В пятой строке получилось $2 + 2 - 5$ и $1 + 1 + 1$; положительные величины соответствуют избыточным связям, отрицательные — подвижностям. Но это еще не решение, так как осталось выполнить замены линейных подвижностей угловыми.

Учтем заменяющие звенья на рис. 1.14: направленные по оси x (BC) и (DE); направленные по оси y (AB), (CE) и (FG).

Звеньев, направленных по оси z , нет, так как механизм плоский и нет неплоско-плоских замен. Неплоских подвижностей не осталось, поэтому неплоских замен нет и остаются все три неплоские избыточные связи: $q''_x = 1$, $q''_y = 1$ и $q'_z = 1$.

Плоские замены: $2f'_y$ заменяем через $2f''_z$, что вполне возможно, так как есть два звена по оси ox , обозначаем $2f_{zy}$; $2f'_x$ заменяем через $2f''_z$, так как есть звенья по oy (даже три звена), обозначаем $2f_{zx}$.

Результат: $q - \omega = 0 + 0 - 1$ и $1 + 1 + 1$, т. е. одна плоская угловая подвижность $f''_z = 1$ и все три — неплоские избыточные связи.

Нет только ответа, в каких контурах будут эти избыточные связи. Это дает только метод подвижностей в контуре, который приведен в нижней части рис. 1.14.

В качестве второго примера для предлагаемого метода возьмем трехконтурный механизм (рис. 1.15). Значение $6k - f$ определим аналогично предыдущему механизму.

Замещающие звенья по оси ox — плоское (DE) и «полное» BI ; в последнее вошли группы звеньев, что вполне возможно. Замещающие звенья по оси oy — IK и BE , в которое вошли многие звенья, и плоские — CD и EA .

При заменах следует помнить, что поворотом звена вокруг одной и той же оси нельзя сделать две замены. Особенно осторожным надо быть с многоплоскостными механизмами, когда части одного и того же звена направлены по разным осям координат и легко могут быть приняты за разные звенья.

Плоские замены: $2f'_y$ заменяем через $2f''_z$, так как есть два звена по ox , BI и (DE); $2f'_x$ заменяем через $2f''_z$, так как есть два звена по oy (даже три), (CD) и IK .

Неплоские замены: f'_z заменяем через f''_y , так как есть одно звено BI по ox [второе (DE) не годится, так как оно плоское]; $2f'_z$ заменяем через $2f''_x$, так как есть два звена по oy , BE и IK . Неплоско-плоских замен нет, так как $z = 0$.

Результат: $q - \omega = 0 + 0 - 1$; $-1 - 1 + 0 = 0$, т. е. избыточных связей нет, а есть угловые подвижности: плоская $f''_z = 1$ (звено EA) и неплоские $f''_x = 1$ звена $[GH]$ и $f''_y = 1$ звена $[IK]$. Согласно принятому правилу знаков они вошли в формулу со знаком минус.

Под уточненными формулами на рис. 1.15 показан метод подвижностей в контуре; в нижней части схемы подвижностей применительно к СПС группе (см. в гл. 2).

Можно подсчитать общее число замен. Они идут на устранение линейных избыточных связей, число которых $3k$. Заметим, что замены не уничтожают угловых избыточных связей, для которых надо вводить дополнительные шарниры или снижать классы кинематических пар. Из числа $3k$ надо вычесть число линейных подвижностей f' в кинематических парах и оставшиеся линейные избыточные связи q' и прибавить оставшиеся подвижности w' . Получим

$$3k - f' - q' + w'. \quad (1.9)$$

На рис. 1.14 $q' = 1$; f'_z есть у пары B_{IV} , поэтому $3k - f' - q' = 3 \cdot 2 - 1 - 1 + 0 = 4$. На рис. 1.15 $k = 3$; f'_x есть у пары H_{IV} и f'_y — у пары F_V , поэтому $3k - f' - q' = 3 \cdot 3 - 2 = 7$.

Разложение подвижностей на неплоские и плоские оказало влияние и на оформление метода подвижностей в контуре. Раньше в одном прямоугольнике записывались линейные подвижности f'_x , f'_y и f'_z , а в другом f''_x , f''_y и f''_z , теперь в одном записываем плоские подвижности f'_x , f'_y и f'_z , а в другом — неплоские f''_x , f''_y и f''_z .

Плоские замены получились в средних прямоугольниках, неплоские — в правых. И только неплоско-плоские замены соединяют правые прямоугольники с левыми, что много стройнее, так как намного упростились зигзагообразные линии (см. рис. 1.13 и 1.14), обозначающие замены.

До сих пор мы вели исследование методом контуров и подвижностей. То же самое можно сделать методом звеньев и связей (нижняя часть рис. 1.13). В столбце вместо подвижностей войдут связи — плоские $s'_x + s'_y + s'_z$ и неплоские $s''_x + s''_y + s''_z$. Строка внешних подвижностей w механизма сохраняется. Следующая строка — степени свободы звеньев — $6n$ делится между шестью столбцами. Получается по n степеней свободы со знаком минус в каждом.

При замене связей в кинематических парах следует учитывать, что связь есть там, где подвижность равна нулю, а где есть подвижность — связи нет (нуль).

Соответственно заполняются квадраты в таблицах связей и подвижностей. Вместо таблицы подвижностей здесь потребуется таблица связей кинематических пар с учетом их направлений. Правда, можно обойтись и таблицей подвижностей, исходя из условия, что связи будут там, где подвижности равны нулю. Конечный результат получился совершенно одинаковым.

Замен много, но это неизбежно, так как механизм сложный, они получились те же, что и при исследовании методом подвижностей в контуре.

Встречаются механизмы, исследование которых не удастся уложить в одну систему осей координат и приходится брать их несколько. Примером такого случая может служить пятишарнирный механизм.

При составлении таблицы подвижностей у пар I и II, у которых число связей намного меньше числа подвижностей, выгодно, где есть связи, проставлять нули подвижностей, а потом оставшиеся места заполнять соответствующими числами подвижностей.

Чтобы избежать чрезмерного усложнения решения, вместо разложения подвижностей по осям можно ограничиться разложением их на линейные и угловые, т. е.

$$f_{\Pi} = f'_{\Pi} + \dot{f}_{\Pi} \text{ и } f_{\Pi} = f'_{\Pi} + f''_{\Pi}$$

где $f'_{\Pi} = f'_x + f'_y$; $f'_{\Pi} = f'_z$; $f''_{\Pi} = f''_z$; $f''_{\Pi} = f''_x + f''_y$.

Табл. 1.7 для этого случая получается проще табл. 1.6 и дает более простое решение, но менее точное: четыре параметра избыточной связи вместо шести.

Табл. 1.7 состоит из 20 строк вместо 31, как в табл. 1.6, так как здесь каждую пару надо рассматривать только в двух положениях, а не в трех. Этот метод особенно пригоден для планетарных механизмов, у которых кинематические пары расположены под очень многими углами.

Таблица 1.7

Обозначение пары	$f'_n + f''_n$	$f'_n + f''_n$	Обозначение пары	$f'_n + f''_n$	$f'_n + f''_n$
I_{2345}	1 + 1 2 + 1	1 + 2 0 + 2	III'_{345}	0 + 0 1 + 1	1 + 2 0 + 1
II_{25}	1 + 1 1 + 0 2 + 1	1 + 1 1 + 2 0 + 1	IV_{12}	0 + 1 1 + 0	1 + 0 0 + 1
II_{134}	1 + 1 0 + 1	0 + 2 1 + 2	IV'_{345}	0 + 0 0 + 1	0 + 2 0 + 1
III'_{124}	0 + 1	0 + 2	V_{12}	0 + 1 0 + 0	0 + 0 0 + 1
III'_{12}	1 + 0 2 + 1	1 + 1 0 + 0	V_3	1 + 0 0 + 0	0 + 0 1 + 0

1.7. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ СВЯЗЯМИ

Гидравлические и электрические устройства накладывают на механизм такие же условия связи, как и кинематические пары. Однако называть их кинематическими парами будет неточно, так как в них входят не два элемента (пара), а имеются промежуточные элементы. Классифицировать их будем так же, как и кинематические пары, т. е. по числу накладываемых условий связи.

Переходим теперь к обзору отдельных кинематических соединений.

Объемная гидравлическая передача накладывает на механизм условие постоянства объема жидкости, заключенной в датчике, приемнике и трубопроводе, т. е. $V = \text{const}$. При этом и датчиков и приемников может быть несколько. Датчики и приемники могут быть поршневыми — одноцилиндровыми или многоцилиндровыми — или могут быть коловратными машинными.

Постоянство объема жидкости требует, чтобы сумма объемов, подаваемых датчиками и приемниками, равнялась нулю, т. е.

$$V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n = 0,$$

но $V_1 = f_1 S_1$, где f_1 — площадь поршня в поршневой машине или аналогичная приведенная величина в коловратной; S_1 — путь поршня. Поэтому

$$f_1 S_1 + f_2 S_2 + f_3 S_3 + \dots + f_n S_n = 0.$$

Наличие одного уравнения, связывающего перемещения датчиков и приемников, показывает, что объемная гидравлическая передача накладывает одно условие связи, т. е. является кинематическим соединением первого класса. Его будем называть гидравлическим блоком и рассматривать как особую кинематическую пару первого класса. Гидравлический блок не имеет звеньев. Поэтому по формуле $k = p - n$ при $n = 0$ число добавляемых им контуров равно числу гидравлических блоков. Эти контуры надо понимать математически, так как они имеют несколько необычный смысл. Одно условие связи на один контур: $6 - 1 = 5$ показывает, что каждый гидроблок дает пять подвижностей. Направление этих подвижностей задает не гидроблок, так как он не имеет звеньев, а граничащие с ним кинематические пары, например гидроцилиндры. Гидроцилиндры применяют в многоколесных устройствах

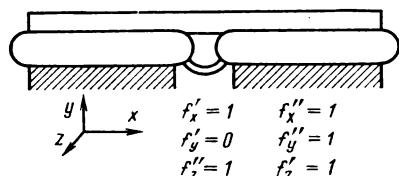


Рис. 1.16. Пневматический уравнительный механизм на резиновых подушках

для выравнивания нагрузок между колесами (вместо балансиров). Например, судовозная камера, имеющая массу 9700 т опирается на 78 двухкатковых тележек через гидравлические опоры. Для самостанавливаемости (без вредных подвижностей) нужны три условия связи. Поэтому гидравлические цилиндры должны быть объединены в три отдельные гидросистемы, в каждой из которых цилиндры соединены трубопроводами.

Динамическая (лопаточная) гидравлическая передача не является кинематическим соединением, так как в ней перемещение приемника не пропорционально перемещению датчика. Например, при перегрузке турбина может даже остановиться, а насос будет продолжать вращаться.

Пневматическая передача не является кинематическим соединением, так как воздух сжимаем и, следовательно, пропорциональность перемещения датчика и приемника не обеспечивается. Исключение представляет пневматическая передача, примененная для управления двигателем тепловоза ДБ (дизельного, типа Б). В этой передаче датчик с помощью редукционного клапана устанавливает давление в трубопроводе управления, а приемник (поршень, нагруженный пружиной) перемещается пропорционально этому давлению. Такая передача является кинематическим соединением первого класса.

В уравнительных устройствах давление практически постоянно, и расширения рабочего воздуха не ощущается. Применение пневматического уравнительного устройства выгодно, так как исключает замерзание. Чтобы избежать утечек, проф. Г. В. Раевский заменил гидравлические цилиндры резиновыми подушками, а потом стальными мембранами.

Наличие одного уравнения, связывающего перемещения звеньев гидросистемы (или пневматической уравнительной системы), показывает, что гидросистема накладывает одно линейное условие связи, независимо от числа подушек, в направлении передаваемой силы, т. е. $f'_y = 0$ (рис. 1.16).

Остаются подвижности (см. рис. 1.16): плоские $f'_x = 1$, $f'_z = 1$ и неплоские $f''_x = 1$, $f''_y = 1$ и $f''_z = 1$, т. е. теряется одна линейная подвижность в направлении передаваемой силы, а остаются остальные две линейные и все три угловые подвижности. Одна гидросистема независимо от числа цилиндров имеет те же связи и подвижность, что и одна точечная кинематическая пара (см. табл. 1.1). Это необходимо помнить при пользовании методом подвижностей в контуре. Выведенные подвижности сохраняются и для случая, когда вместо подушек установлены гидроцилиндры. Связи и подвижности поршней и передаточных механизмов надо учитывать отдельно.

Электрический вал (сельсин) представляет собой два трехфазных асинхронных двигателя с контактными кольцами, у которых обмотки статора питаются от общей сети, а обмотки ротора соединены параллельно. Поворот вала одной из этих машин вызывает равный ему поворот вала другой машины. Поэтому электрический вал накладывает одно условие связи и, следовательно, является кинематическим соединением первого класса.

При наличии момента полезного сопротивления на приемнике появляется «угол рассогласования», который совершенно аналогичен углу закручивания обычного механического вала. Для уменьшения угла рассогласования вращение магнитного поля статора направляют в сторону, противоположную повороту ротора, или применяют соответствующую зубчатую передачу. Применяют и другие схемы электрического вала.

Электрическая передача постоянного тока даже с двигателем с жесткой характеристикой (шунтовым) не может служить кинематическим соединением, так как не обеспечивает пропорционального поворота генератора.

Электрическая передача переменного тока может служить кинематическим соединением только в случае использования синхронных генератора и двигателя.

Вследствие возможности выпадения из синхронизма этот случай имеет очень ограниченное применение.

Гибкий вал тоже представляет собой кинематическое соединение первого класса, так как накладывает одно условие связи — равенство углов поворота ведущего и ведомого звеньев — и оставляет свободными пять остальных перемещений ведомого звена (три перемещения по трем осям координат и два вращения вокруг других осей координат).

1.8. ПРИМЕНЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ В РАЦИОНАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Устранение избыточных связей требует уменьшения класса кинематических пар. В парах на подшипниках качения это получается очень легко, так как имеющиеся в ГОСТе подшипники почти равноценно обеспечивают все классы кинематических пар (см. табл. 1.2). В остальных случаях снижение класса кинематических пар может привести к парам с линейчатым и даже точечным контактом, которые непригодны для передачи больших сил и моментов.

Этого можно избежать, если вместо кинематических пар применить кинематические соединения, составленные из нескольких последовательно соединенных кинематических пар. Много таких соединений разработал С. С. Арутюнов. Однако он не добился устранения избыточных связей, поэтому его таблица здесь не приведена.

Как установил Н. Е. Шамайденко [39], при последовательном соединении пар их подвижности складываются. Это позволяет получить кинематические соединения с одной, двумя, тремя и четырьмя условиями связи из пар с поверхностным контактом пятого, четвертого и третьего классов. Для сравнения напомним, что при параллельном соединении пар складываются накладываемые ими условия связи.

В другом виде закономерность для последовательного соединения кинематических пар установила Е. Ю. Будыка. Именно при таком соединении сохраняются только связи, общие для всех кинематических пар. Это естественно, так как если у одной из пар есть соответствующая подвижность, то связи этого вида и этого направления она не передаст. Это полностью справедливо для случая, когда центры кинематических пар совпадают, как, например, обычно бывает в электровозных конструкциях.

Если центры пар не совпадают, то дело осложняется заменой линейной подвижности угловой подвижностью (см. с. 24).

Последовательные соединения приведены в табл. 1.8, а соединения, не вошедшие в нее, имеющие местную подвижность или линейчатый контакт, показаны на рис. 1.17. Каждая строка таблицы соответствует своему классу соединения, т. е. числу условий связи, им накладываемых. Столбцы обозначены буквами в отличие от таблицы кинематических пар.

Направления осей координат для всех схем одинаковы: x — на наблюдателя, y — вправо и z — вверх. В правом верхнем углу каждой схемы перечислены силы и моменты, передаваемые данным соединением; в левом верхнем углу — обозначение по таблице кинематических пар (той пары, которую заменяет данное соединение).

На некоторых схемах такое обозначение отсутствует, что указывает на отсутствие соответствующей кинематической пары, которая могла бы передать такую же комбинацию сил и моментов. В этом большое преимущество кинематического соединения перед кинематической парой.

Как показал И. И. Артоболевский, кинематическая пара не может передавать только моменты без передачи сил. Кинематическое соединение имеет эту возможность, например, I_e , II_e , III_e .

Таблица кинематических соединений составлена из вращательных V_2 , цилиндрических IV_2 , шаровых III'_2 , плоскостных III''_2 и частично из поступательных V_3 пар. Поступательные пары здесь применены мало, потому что при нескольких таких парх соединение получается неконструктивным (III_d , III_e и IV_d). Поэтому их применяют только там, где необходимо дать перемещения по осям координат (станки). Кроме того, поступательные пары не могут дать вращательных подвижностей. Следовательно, больше трех в соединении их применять нельзя.

Таблица 1.8

	a)	б)	в)	г)	д)	е)
I	$S=3+2$ \bar{I}_{23} 	$S=3+1+1$ \bar{I}_{23} 	$S=2+2+1$ \bar{I}_{23} 	$S=2+1+1+1$ \bar{I}_{23} 	$S=1+1+1+1+1$ \bar{I}_{23} 	$S=1+1+1+1+1$ \bar{I}_{23}
II	$4=3+1$ Q_x, Q_z 	$4=2+1+1$ Q_x, Q_z 	$4=1+1+1+1$ Q_x, M_z 	$4=2+2$ Q_x, M_z 	$4=1+1+2$ Q_x, M_y 	$4=1+3$ M_x, M_y
III	$3=1+1+1$ Q_x, Q_y, Q_z 	$3=1+1+1$ Q_x, Q_y, M_z 	$3=1+2$ Q_x, Q_z, M_z 	$3=1+2$ Q_y, M_y, M_z 	$3=1+1+1$ Q_z, M_x, M_y 	$3=1+1+1$ M_x, M_y, M_z
IV	$2=1+1$ Q_x, Q_y, Q_z, M_z 	$2=1+1$ Q_y, Q_z, M_x, M_z 	$2=1+1$ Q_x, Q_y, M_z 	$2=1+1$ Q_x, Q_z, M_x, M_z 	$2=1+1$ Q_z, M_x, M_y, M_z 	

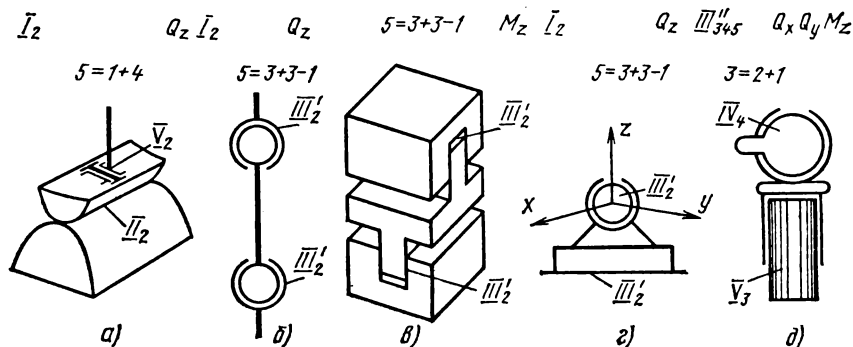


Рис. 1.17. Кинематические соединения с местной подвижностью или линейчатым контактом

Образование кинематических соединений можно проследить путем подсчета подвижностей. Соединения первого класса (подвижность равна пяти) можно получить путем различных комбинаций чисел 4, 3, 2 и 1, когда их сумма равна пяти.

1.9. ВОЗМОЖНЫЕ ОШИБКИ ПРИ ВЫБОРЕ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ МЕХАНИЗМОВ

При проектировании схемы механизма возможны три основные ошибки. Первая ошибка заключается в потере подвижности механизма. Возможность такой ошибки и способы ее устранения хорошо известны конструкторам. Кроме того, она не связана с устранением избыточных связей, поэтому здесь не рассматривается.

Второй ошибкой является возникновение лишней подвижности. При этом нарушается определенность движения и механизм перестает работать. Она может возникнуть при неправильном устранении избыточных связей, которое осуществляют путем уменьшения классов кинематических пар или введения дополнительных пар. Может случиться, что будут устранены не те связи, которые требуются. Тогда останутся избыточные связи и возникнут лишние подвижности, которые могут оказаться вредными. Так получается в группах Ассура при их вырождении. Дело осложняется тем, что все структурные формулы не дают числа избыточных связей и подвижностей в отдельности, а дают только их разность.

Для примера рассмотрим ферму (рис. 1.18, а), описанную И. М. Рабиновичем, в которой нет избыточных связей и лишних подвижностей, что можно проверить по формулам А. П. Малышева или О. Г. Озола для плоской схемы. Но если переставить одно звено (рис. 1.18, б), то при том же числе звеньев ($n = 14$) и шарниров ($p = 21$) в правой части фермы появится вредная подвижность $w_n = 1$, а в левой — избыточная связь $q_n = 1$, что и подтверждает формула (1.6), т. е.

$$q_n = w_n + 3k - f_n.$$

где $k = p - n = 21 - 14 = 7$ или $1 = 1 + 3 \cdot 7 - 1 \cdot 21$. Отсюда вытекает первый прием выявления таких дефектов.

Механизм следует рассматривать по частям (в данном случае отдельно правую и левую половины) и выявлять в них подвижности и избыточные связи.

В другом примере кривошипно-коромысловый механизм (рис. 1.18, в) включает одну вращательную пару V_2 и три цилиндрические IV_2 . Такой механизм неработоспособен, так как коромысло и шатун имеют подвижность вдоль оси и во время

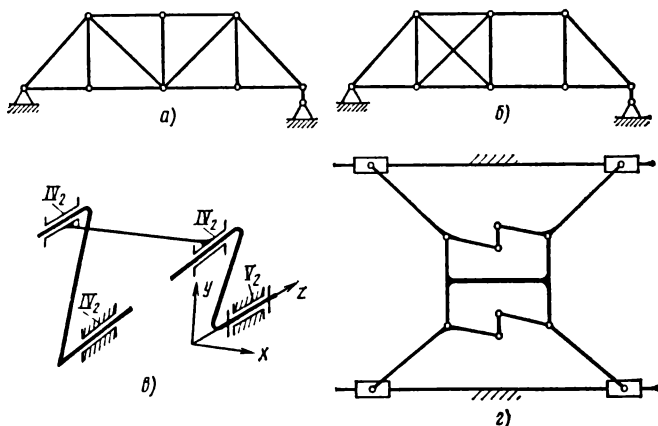


Рис. 1.18. Неправильные схемы плоских механизмов с вредными местными подвижностями и избыточными связями

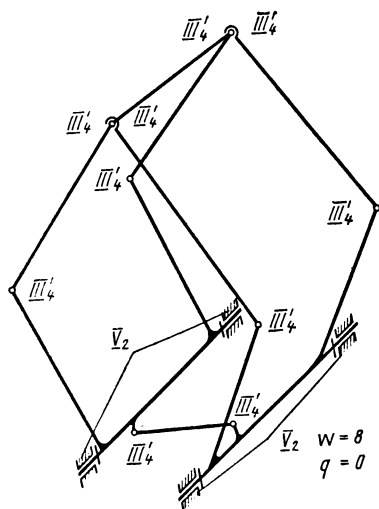


Рис. 1.19. Неправильная схема механизма токоприемника с вредной групповой подвижностью

работы могут свалиться. Поэтому подвижность состоит из основной подвижности и местных подвижностей шатуна и коромысла в осевом направлении, т. е. $w = 3$. По формуле (1.1) $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 3 = 2$.

Избыточные связи создают угловые натяги в кинематических парах. Это можно обнаружить, рассматривая сборку механизма. При сборке последней кинематической пары (например, на пальце кривошипа) происходят относительные перемещения (сближение) ее элементов: по оси x — за счет поворота коромысла (кривошип считаем неподвижным); по оси y — за счет поворота шатуна; три подвижности по оси z — за счет осевого перемещения в трех цилиндрических парах (двух лишних). Кроме того, имеют место угловые сближения вокруг осей z и y за счет натяга. Вокруг оси z углового сближения не требуется, так как эту подвижность дает сама собираемая пара. Следовательно, возникают две лишние подвижности и две избыточные связи. Отсюда вытекает второй прием выявления структурных дефектов механизма.

Рассмотрим соединение элементов последней кинематической пары при сборке

контура механизма. Для этого необходимо обеспечить шесть относительных движений при сближении элементов пары (три перемещения по трем осям координат и три вращения вокруг трех осей координат). Часть из них обеспечивается подвижностями самой пары. Если перемещение или вращение обеспечивается несколькими парами, то имеются лишние подвижности. Когда же какое-либо перемещение или вращение не обеспечивается кинематическими парами (натяг), то имеются избыточные связи.

В некоторых случаях дефекты структуры можно обнаружить только при рассмотрении механизма в целом. Для примера на рис. 1.18, *е* показана неправильная плоская схема строительного крана на четырех тележках (условно показаны в виде ползунов). Здесь каждая пара ног может поворачиваться на равные углы в противоположном направлении, что обеспечивают соединяющие их шарнирные механизмы. Вследствие этого кран (изображен в виде двутавра) может перемещаться поперек рельсов, что является вредной, лишней подвижностью. Приспособиться к непараллельности рельсов кран не может, так как шарнирные механизмы позволяют ему перемещаться относительно рельсов только поступательно, т. е. здесь имеется избыточная связь. Исправить эту схему можно, если шарнирными механизмами соединить ноги тележек, опирающихся на разные рельсы.

Неправильная схема пантографа (токоприемника электровоза) показана на рис. 1.19. Здесь имеется лишняя подвижность (местная групповая) — в результате верхняя рама падает. В этом механизме нет избыточных связей ($q = 0$), поэтому лишнюю подвижность можно найти по структурной формуле А. П. Малышева (1.1). Здесь подвижность $w = 8$ (одна основная, шесть — вращения шатунов вокруг своих осей и одна — наклон верхних рам); $q = 8 - 6 \cdot 8 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 10 = 0$.

Выявить лишнюю подвижность можно путем рассмотрения сборки механизма, что следует делать по частям. Сначала рассмотрим механизм нижних рам с соединительной тягой. Последнюю ставят на место без натяга. При этом остается местная подвижность — вращение ее вокруг своей оси, что безвредно. Кроме того, имеется основная подвижность — подъем пантографа.

При сборке верхних рам во время постановки горизонтальной тяги сближения можно достичь поворотом как правой, так и левой пар верхних рам. Здесь имеется лишняя подвижность, которая делает механизм неработоспособным. Исправить это можно постановкой диагональной тяги у одной из верхних рам.

Групповая подвижность в грузоподъемных устройствах особенно опасна, так как она может привести к падению груза. Автору известен случай падения железной дымовой трубы при ее подъеме. Причиной не мог быть обрыв троса, так как его нагрузка максимальна в нижнем положении, а авария произошла в конце подъема. Поэтому следует особое внимание обращать на выявление и устранение именно групповой подвижности.

Третьей ошибкой при выборе конструктивной схемы механизма может быть отсутствие самоустанавливаемости механизма вследствие трения. Рассмотрим это на примере двусторонней зубчатой передачи с косым зубом (рис. 1.20). Здесь самоустанавливаемость достигается за счет осевого перемещения одного из валов, в подшипниках которого предусмотрен соответствующий зазор.

При неравномерном распределении нагрузки, вызванном неправильным креплением одного из колес в осевом или окружном направлении, механизм самоустанавливается в первые обороты за счет винтового движения колеса, установленного с осевым зазором. Это происходит даже при условии, если угол спирали меньше угла

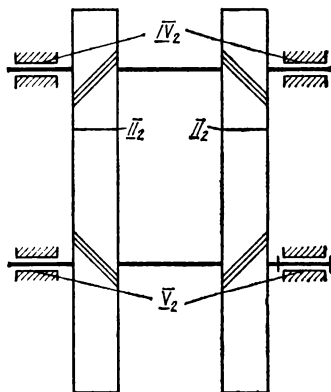


Рис. 1.20. Двусторонняя косозубая передача с избыточными связями

трения, так как сила трения здесь действует в плоскости, перпендикулярной к оси вращения, и не влияет на осевые силы.

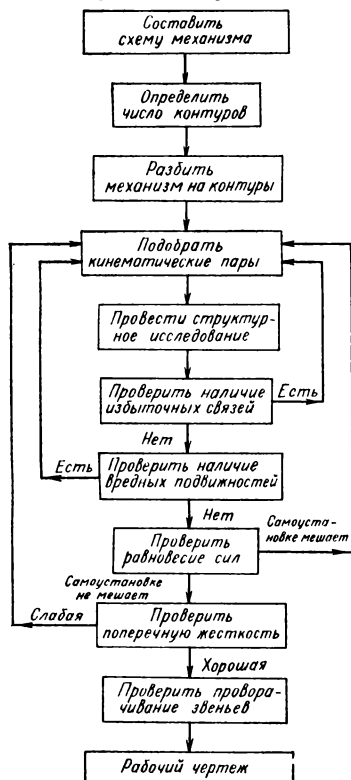
Если же неравномерность сил вызвана перекосом одного из колес, то колесо с осевой подвижностью все время скользит вдоль оси с периодом, равным одному обороту перекошенного колеса, и трение влияет на силы — при малых углах спирали зуба эффекта самоустанавливаемости не будет. Здесь опять четко выявляются два случая самоустанавливаемости: в начале движения (силы трения не влияют) и в процессе всего движения машины, когда силы трения необходимо учитывать.

Если избыточные связи отсутствуют, то допуски на размеры звеньев могут быть значительно увеличены, что вызовет искажение закона движения ведомого звена. Обычно это искажение практического значения не имеет, например, когда поршень компрессора движется по не совсем гармоническому закону. Однако в некоторых специальных случаях искажение закона движения может повлиять на работу механизма. Проверить степень влияния искажения можно расчетом. После выбора схемы и кинематических пар надо проверить силовое равновесие (на вредную подвижность).

Рекомендуемый порядок работы при проектировании самоустанавливающихся механизмов (без избыточных связей) хорошо иллюстрируется схемой, предложенной Я. Я. Гайпелем.

1.10. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Самоустанавливающиеся механизмы (без избыточных связей) вследствие больших



их преимуществ целесообразно применять для всех случаев практики.

Механизм без избыточных связей собирается без натягов даже при отклонении размеров звеньев от номинальных. Этот прием удобен для проектирования.

Избыточные связи можно определить по структурным формулам А. П. Малышева или О. Г. Озола. Этот прием удобен для проверки выбранной структурной схемы.

Избыточные связи можно выявить по структурным формулам для плоской или сферической схемы механизма. Этот прием удобен для очень сложных случаев, так как облегчает задачу выявления избыточных связей.

Избыточная связь и вредная подвижность в структурной формуле компенсируют друг друга и могут оставаться незамеченными.

Для раздельного определения подвижностей и избыточных связей можно применять метод подвижностей в контуре. Для установления характера и места расположения избыточных связей используют уточненные структурные формулы. В этом случае подвижности делятся на плоские и неплоские, а если нужно, то еще и на линейные, угловые и т. д. Каждый вид подвижностей исследуется отдельно. По ним можно определить и все виды подвижностей. Для этого по уточненным формулам следует определить $q - \omega$, а потом произвести замены линейных подвижностей угловыми (аналогично методу подвижностей в контуре). Тогда в полученной строчке положительные числа дадут избыточные связи, а отрицательные — подвижности.

Если известные кинематические пары не удовлетворяют конструктора, то можно применить кинематические соединения из пар, соединенных последовательно или параллельно. При последовательном соединении складываются подвижности кинематических пар, но каждая пара передает полную нагрузку (силовую или моментную). При параллельном соединении складываются условия связи, накладываемые кинематическими парами. Нагрузка распределяется между парами, что облегчает их работу.

Объемная гидравлическая передача накладывает условие постоянства объема жидкости, заключенной в датчиках и приемниках, т. е. одно условие связи, следовательно, является кинематическим соединением первого класса. Такое же кинематическое соединение первого класса дают и некоторые электрические устройства (сельсины).

Основной ошибкой при проектировании самоустанавливающихся механизмов является возникновение вредной подвижности.

Трение может помешать самоустанавливаемости (самоторможению). Поэтому цилиндрическую пару для вращательного движения можно ставить только там, где будет полный оборот. Для поступательного движения ее можно применять всегда.

ПЛОСКИЕ МЕХАНИЗМЫ
С НИЗШИМИ ПАРАМИ

2.1. РАЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Неподвижные соединения применяют для крепления машин на фундаменте, соединения отдельных агрегатов и крепления съемных деталей. Выполнение таких соединений без избыточных связей позволяет значительно снизить трудоемкость их изготовления. При неточностях изготовления затяжка болтов не вызывает деформаций деталей и соответствующих напряжений. Не будут возникать эти напряжения при осадке фундаментов и расширении звеньев от нагревания. Пригонка (если она требуется) у статически определимых соединений намного проще, чем у статически неопределимых. На первых видно, где следует снять металл или установить прокладку. Ее необходимо устанавливать только в одном месте, при этом не надо следить за распределением нагрузки между несколькими опорами. Наконец, соединение можно сконструировать так, чтобы во время пригонки было легко точно выдержать требуемый размер (например, параллельность осей зубчатых колес).

Статически определимое неподвижное соединение должно накладывать шесть условий связи: устранять перемещения по трем осям координат и устранять вращения вокруг трех осей координат. Для шести условий связи в зависимости от их классов требуется от двух до шести кинематических пар, условия связи которых складываются.

Соединения из шести кинематических пар необходимо выполнять из пар первого класса. В качестве пары I_4 этого класса можно применять бобышки, на которые опирается соединяемое звено. Важно, чтобы размеры бобышки были незначительны в сравнении с размерами звена, но при этом чтобы не было чрезмерных контактных напряжений. Кроме того, крепящие болты должны устанавливаться с достаточными зазорами, чтобы не накладывать лишних условий связи (на рисунках они не показаны).

Потребуется шесть ($6 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 1$) пар первого класса (рис. 2.1). На рисунке показано только одно звено соединения, другое звено условно изображено штриховыми линиями.

На рис. 2.1, а на каждой координатной плоскости поставлены две бобышки, которые устраняют перемещения по оси x (на плоскости yoz), вращения вокруг оси x (на плоскости xoy), перемещения по оси y (на плоскости xoz), вращения вокруг оси y (на плоскости yoz), перемещения по оси z (на плоскости xoy) и вращения вокруг оси z (на плоскости xoz).

Расположение бобышек может быть и иным. Необходимо только, чтобы они устраняли перемещения по трем осям координат и вращения вокруг этих осей. Можно на одной плоскости расположить три бобышки, на другой — две и на третьей — одну (рис. 2.1, б). На одной плоскости нельзя ставить больше трех бобышек, так как тогда получается статически неопределимая система — одна избыточная связь и одна подвижность, нарушающая неподвижное соединение. Соединение, изображенное на рис. 2.1, б, имеет меньшую высоту, чем соединение на рис. 2.1, а. В этом случае очень удобно выверять положение по оси x (одна бобышка), но менее удобно выверять угол установки вокруг осей x и y (они взаимосвязаны) и положение по оси z (три бобышки). На рис. 2.1, а линия, соединяющая пары I_4 , расположенные на каждой координатной плоскости, параллельна одной из осей координат; например, на плоскости xoy эта линия параллельна oy . Такое расположение необязательно. Эта линия может проходить под углом к оси координат, например под углом 45° (рис. 2.1, в). Нельзя только, чтобы все три линии пересекались в одной точке (см. рис. 2.6, а), так как тогда получим избыточную связь и вредную вращательную подвижность.

Схема расположения пар I_4 может быть и иной, например пары можно расположить по углам прямоугольника (рис. 2.1, г): на двух углах по одной паре и

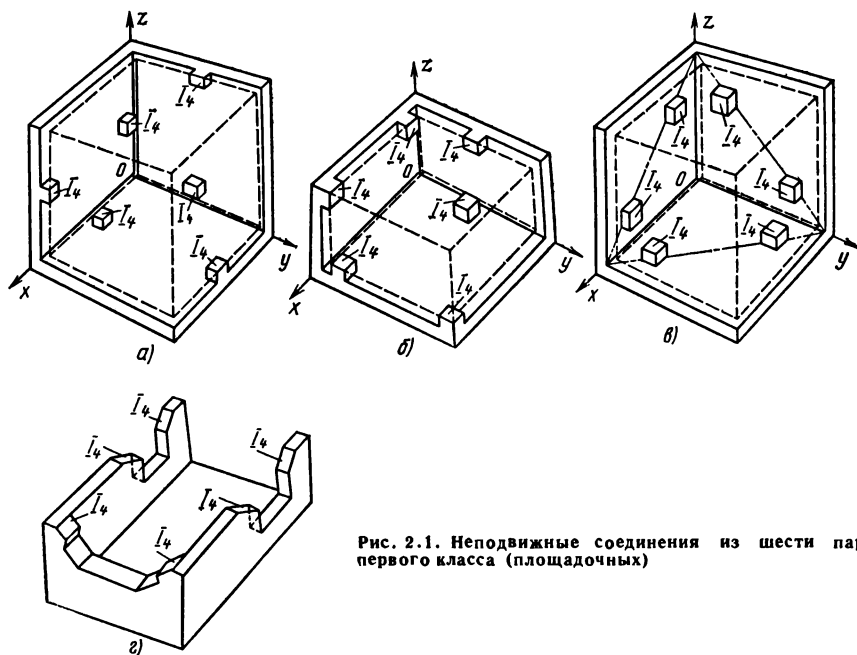


Рис. 2.1. Неподвижные соединения из шести пар первого класса (площадочных)

на двух других по две. Такая схема хорошо komponуется с агрегатом прямоугольного габарита.

Всего получается четыре варианта соединений из шести пар. Соединения из шести пар первого класса можно рекомендовать особенно в тех случаях, когда требуется пригонка.

Соединения из пяти кинематических пар (рис. 2.2) можно получить, применив одну пару второго класса и четыре пары первого класса ($6 = 2 + 1 + 1 + 1 + 1$). В качестве пары второго класса можно применить линейчатую полосковую пару II_5 с соприкосновением звеньев по узкой прямой полоске (рис. 2.2, а, б и в). Эта полоска может быть параллельна одной из осей координат (рис. 2.2, а и б) или направлена под углом к оси (рис. 2.2, в).

На каждой координатной плоскости могут располагаться по две пары первого класса (рис. 2.2, а и в) или на одной из них три (но не больше), а на другой одна пара первого класса (рис. 2.2, б).

Соединение, образованное из кольцевой пары I_4 с соприкосновением звеньев по узкой цилиндрической поверхности (рис. 2.2, в), можно рекомендовать для крупных машин (электродвигателей, центробежных насосов, вентиляторов) с редуктором. Крутящий (реактивный) момент передается от статора непосредственно бобышками на плоскости xoy и не нагружает подшипниковые щиты. Положение оси машины по оси z и оси y не регулируют. Горизонтальность оси машины (относительно оси y) устанавливают бобышками на плоскости xoy , направление оси машины в горизонтальной плоскости (вокруг оси z) — бобышками на плоскости yoz .

Из пяти пар получилось четыре варианта соединений. Преимущества и недостатки различных схем расположений этих пар остаются те же, что и при соединении из шести пар первого класса.

Соединения из четырех кинематических пар (рис. 2.3) можно получить из двух пар второго класса и двух пар первого класса ($6 = 2 + 2 + 1 + 1$). Можно применить (рис. 2.3, в) одну пару третьего класса и три пары первого класса ($6 = 3 + 1 + 1 + 1$).

Из пар второго класса можно применить две полосковые пары II_5 (рис. 2.3, а и б). Эти схемы отличаются от схем на рис. 2.1, а и в тем, что четыре пары первого класса I_4 заменены двумя парами II_5 . Для соединений, передающих большие силы, эти схемы выгоднее вследствие наличия большой поверхности соприкосновения. Схема на рис. 2.3, а выгодна при больших силах в направлении осей y и z . Путем изменения высоты бобышек на плоскости yoz легко выверять положение вдоль оси x и угол установки вокруг оси y . Остальные линейные и угловые положения выверять труднее, так как приходится обрабатывать большую поверхность пар II_5 .

Если применить одну полосковую пару II_5 и одну кольцевую II_4 , то получим два варианта неподвижных соединений (рис. 2.3, в и г). Они отличаются от схемы на рис. 2.2, в тем, что две пары I_4 заменены одной парой II_5 . Их преимущества и недостатки те же, что и у схемы на рис. 2.2, в. Эти схемы можно рекомендовать для соединения крупных машин с редуктором.

При использовании двух кольцевых пар (см. рис. 2.3, д) оси пар II_4 совпадают (но это необязательно). Плоскости пар первого класса должны быть расположены под углом, иначе получится избыточная смесь и подвижность, нарушающая неподвижное соединение. Такой вид соединения удобен тем, что он хорошо komponуется с конструкцией машины, так как здесь кинематические пары располагаются по углам прямоугольника.

В неподвижном соединении, состоящем из одной пары третьего класса и трех пар первого класса (рис. 2.3, е), первая является плоскостной III'_2 , но может быть и шаровой III'_2 . Шаровую пару изготовить намного труднее, чем плоскостную. Поэтому для неподвижного соединения ее рекомендовать нельзя, на рисунках она не показана.

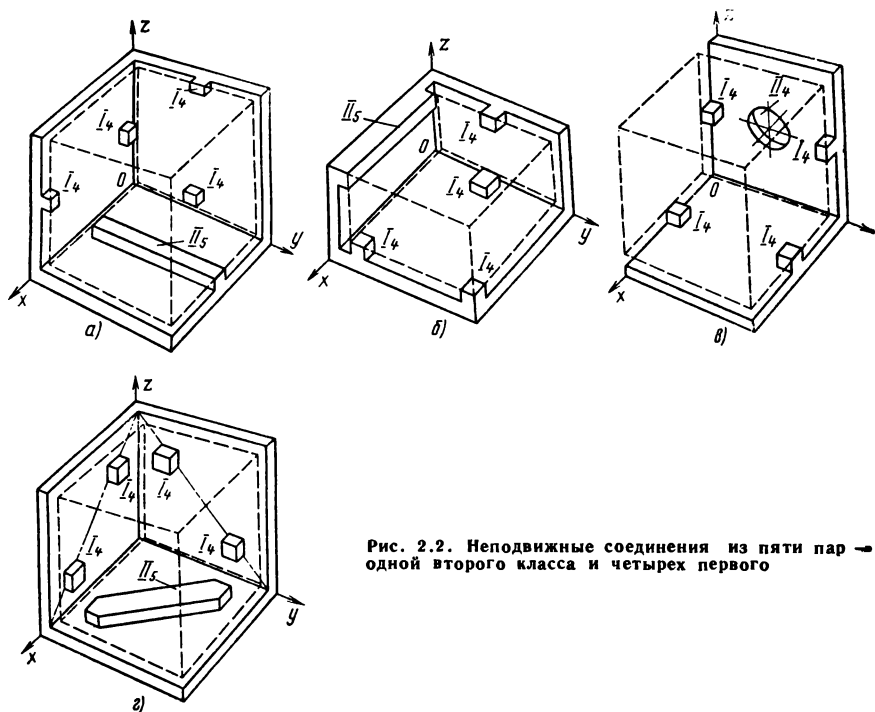


Рис. 2.2. Неподвижные соединения из пяти пар — одной второго класса и четырех первого

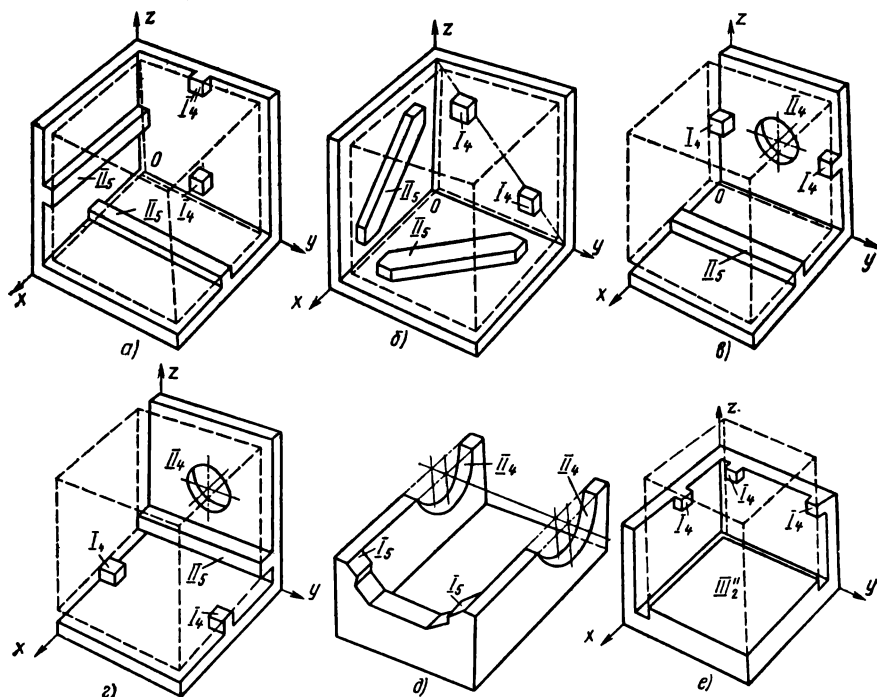


Рис. 2.3. Неподвижные соединения из четырех пар:

а—д — двух второго и двух первого класса; е — одной третьего и трех первого класса

Схема на рис. 2.3, е выгодна в том случае, когда силы, действующие в одном направлении (нагружающие пару третьего класса), намного больше сил, действующих в двух других.

Кинематические пары первого класса рационально располагать в плоскости действия горизонтальных сил. Однако это необязательно, их можно располагать и гораздо ниже ее (для экономии места).

Таким образом, соединения из четырех пар, считая и соединение с шаровой парой, можно выполнять в семи вариантах.

Соединения из трех кинематических пар получить не так просто, как это кажется с первого взгляда. Нельзя, чтобы три точки одной детали опирались на плоскость другой детали, так как при этом наложатся только три условия связи и останутся три подвижности звена на плоскости. Правда, эти подвижности можно устранить силами трения при затяжке болтов. Однако такая конструкция требует регулирования после каждой разборки, так как детали не могут точно встать на прежнее место. Кроме того, во время работы детали могут сдвинуться с места, что может привести иногда к очень тяжелым последствиям. Нельзя в трех точках поставить плотно пригнанные болты, так как тогда в каждой из них будут три условия связи. Следовательно, получатся три избыточные связи.

Поэтому соединения из трех пар следует образовывать на основании общей теории путем подсчета числа условий связи.

Можно применить:

$6 = 3 + 2 + 1$ — по одной паре третьего, второго и первого классов (рис. 2.4, а—б);

$6 = 2 + 2 + 2$ — три пары второго класса (рис. 2.4, в и 2.5, а—б);

$6 = 4 + 1 + 1$ — одна пара четвертого класса и две пары первого.

В соединении на рис. 2.4, *а* одна деталь поставлена на три бобышки, выполненные на другой детали. Один болт, установленный без зазора (под развертку), вместе с бобышкой образует пару III_4 , накладывающую три условия связи. Другой болт расположен в пазу детали и вместе с бобышкой накладывает два условия связи. Третий болт размещен с зазором в пластине и вместе с бобышкой образует пару I_4 , накладывающую одно условие связи. Всего шесть условий связи, что и требовалось.

На рис. 2.4, *а* ось паза второго болта проходит через центр первого болта, но это необязательно — между этими направлениями может быть некоторый угол, но только не 90° . Такое соединение В. Н. Калихович успешно применил для крепления кожуха зубчатой передачи электровоза.

В другом соединении (рис. 2.4, *б*) применены плоскостная III_2'' , кольцевая II_4 и площадочная I_4 пары. Такое соединение целесообразно для случая, когда доминирует плоскостная пара.

Аналогичное соединение, в котором, правда, вместо кольцевой пары поставлена пара II_5 с касанием по полоске, показано на рис. 2.4, *в*.

Можно все три пары сделать одинаковыми — кольцевыми второго класса II_4 или в виде бобышки и болта, входящего в паз (рис. 2.4, *г*). Здесь все три паза направлены к центру, но это условие необязательно — пазы могут отклоняться от этого направления, но незначительно.

Кинематические пары первого и второго классов целесообразно располагать в плоскости действия горизонтальных сил. Однако можно располагать их гораздо ближе к плоскостной паре III_2'' (для экономии места). Правда, при этом распределении нагрузка на паре III_2'' станет неравномерной, что обычно значения не имеет.

Соединения, изображенные на рис. 2.4, *б* и *в* вместо плоскостной пары третьего класса III_2'' , можно выполнять с шаровыми парами III_2' . Правда, из-за трудности изготовления шаровой пары по сравнению с плоскостной такое соединение можно рекомендовать только в исключительных случаях.

Соединение из трех пар II_5 второго класса с касанием по полоске (см. рис. 2.5, *а*) аналогично соединению на рис. 2.1, *а*, только поверхности соприкосновения здесь больше, поэтому его можно рекомендовать для больших сил. Здесь пара, расположенная на плоскости $хоу$, устраняет перемещение детали по оси z и поворот вокруг оси x ; пара на плоскости $хоz$ — по оси y и поворот вокруг оси z ; пара на плоскости $уoz$ — по оси x и поворот вокруг оси y .

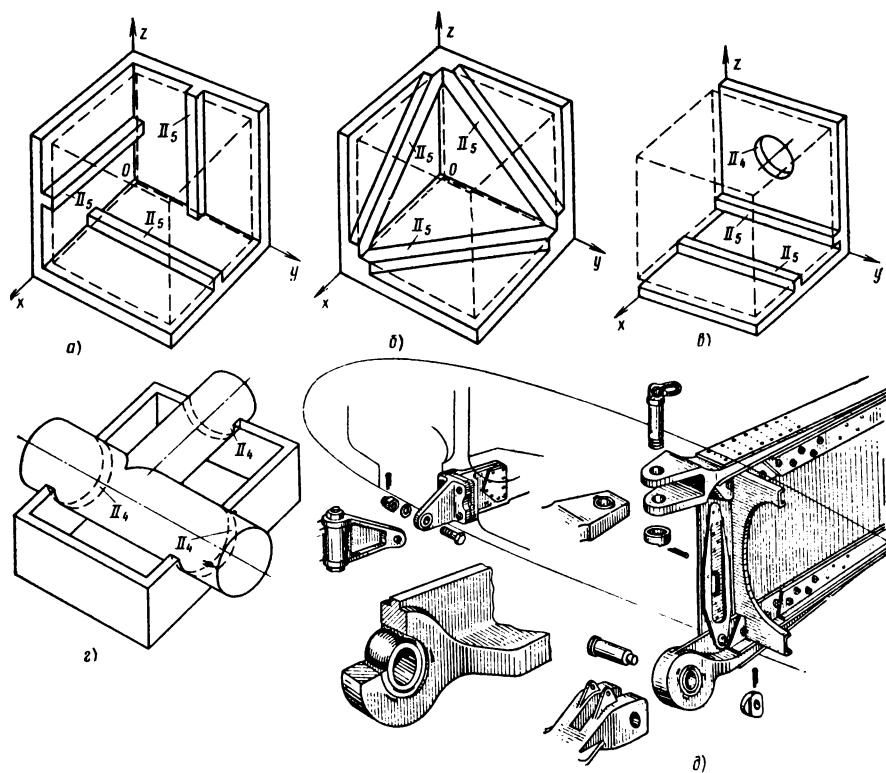
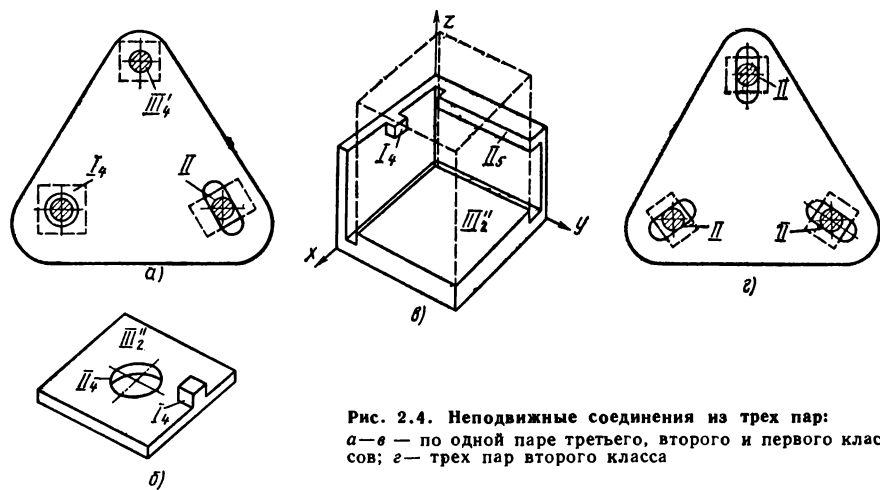
Можно все три пары второго класса расположить под углом к осям координат (рис. 2.5, *б*). Схема расположения аналогична схеме на рис. 2.1, *а*. Нельзя только размещать три линейчатые пары II_5 так чтобы их контактные линии пересекали одну прямую (рис. 2.6, *а*), так как возникают избыточные связи и вредная подвижность вокруг этой прямой. Нельзя также допускать параллельности контактных линий этих пар (рис. 2.6, *б*), так как получится вредная подвижность — вращение вокруг линии, параллельной $ох$, а поворот вокруг оси z будет фиксирован двумя парами, т. е. получим избыточную связь.

Аналогичные неправильные схемы, составленные из пар первого класса, показаны на рис. 2.6, *в*, *г*.

Соединение из трех пар второго класса можно выполнить из двух пар II_5 с касанием по полоске и одной пары II_4 с касанием по узкой цилиндрической поверхности (см. рис. 2.5, *в*). Оно имеет много общего с соединениями, изображенными на рис. 2.2, *в* и 2.3, *в*, *г*, его можно рекомендовать и для соединения крупных машин с редуктором. Поверхность соприкосновения здесь больше, чем в схеме на рис. 2.2, *в*, поэтому схема на рис. 2.5, *в* целесообразна для больших сил. Высоту оси машины и положение ее по оси y в этом случае регулировать нельзя.

Горизонтальность оси машины регулируют кинематической парой на плоскости $хоу$, положение машины вдоль оси x и поворот в горизонтальной плоскости вокруг оси z — кинематической парой на плоскости $уoz$, которая на рис. 2.5, *в* расположена внизу. Однако она может быть и наверху, и по центру машины.

В неподвижном соединении из трех кольцевых пар II_4 с касанием по узкой цилиндрической поверхности (см. рис. 2.5, *г*) оси пар пересекаются под прямым углом, но они могут пересекаться и под любым другим углом, например 120° , могут и скрещиваться. Такое соединение можно рекомендовать для небольших деталей,



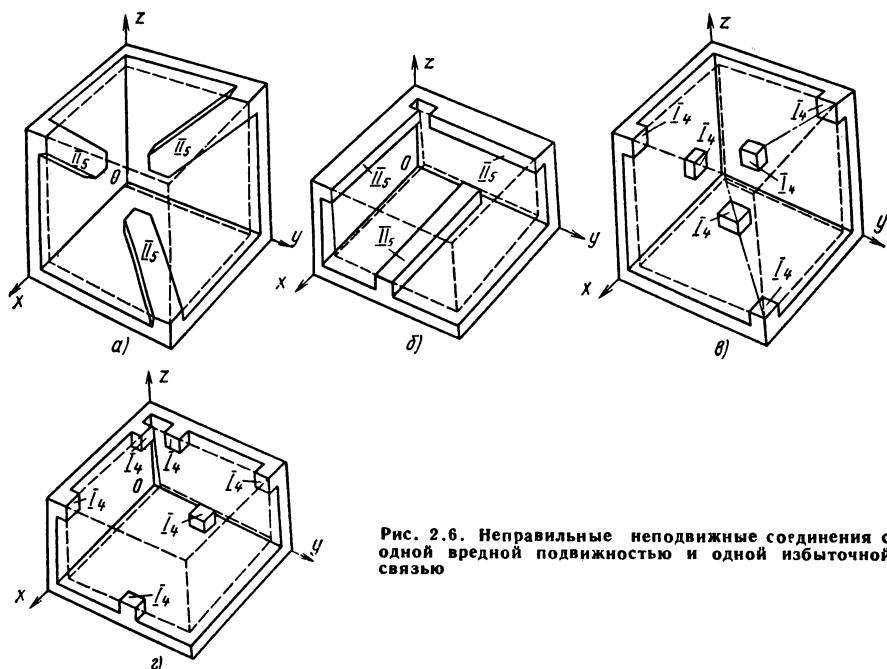


Рис. 2.6. Неправильные неподвижные соединения с одной вредной подвижностью и одной избыточной связью

особенно когда подвижную деталь удерживает ее сила тяжести (важно, чтобы деталь сразу и точно становилась на свое место).

Кольцевые пары вследствие линейчатого контакта работают с большими контактными напряжениями. Поэтому для очень напряженных конструкций, например для самолетов, они непригодны.

В таких случаях пара II_4 заменяется соединением из пар IV_2 и III'_2 (см. рис. 2.5, б), например, в разъемном соединении крыла с центропланом самолета.

Неподвижное соединение из трех кинематических пар можно образовать одной цилиндрической парой четвертого класса и двумя парами первого класса ($6 = 4 + 1 + 1$). Пары первого класса позволяют устанавливать положение съемной детали вдоль оси цилиндрической пары и угол поворота вокруг той же оси. Такое соединение целесообразно применять для небольших деталей и деталей, подвергающихся частой разборке.

Таким образом, из трех кинематических пар, включая две схемы с шаровыми парами и одну с цилиндрической, можно получить одиннадцать вариантов неподвижных соединений.

Соединения из двух кинематических пар можно получить из пары пятого класса и пары первого класса ($6 = 5 + 1$) или из пары четвертого класса и пары второго класса ($6 = 4 + 2$).

Неподвижное соединение из двух пар третьего класса (шаровой III'_2 и плоскостной III'_2) нельзя получить ни при каких их комбинациях, так как всегда будет одна избыточная связь, а одна из подвижностей останется неустраненной.

Соединение из вращательной пары V_2 и пары I_2 (рис. 2.7, а) применяют для трамвайного подвешивания тяговых двигателей товарных электровозов. Двигатель опирается на ось колеса при помощи вращательной пары V_2 . Реактивный момент через носок (пару I_2 и пружинную траверсу) передается на тележку. Аналогично крепят фланцевые электродвигатели, только у них пару V_2 выполняют в виде фланца с центрирующим кольцом.

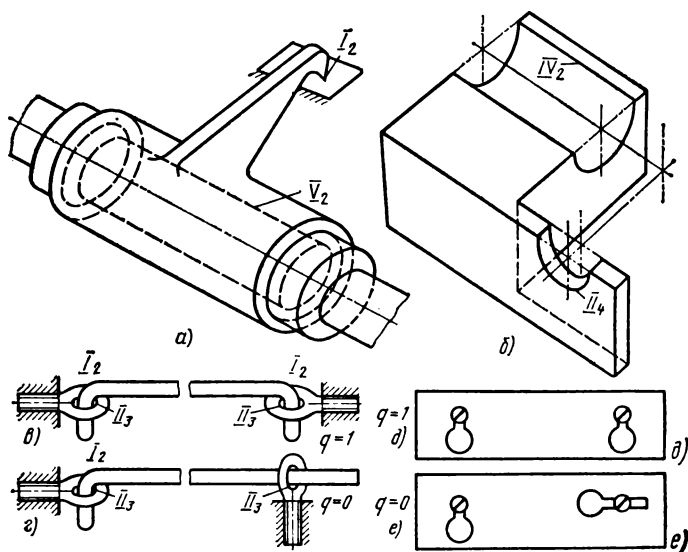


Рис. 2.7. Неподвижные соединения из двух пар:

a — из пар V и I ; *b* — из пар IV и I ; *в* и *г* — применяемые для крепления проволочек занавесок (*б* — неправильное с $q = 1$ и *г* — правильное с $q = 0$); *д* и *е* — применяемые для крепления вагонных трафаретов (*д* — неправильное с $q = 1$ и *е* — правильное с $q = 0$)

Соединения из поступательной пары V_3 и пары I_2 применяют для съемных рукояток и рычагов. Поступательную пару выполняют квадратной или шлицевой.

Соединение из винтовой пары V_4 и пары I_2 в последнее время стали применять для схемных рукояток. Передаваемый момент в этом соединении обеспечивает силовое замыкание. Такое соединение годится только для передачи момента в одном направлении, так как при вращении рукоятки в обратную сторону она отвинчивается.

Неподвижное соединение из цилиндрической IV_2 и кольцевой II_4 пар (рис. 2.7, *б*) имеет много общего с соединением, изображенным на рис. 2.5, *г*, и предназначено для тех же целей. Детали при их сборке (см. рис. 2.5, *г* и 2.7, *б*) можно сближать в вертикальном направлении.

Цилиндрическую пару можно сделать закрытой, а детали при сборке сближать вдоль ее оси. Вырез у кольцевой пары следует направить вдоль оси цилиндрической пары. Если вырез оставить таким, как он сделан на рис. 2.7, *б*, тогда части пары необходимо соединять двумя движениями — осевым перемещением и поворотом.

К соединениям из двух пар можно условно отнести крепление проволоки для занавесок (рис. 2.7, *в* и *г*) и крепление вагонных трафаретов (рис. 2.7, *д* и *е*). Обычно такая проволока для занавесок выполняется в виде скобы и вставляется в две петли (рис. 2.7, *в* и *г*); в каждой петле две пары II_3 и I_2 , которые можно рассматривать как одну пару III_2 . Остается одна избыточная связь — натяг по оси x , которая требует точного выполнения длины скобы — равного расстояния между петлями. Это трудно выполнить, а если и выполнено, то есть опасность спутать скобы, что приводит к выворачиванию петель.

Избежать избыточной связи можно, применяя проволоку в виде крюка (рис. 2.7, *г*). Одна петля в этом случае состоит из пар II_3 и I_2 , которые рассматриваем как одну пару III_2 . Другая петля — пара II_3 . Избыточная связь устранена. Подвижность вокруг оси x безвредная, так как она происходит в пределах зазоров.

Аналогичное можно сказать про крепление трафарета к стене вагона. На рис. 2.7, *д* показана неправильная конструкция с избыточной связью, требую-

шая точного выполнения расстояния между шурупами в соответствии с трафаретом; на рис. 2.7, е — правильная конструкция, не требующая этой точности. Таким образом, получается шесть вариантов соединений из двух кинематических пар.

Всего получено 32 варианта неподвижных соединений без избыточных связей: четыре — из шести кинематических пар, четыре — из пяти, семь — из четырех, одиннадцать — из трех и шесть — из двух. Из такого числа соединений можно подобрать требуемый вариант для всех случаев практики.

2.2. ОПОРЫ ДЛЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Каждое вращающееся звено машины должно опираться на два подшипника. Тогда точность установки каждого подшипника в радиальном направлении определяется допустимым перекосом оси вала. Если вал опирается на три подшипника, то третий из них придется центрировать по оси двух первых с большой точностью. Поэтому установка каждого звена на два, а не на большее число подшипников должна стать законом конструирования. По той же причине двери надо подвешивать на две петли, а не на три. Прорезь для засова замка необходимо делать на 8—10 мм больше ширины засова, чтобы исключить влияние осадки дома на работу замка. Петли следует устанавливать штырем не вверх, а вниз, как делают в Литве. Тогда из колпачка не будет вытекать смазочный материал и петля будет лучше работать. «Половинку» петли со штырем надо крепить к двери, а не к косяку.

Длинные валы следует выполнять для жесткости трубчатыми (мостовые краны) или разрезными, соединения их части при помощи двойных карданов (обычно зубчатых или гибких). Такую конструкцию применяют в паровых турбинах, где валы каждого корпуса и вал генератора опираются каждый на два подшипника и соединяются муфтами, соответствующими двойному кардану.

При другом способе (когда подшипников больше двух) надо все подшипники в корпусе машины делать без вкладышей и обрабатывать с одной установки инструмента. Этим обеспечивается совпадение осей, и в структурной формуле их можно рассматривать как одну кинематическую пару. Такой способ применяют для колесчатого вала автомобильных двигателей. Однако он хуже предыдущего тем, что не позволяет применять самоустанавливающиеся подшипники.

В осевом направлении вал следует фиксировать только одним подшипником, иначе получается избыточная связь и при температурных деформациях подшипники испытывают перегрузку и могут сгореть.

Разрезной вал можно фиксировать целиком или отдельно каждую его часть, но тогда следует соединять эти части муфтой, допускающей осевую подвижность. Второй способ предпочтительнее, так как при нем значительно меньше осевое смещение при температурных деформациях.

В многоцилиндровых поршневых машинах коренной вал может опираться на два подшипника. При нескольких цилиндрах для этого следует применять звездообразное их расположение. Такую конструкцию широко используют в авиационных двигателях, а также и для других целей, например для компрессоров. При трех цилиндрах применяется W-образное расположение цилиндров, при двух—V-образное. Примером последней конструкции могут служить угловые компрессоры, у которых одноколесчатый вал опирается на два подшипника с консольным расположением ротора электромотора. От одного колена приводятся шатуны вертикальных и горизонтальных цилиндров, т. е. оно работает как два колена. Механизм хорошо уравновешен. Место между горизонтальными и вертикальными цилиндрами можно использовать для промежуточных холодильников с минимальной длиной соединительных трубопроводов.

При рядном расположении цилиндров вал можно опирать на два подшипника только при малом числе цилиндров. При двух цилиндрах такая конструкция общепринята (мотоциклы). Известна конструкция даже четырехцилиндрового рядного двигателя с валом, опирающимся на два подшипника (двигатель СТЗ 15/30). Правда, в этой конструкции вал получился очень тяжелым. При высокой степени сжатия (в дизелях) она вообще неприменима.

В горизонтальных двухцилиндровых паровых машинах и компрессорах широко применяют конструкцию с кривошипами по концам вала, опирающегося на два под-

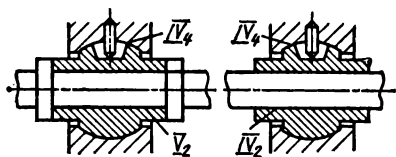


Рис. 2.8. Самоустанавливающиеся подшипники на сферических вкладышах

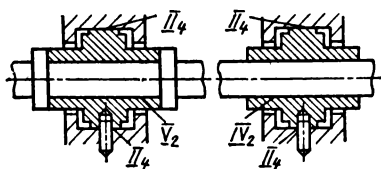


Рис. 2.9. Самоустанавливающиеся подшипники на кольцевых опорах

шипника. Между подшипниками располагают приводной шкив или ротор электрической машины.

У винтовых теплоходов общепринятой конструкцией было расположение двигателя недалеко от середины длины судна. Гребной вал получался очень длинным (половина длины судна) с многими подшипниками. Дном надводная часть корпуса теплохода нагревается сильнее подводной, корпус, а с ним и гребной вал изгибаются в одну сторону. Ночью надводная часть холоднее подводной, и вал изгибается в обратную сторону. Избежали этого установкой двигателя в кормовой части. При этом длинный гребной вал устраняется. Эту схему начали применять впервые в дизель-электроходах, где гребные электродвигатели неизбежно располагали в кормовой части; затем в танкерах и сухогрузах, а в настоящее время ее применяют и в пассажирских теплоходах. Поэтому расположение двигателя в кормовой части следует считать основной схемой судового привода.

Подшипники желательно выполнять самоустанавливающимися. Такая конструкция позволяет избежать очень трудоемкой работы по обеспечению совпадения их осей и при прогибах осей сохранить равномерное распределение нагрузки по длине вкладыша.

Самоустанавливающиеся вкладыши могут опираться на шаровую пару (рис. 2.8). Вращение вкладыша устраняется штифтом, входящим в продольный паз вкладыша. Следовательно, соединение вкладыша со стойкой получается парой IV_3 — шаровой со штифтом. Положение штифта безразлично, обычно его ставят сверху, чтобы можно было, не поднимая вала, вынуть нижний вкладыш поворотом вокруг оси вала.

В осевом направлении вал фиксируют на одном подшипнике (пара V_2), другой подшипник выполняют как цилиндрическую пару IV_2 . Чтобы упростить изготовление, можно вместо шаровой пары применить кольцевую II_4 — с контактом по узкому цилиндрическому пояску (рис. 2.9). Штифтом в этом случае фиксируют вкладыш и от вращения и от продольного перемещения. Поэтому штифт должен входить в отверстие во вкладыше, т. е. он будет тоже парой II_4 .

Чтобы вкладыш лучше самоустанавливался, необходимо уменьшить трение, для чего штифт следует ставить снизу (с нагруженной стороны), и при повороте вкладыша штифт будет иметь меньший путь скольжения. Правда, при этом нельзя вынуть нижний вкладыш без подъема вала. Во избежание аварии при срезе штифта корпус подшипника обязательно снабжают соответствующими закраинами, ограничивающими осевое перемещение вкладыша (см. рис. 2.9).

Так же, как и в предыдущем случае, один подшипник должен быть вращательной парой V_2 , а другой — цилиндрической IV_2 . В обоих случаях не будет избыточных связей, в чем можно убедиться с помощью формул (1.1) или (1.2).

При малых нагрузках и коротких вкладышах подшипники можно рассматривать как пары III_4 и II_4 (рис. 2.9—2.10).

Опоры, изображенные на рисунках, не годятся для передачи значительных осевых усилий, особенно когда все осевое усилие передается через штифт (см. рис. 2.9).

При вале, опирающемся на несколько подшипников, следует решить вопрос: считать ли их за одну кинематическую пару (как делал А. П. Малышев) или за несколько.

Первый случай: когда подшипники растачивают с одной установки на станке, как это бывает у автомобильных или судовых двигателей, у которых подшипники расположены в общей раме. Соответственно парам пятого класса здесь следует то-

чно выдержать три линейных размера — продольный, поперечный и вертикальный и два угловых — вокруг поперечной и вертикальной осей. Выдерживать размеры необходимо один раз, что и соответствует одной кинематической паре.

Второй случай: когда подшипники изготавливают отдельно. Тогда у каждого из них при изготовлении и сборке необходимо выдерживать пять размеров (если пары пятого класса) или четыре (если четвертого). Выдерживать размеры надо несколько раз соответственно числу подшипников, т. е. систему в этом случае рассматривают как несколько пар.

Отсюда вывод: если подшипники изготавливают с одной установки, следует рассматривать их как одну пару, а если отдельно, то как несколько пар.

Для больших осевых сил применяют подпятники Митчеля с самоустанавливающимися сегментами. Уравнительный механизм должен обеспечивать равномерное распределение нагрузки между сегментами и правильное их распределение вдоль сегмента (для образования масляного клина). Механизм должен быть без избыточных связей, так как иначе деформации будут влиять на распределение сил. Один из таких механизмов показан на рис. 2.11. Условно радиальный подшипник IV_2 показан над подпятником, хотя обычно его располагают под ним. Нагрузка передается через шары, которые расположены в желобе на стойке (пара II_3) и в желобах на сегментах (тоже пары II_3). Шары выравнивают нагрузки, действующие на сегменты.

Желаемого распределения нагрузки вдоль сегмента достигают смещением e середины сегмента относительно середины расстояния между шарами ($e = 0,05 \div 0,1$ длины сегмента). Того же можно достичь разным наклоном желобов на переднем и заднем концах сегмента.

Чтобы сегменты с шарами не начали вращаться, необходимо один из них соединить со стойкой парой первого класса. Число сегментов i берут от 4 до 16 в зависимости от размера подпятника. Избыточные связи отсутствуют, в чем можно убедиться, пользуясь формулой (1.1). Надо только помнить, что каждый шар за счет скольжения может иметь три местные подвижности — вращения вокруг трех осей. Поэтому $w = 1 + 3i$; $n = 1 + 2i$; $p_V = 0$; $p_{IV} = 1$; $p_{III} = i$; $p_{II} = 3i$; $p_I = 1$. Тогда по формуле (1.1) получим $q = w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I$, т. е. $q = 1 + 3i - 6(1 + 2i) + 4 \cdot 1 + 3i + 2 \cdot 3i + 1 = 0$.

По данным Шибеля подпятники с самоустанавливающимися сегментами имеют несущую способность в 6—8 раз большую, а трение в 10—20 раз меньшее, чем подпятники с цельным кольцом. Поэтому последние приходилось выполнять гребенчатыми. Это еще раз подтверждает целесообразность применения механизмов без избыточных связей.

В опорах с подшипниками качения избыточные связи устраняются самоустанавливающимися радиальными сферическими двухрядными шарико- и роликоподшипниками. К ним относятся и подпятники скольжения Ш, 2Ш, ШС, 2ШС, выпускаемые

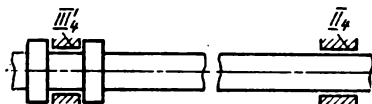
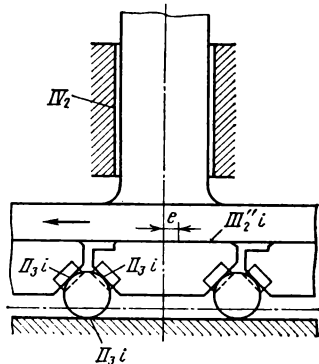


Рис. 2.10. Подшипники с приближенной самоустанавливаемостью



$w = 1 + 3i$	$1 + 3i$	$1 + 3i$
$n = 1 + 2i$	$-6 - 12i$	$6 + 12i$
$p_{IV} = 1$	4	-2
$p_{III} = i$	$3i$	$-3i$
$p_{II} = 3i$	$6i$	$-12i$
$p_I = 1$	1	-5
$K = 1 + 2i$	$0 + 0$	$0 + 0$

Рис. 2.11. Подпятник с самоустанавливающимися сегментами

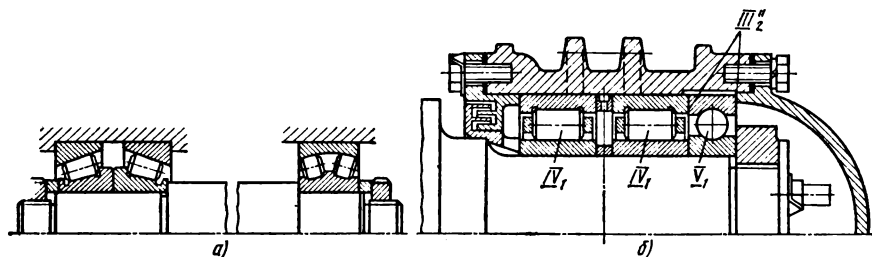


Рис. 2.12. Двухопорный вал на роликовых подшипниках при больших осевых нагрузках

по стандартам подшипников качения и соответствующие сферическим подшипникам.

Вал должен опираться только на два, а не на большее число подшипников. У одного из них следует закрепить оба кольца (пара III_1), а у другого наружное кольцо оставить подвижным (пара I_1).

Если необходимо, чтобы вал опирался на четыре подшипника качения, то подшипники следует объединять попарно в самоустанавливающиеся корпуса. Между каждым корпусом и валом можно поставить по два сферических подшипника. В локомотивах и вагонах обычно таким корпусом служит корпус буксы. Корпуса лучше выполнять неразрезными. У одного из четырех подшипников необходимо закрепить оба кольца, тогда он будет фиксировать вал в осевом направлении. Наружные кольца трех других подшипников следует делать на подвижной посадке.

При трех подшипниках, два из них объединяют в самоустанавливающийся корпус, а третий соединяют непосредственно со стойкой. Осевую фиксацию должен выполнять только один из трех.

При необходимости регулирования зазора и при больших осевых нагрузках можно один конец вала опереть на конические роликоподшипники (рис. 2.12, а). Установить их необходимо так, чтобы нормали к середине контактной линии ролика с наружным кольцом пересекались с осью в одной точке. Тогда оставшиеся избыточные связи наименее вредны, и подшипники соответствуют паре III_1 . Регулировать их зазоры и натяги следует наружными кольцами (на рис. 2.12, а устройство для регулирования не показано).

Второй конец вала следует опирать на сферический подшипник с подвижным наружным кольцом (пара I_1).

Пример конструкции, в которой вал опирается на три подшипника — букса электровоза конструкции ВЭЛНИИ, показан на рис. 2.12, б. Дело в том, что подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 62 000 или 92 000 плохо выдерживают осевые нагрузки, однорядные шарикоподшипники типа 0000 выдерживают их хорошо. Поэтому радиальные нагрузки целесообразно передавать на роликовые подшипники, а осевые — на однорядные шариковые. Чтобы избежать необходимости точного центрирования шарикоподшипника по оси роликовых подшипников его наружное кольцо выполнено подвижным в радиальном направлении (с зазором между ним и корпусом).

Чтобы роликовые подшипники не нагружались осевыми силами, их выполняют без бортов на внутреннем кольце (подшипники типа 32 000), т. е. как кинематические пары четвертого класса.

Подвижность в такой опоре равна двум — вращение вала и вращение наружного кольца шарикоподшипника.

По формуле (1.1) найдем $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 1 = 6$.

Избыточных связей хотя и много, но они не вредны, так как посадочные поверхности на валу для всех трех подшипников выполняют с одной установки на станке. Также с одной установки обрабатывают посадочные поверхности для подшипников в корпусе буксы. Поэтому отклонения от соосности и перекосы исключены. Найденные избыточные связи равноценны избыточным связям в кинематической паре и поэтому не вредны.

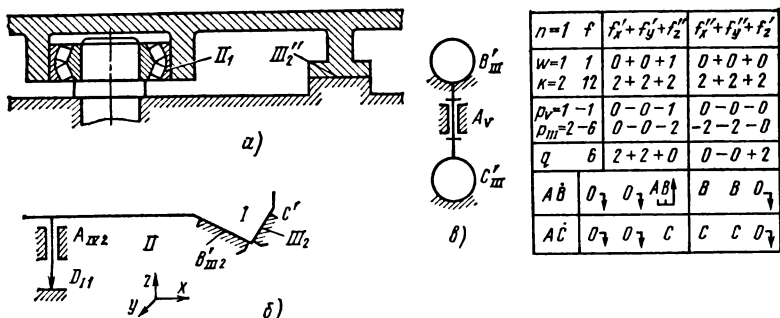


Рис. 2.13. Опоры стола карусельного станка:

а — правильная конструкция; б — неправильная; в — структурная схема

Особым случаем опоры для вращательного движения является опора с очень малым осевым размером, но с большим диаметром (рис. 2.13, а). Рациональную схему в этом случае можно получить из плоскостной III'_2 и кольцевой II_1 пар. По формуле (1.1) определим $q = 1 - 6 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0$.

Такая опора нужна как направляющая для стола карусельного и вертикального зубофрезерных станков.

В старых конструкциях (рис. 2.13, б) было большое число избыточных связей. Применали две конические чугунные круговые направляющие III'_2 , т. е. одну Y-образную. В центре ставили цилиндрический регулируемый подшипник скольжения IV_2 и шаровую пяту I_1 , разгружающую круговые направляющие.

Избыточные связи ухудшают точность станка. Чтобы уменьшить их число, в одной из конических направляющих III'_2 стали давать зазор 0,05—0,08 мм. Благодаря этому одна из пар III'_2 выключается из работы, а число избыточных связей уменьшается на три. Недостатки избыточных связей заставили инженеров перейти на конструкции, близкие к схеме на рис. 2.13, а.

На рис. 2.14 показаны направляющие карусельного станка фирмы Консолидейтед—Бетс с диаметром планшайбы 4750 мм. Здесь применена одна плоская направляющая III'_2 , однако центрируется планшайба не парой II_3 , а двумя коническими роликовыми подшипниками, которые надо считать парой V. Сферический подшипник с бочкообразными роликами здесь не применили, так как он не допускает подтягивания, необходимого для обеспечения точности изделия. В этом случае следовало применить сферический подшипник с вогнутыми роликами, который допускает подтягивание.

По формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 1 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 3$. Одна из избыточных связей — линейная по вертикали — создает натяг (который специально регулируют),

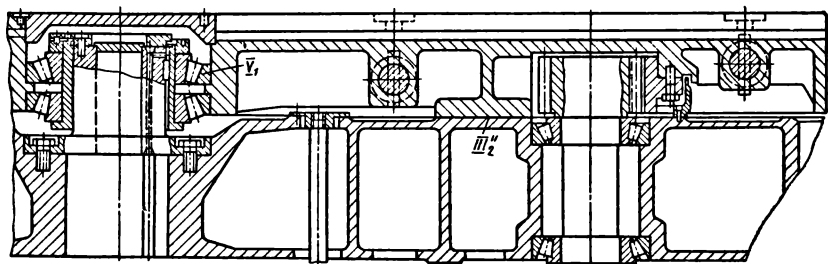


Рис. 2.14. Опора стола карусельного станка фирмы Консолидейтед—Бетс с тремя избыточными связями

разгружающий плоские направляющие. Поэтому эту связь нельзя считать вредной. Другие две избыточные связи — угловые вокруг осей x и y .

Если каждое звено этой опоры вращательного движения изготавливать с одной установки на станке, то перекосы исключаются и угловые избыточные связи натягов не вызовут. Очень важно, что тепловые деформации планшайбы в данном случае не вызовут ни натягов, ни вредных подвижностей, так же как и в конструкции на рис. 2.13, *а*. Поэтому рассмотренную конструкцию следует признать хорошей. Аналогичную конструкцию применяют на Коломенском заводе тяжелого станкостроения (станок модели 1540 диаметром планшайбы 4000 мм).

2.3. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ДЛЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

Направляющие для прямолинейного движения можно выполнить круглыми в виде цилиндрической пары IV_2 . В этом случае вращение вокруг оси пары устраняется связями в механизме (например, в кривошипно-ползунном). В другом случае сами направляющие накладывают условия связи, которые устраняют и это вращение, т. е. накладывают пять условий связи.

Для первого случая типичной конструкцией является тронковый поршень (бескрейцкопфный) двигателя внутреннего сгорания или компрессора простого действия. Конструкция эта правильная, так как избыточные связи отсутствуют.

Совершенно иной является конструкция крейцкопфа со съемными башмаками (рис. 2.15, *а*). Соединения корпуса с башмаками в ней выполнены как вращательные пары V_2 . Рассмотрим крейцкопф вместе с поршнем, который вследствие обычных зазоров будем считать парой II_4 . Сальник не учитываем, так как его можно сделать плавающим, и тогда на условия связи он не влияет.

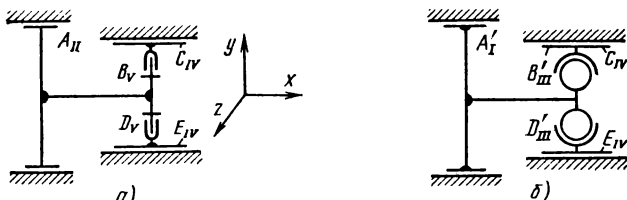
Направляющие для крейцкопфа выполнены цилиндрическими. Поэтому между ними и башмаками будут цилиндрические пары IV_2 . Здесь имеем пять пар и три подвижных звена, поэтому будут два контура. Подвижности поршня (пара II_4) запишем в первый контур. Тогда таблица подвижностей примет вид, показанный на рис. 2.15, *а*.

В первом контуре ABC вторая линейная подвижность f'_x по оси x является основной подвижностью механизма. Вторая угловая подвижность f'_x вокруг оси x составит вторую подвижность механизма. Вторая угловая подвижность f'_y вокруг оси y замыкает контур вдоль оси z , так как есть звено (поршень со штоком), поворотом которого достигается его замыкание.

Замыкание контура по оси y получится вследствие поворота поршня со штоком вокруг оси z . Так как второй угловой подвижности f'_z тут нет, получится избыточная связь. Такая же избыточная связь будет у второго башмака, так как во втором контуре нет угловой подвижности f'_z вокруг оси z . Во втором контуре нет линейных подвижностей f'_y и f'_z по осям y и z . Это вызовет соответствующие им две избыточные связи и натяги: первая из них — прижатие второго башмака — неизбежна, вторая создает неравномерную нагрузку в поперечном направлении. Эту конструкцию применяли в паровых машинах и даже начали использовать в компрессорах высокого давления для химической промышленности.

В больших паровых машинах встречалась конструкция крейцкопфа (рис. 2.15, *б*) фирмы Зульцер (Швейцария), у которого башмаки соединены с корпусом шаровыми шарнирами. Выпуклая поверхность этих шарниров расположена на корпусе, а вогнутая — на башмаке. Желательно сделать наоборот. Тогда центр шарнира будет расположен ближе к рабочей поверхности башмака, и распределение сил на нем будет более благоприятным для образования масляного клина.

Рассмотрим этот крейцкопф вместе с поршнем. В нем тоже два контура. Таблица подвижностей приведена на рис. 2.15, *б*. Распределение подвижностей в первом контуре: f'_x — на замыкание контура и на основную подвижность; f'_x — на замыкание контура, на вторую подвижность и на замену f'_z , так как есть звено (башмак), направленное перпендикулярно осям x и z ; f'_z — на замыкание контура



s	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w=2$	$2 \ 2$	$1 + 0 + 0$	$1 + 0 + 0$
$\kappa=2$	$-18 \ 12$	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
$\rho_v=2$	$10 - 2$	$0 - 0 - 0$	$0 - 2 - 0$
$\rho_{IV}=2$	$8 - 4$	$-2 - 0 - 0$	$-2 - 0 - 0$
$\rho_{II}=1$	$2 - 4$	$-1 - 0 - 1$	$-1 - 1 - 0$
$\eta=3$	$4 \ 4$	$0 + 2 + 1$	$0 - 1 + 2$
$\overline{1}$			
$A \dot{B} \dot{C}$	$A \dot{C} \uparrow \downarrow A$	$A \dot{C} \uparrow \downarrow A \ B \ 0$	
$A \dot{D} \dot{E}$	$E \ 0 \downarrow \downarrow$	$E \ D \ 0 \downarrow$	

s	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w=3$	$3 \ 3$	$1 + 0 + 0$	$2 + 0 + 0$
$\kappa=2$	$-18 \ 12$	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
$\rho_{IV}=2$	$8 - 4$	$-2 - 0 - 0$	$-2 - 0 - 0$
$\rho_{III}=2$	$6 - 6$	$0 - 0 - 2$	$-2 - 2 - 0$
$\rho_{II}=1$	$2 - 4$	$-1 - 0 - 1$	$-1 - 1 - 0$
$\eta=3$	$1 \ 1$	$0 + 2 - 1$	$-1 - 1 + 2$
$\overline{1} \quad \overline{1} \quad \overline{1}$			
$A \dot{B} \dot{C}$	$A \dot{C} \uparrow \downarrow A \ B$	$A \dot{C} \uparrow \downarrow A \ B \ 0$	
$A \dot{D} \dot{E}$	$E \ 0 \downarrow \downarrow$	$E \ D \ 0 \downarrow$	

Рис. 2.15. Крейцкопфы с цилиндрическими направляющими:

а — неправильная конструкция; б — правильная

и на замену f_y , так как есть звено (поршень со штоком), направленное по третьей оси x .

Распределение подвижностей во втором контуре: f''_y — на замыкание контура и на замену f'_z , так как есть звено (второй башмак), направленное по третьей оси; $f'_y = 0$ создает избыточную связь (неизбежную) — прижатие второго башмака.

В первом контуре остается свободной одна угловая подвижность вокруг оси y . Это будет поворот поршня с телом крейцкопфа вокруг оси z , проходящей через середину поршня, с одновременным поворотом обоих башмаков вокруг оси x в противоположных направлениях.

Если в кривошипно-ползунном механизме применены пары пятого класса, то эта подвижность будет даже полезной, так как она будет уменьшать число избыточных связей.

В крупных дизелях обычно применяют ползуны с плоскими направляющими. Рациональную схему такого механизма можно получить при двустороннем крейцкопфе (рис. 2.16, а). Для этого поперечину надо соединить с башмаками шаровыми шарнирами III_2 или III_4 . При коротком поршне, который имеется в четырехтактных дизелях простого действия, его соединение с цилиндром можно принять за кольцевую пару II_4 .

При определении числа условий связи можно считать, что работают только те плоскости, которые в данный момент прижаты, т. е. имеют место две поступательные пары V_3 .

По формуле (1.1) $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 1 = 1$. Эта избыточная связь возникает вследствие прижатия закраин обоих ползунов. Она требует строгой параллельности обеих направляющих. Избежать этого можно, если один из ползунов сделать с двумя закраинами, а другой без них, при этом можно ограничить лишнюю подвижность соответствующими упорами.

Длинный поршень двухтактных дизелей, необходимый для перекрытия продувочных и выхлопных окон, будем считать цилиндрической парой IV_2 . Чтобы из-

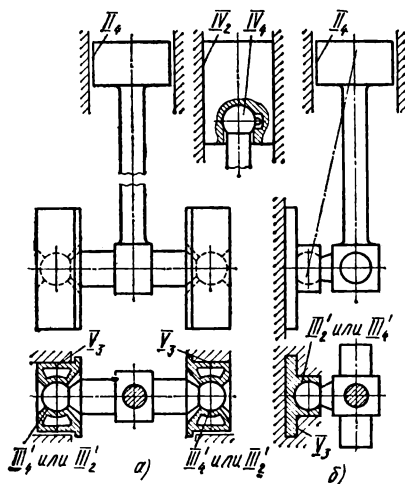


Рис. 2.16. Рациональные схемы ползунков дизелей:

a — двустороннего; *б* — одностороннего

бежать избыточных связей его следует соединить со штоком парой IV_3 — шаровой со штифтом. Такое соединение показано на рис. 2.16, *a* сверху. Применить шаровую пару здесь нельзя, так как необходимо обеспечить переход стыков поршневых колец по перемычкам продувочных и выхлопных окон.

К сожалению, в поршне, охлаждаемом через шток, эту конструкцию применить затруднительно.

При одностороннем ползуне избыточные связи можно устранить, если башмак соединить с поперечиной с помощью шарового шарнира III'_2 (рис. 2.16, *б*). Расположение такого шарнира между штоком и рабочей плоскостью башмака очень благоприятно для образования масляного клина, когда ползун касается направляющих двумя узкими плоскостями. В этом случае давление очень большое, поэтому особенно важно обеспечить хорошие условия для образования масляного клина.

При скольжении ползуна по направляющей основной опорной плоскостью давление намного меньше, поэтому расположение шарового шарнира, показанное на рис. 2.16, *б*, вполне допустимо. В таком механизме кроме основной подвижности (поступательного движения) имеется еще вращение вокруг наклонной оси, проходящей через центр поршня и центр шаровой пары (см. рис. 2.16, *б*). Эта подвижность устраняется связями в кривошипно-ползунковом механизме (как в тронковом поршне), что способствует ликвидации в нем избыточных связей, которые в ползуне с шаровым шарниром отсутствуют, т. е. $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0$. При длинном поршне (двухтактные двигатели) требуется дополнительный шарнир IV_3 на штоке, так же как и при двустороннем ползуне.

В компрессорах высокого давления для химической промышленности широко применяют многоступенчатые поршни, при неправильной конструкции которых получается большое число избыточных связей.

Рассмотрим двухступенчатый поршень. При жестком соединении поршней получается четыре избыточные связи, при этом требуется точное совпадение осей. Чтобы избежать этого, следует делать подвижное соединение через плоскостную пару III'_2 , промежуточное звено и шаровую пару III'_2 (рис. 2.17, *a*) или через две шаровые пары III'_2 и промежуточное звено (рис. 2.17, *б*). Вторая схема предпочтительнее, так как в этом случае трение меньше. В обеих схемах подвижность равна четырем: прямолинейное движение и вращение обоих поршней и промежуточного звена. Если независимое вращение поршней недопустимо (что может быть при наличии в цилиндрах впускных окон, когда необходимо, чтобы стыки поршневых колец двигались по перемычкам между окнами), можно поставить пары IV_3 — шаровые со штифтом.

Применить один шаровой шарнир (рис. 2.17, *в*) нельзя, так как тогда остаются две избыточные связи. Правда, если малый поршень сделать настолько коротким, что его соединение с цилиндром можно рассматривать как пару II_4 второго класса, то избыточных связей не будет (рис. 2.17, *г*). Практически поршень высокого давления нельзя делать коротким из-за большого числа поршневых колец. Кроме того, уменьшение диаметра тела поршня увеличивает вредное пространство предыдущей ступени, что также нежелательно вследствие уменьшения производительности компрессора. Обойтись одной плоскостной парой III'_2 тоже нельзя — при этом остаются две избыточные связи, хотя и менее вредные, чем при шаровом соединении.

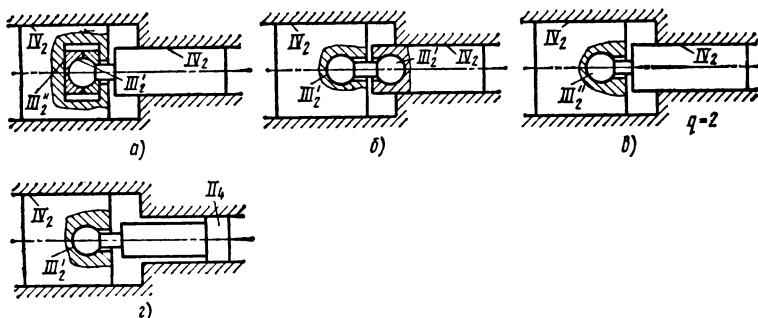


Рис. 2.17. Соединения поршней для многоступенчатых компрессоров

В станкостроении и приборостроении направляющие накладывают пять условий связи и оставляют одну подвижность — прямолинейное перемещение. Такие направляющие можно выполнить в виде шлицевого соединения — пары V_3 . Хотя в нем и есть избыточные связи, но они безвредны, так как действуют только в пределах кинематической пары, а не в пределах механизма. Кроме того, шлицевое соединение можно выполнить очень точно: отверстие — протягиванием, валик — фрезерованием червячной фрезой.

Шлицевое соединение применяют для передвижных зубчатых колес в коробках передач. Однако оно не допускает регулирования зазора и потому не обеспечивает большой жесткости соединения, необходимой в станках. Невыгодно его применять и там, где направление передаваемых сил постоянно (в ползунах), так как нельзя расположить рабочие плоскости перпендикулярно этому направлению.

Поэтому иногда целесообразно выполнять направляющие из нескольких кинематических пар (рис. 2.18). Пять условий связи можно получить из цилиндрической пары IV_2 и точечной I_2 или I_4 (рис. 2.18, а). Такое соединение целесообразно применять в приборах при небольших действующих силах. Оно удобно еще и тем, что позволяет откинуть ползун поворотом вокруг оси цилиндрической пары, что важно для осмотра, ремонта механизма и других целей.

При больших нагрузках пара с точечным контактом непригодна. В этом случае ее надо заменить кинематическим соединением пар пятого, четвертого или третьего класса, дающих поверхностный контакт.

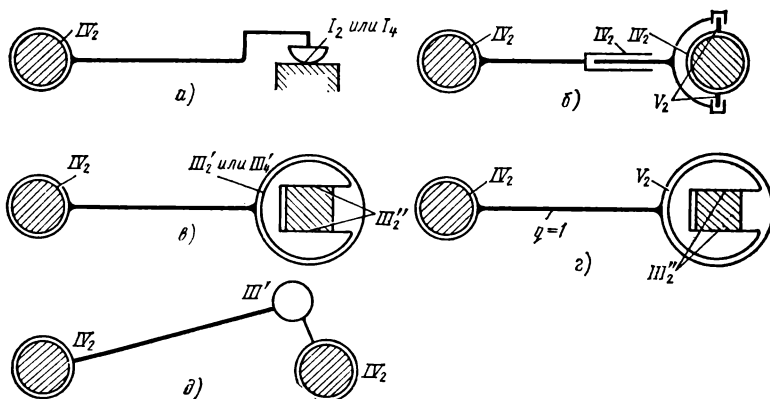


Рис. 2.18. Направляющие, составленные из нескольких кинематических пар

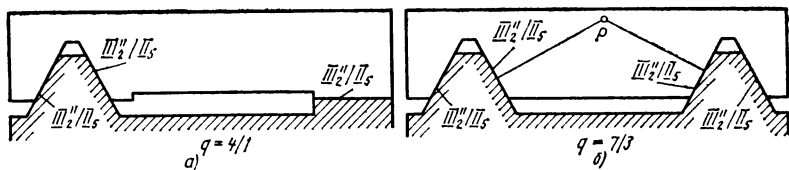


Рис. 2.19. Станочные направляющие

Для получения пяти подвижностей (как у пары первого класса) необходимо взять две пары четвертого класса и одну пятого. Ползун с таким соединением показан на рис. 2.18, б.

Можно также применить одну шаровую пару III_2' или III_4' и одну плоскостную III_2' . Здесь возникает местная (пассивная) подвижность — вращение шарового сухаря вокруг вертикальной оси в пределах упоров, которая безвредна. Такой ползун показан на рис. 2.18, в.

Если шаровую пару заменить вращательной V_2 , то местная подвижность исчезнет, но возникнет одна избыточная связь, которая зажимает соединение и увеличивает трение в случае отклонения от параллельности пар IV_2 и III_2' (рис. 2.18, г). Так как это отклонение обычно невелико и имеются зазоры, такую избыточную связь в некоторых случаях можно допустить.

Есть еще один путь достичь семи подвижностей в контуре — это соединить оба ползуна сферической парой III_2' (рис. 2.18, д). При небольших допусках на углы перекося ее можно выполнить как пару III_4' , и тогда стоимость ее изготовления будет невысокой. Необходимо только следить, чтобы смещение пары от оси направляющей было незначительным по сравнению с длиной ползуна.

Для станочных направляющих требования к точности и жесткости соединения очень высоки. Изготавливают эти направляющие с большей точностью, чем в других машинах. Поэтому в них допустимы избыточные связи. Правильная конструкция состоит из клинчатого и плоского ползун (рис. 2.19, а). Если контактные плоскости считать парами II_5 , то будет одна избыточная связь. Когда эти плоскости пересекаются по непараллельным прямым, то избыточная связь приводит к неравномерной нагрузке в продольном направлении. Практически отклонение от параллельности здесь исключается, так как все плоскости обрабатывают с одной установки на станке. Всегда работают все три пары плоскостей и препятствуют наклону ползуна.

Если же плоскости считать парами III_2' , то будет четыре избыточные связи, которые при неточности изготовления приводят к неравномерной нагрузке этих плоскостей в поперечном направлении. Такими же свойствами обладают направляющие формы «ласточкина хвоста», часто применяемые вследствие удобства регулирования зазора.

Неправильная конструкция с двумя клинчатыми ползунами показана на рис. 2.19, б. Здесь очень большое число избыточных связей, поэтому работают не четыре плоскости, а две (четыре плоскости будут работать при очень точном изготовлении). При работе двух плоскостей, считая их парами II_5 , получим четыре условия связи вместо пяти. Это значит, что ползун получит вторую подвижность — вращение вокруг центра P мгновенного вращения (при работе внутренних плоскостей) до упора третьей пары плоскостей. Такая подвижность влияет на размеры изделия. Поэтому направляющие, выполненные из двух клинчатых ползун, в станках нежелательны.

2.4. КЛИНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Клиновой механизм состоит из двух клиньев и трех кинематических пар (рис. 2.20), т. е. $n = 2$; $p_V + p_{IV} + p_{III} = 3$, так как пары второго и первого классов отсутствуют.

При $q = 0$ и $\omega = 1$ по формуле (1.1) найдем $0 = 1 - 12 + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I$. Отсюда $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I = 11$.

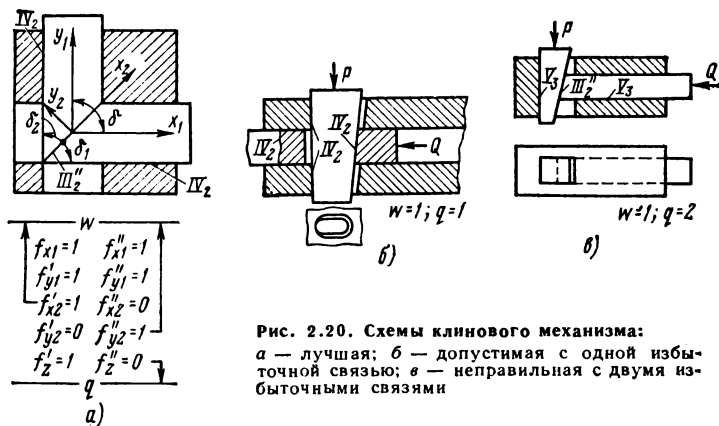


Рис. 2.20. Схемы клинового механизма:
 а — лучшая; б — допустимая с одной избыточной связью; в — неправильная с двумя избыточными связями

Уравнения удовлетворяются при $p_{IV} = 2$ и $p_{III} = 1$, т. е. $f = 7$ (рис. 2.20, а). Такую конструкцию можно встретить в зажимных устройствах, применяемых в приспособлениях для металлообрабатывающих станков.

Определим подвижности и избыточные связи в этом механизме путем рассмотрения их в контурах: здесь $p = 3$; $n = 2$; поэтому $k = 1$. Расположим оси координат x_1 и y_1 по осям клиньев, ось x_2 в плоскости соприкосновения клиньев, ось y_2 перпендикулярно к ней и ось z перпендикулярно к плоскости чертежа. Линейные подвижности по осям x_1 и y_1 — скольжение клиньев, $f'_{x_1} = 1$ и $f'_{y_1} = 1$; по оси x_2 — относительное скольжение клиньев в плоскостной паре в плоскости чертежа, $f'_{x_2} = 1$ и по оси z — перпендикулярно к плоскости чертежа, $f'_{z_2} = 1$; по оси y_2 — перпендикулярно плоской паре, $f'_{y_2} = 0$ (скольжения нет).

Здесь имеются линейные подвижности по осям x_1 , y_1 и z , не лежащим в одной плоскости, что достаточно для замыкания контура. Четвертая подвижность f'_{x_2} пойдет на движение механизма.

Угловые подвижности: вокруг осей x_1 и y_1 — вращение клиньев в цилиндрических парах четвертого класса, $f''_{x_1} = 1$ и $f''_{y_1} = 1$ и вращение вокруг нормали y_2 к плоскостной паре между клиньями, $f''_{y_2} = 1$. Угловые подвижности вокруг осей x_2 и z , расположенных в плоскости плоской пары, отсутствуют, $f''_{x_2} = 0$ и $f''_{z_2} = 0$. Получились угловые подвижности вокруг осей x_1 , y_1 и x_2 , расположенных в одной плоскости, что не дает замыкания контура, так как нет угловой подвижности вокруг оси z и получается избыточная связь. Остается одна неиспользованная угловая подвижность, которая пойдет на вторую подвижность механизма — вращение клиньев. Поэтому в рассмотренном механизме $w = 2$ и $q = 1$. Избыточная связь вызовет неравномерную нагрузку в плоскостной паре между клиньями. Только при $\delta_1 + \delta_2 < \delta$ клинья самоустанавливаются путем поворота вокруг своих осей. Тогда ось y_2 выходит из плоскости чертежа. В этом случае оси x_1 , y_1 и y_2 уже не располагаются в одной плоскости, и их угловые подвижности достаточны для замыкания контура. Тогда $w = 1$ и $q = 0$. Менее удачную конструкцию, показанную на рис. 2.20, б, применяют для соединения штока с ползуном. Здесь $p_{IV} = 3$ — все три кинематические пары выполнены цилиндрическими.

По формуле (1.1) $q = 1$, т. е. имеется одна избыточная связь, которая требует точно выдержать один размер — угол клина в соответствии с углом в штоке. Выполнять в одной плоскости оси направляющих клина в штоке и ползуне не требуется, так как эти направления выравниваются вследствие поворота штока; если оси направляющих и клина не совпадут с осью штока, то это приведет только к некоторому повороту клина.

Неправильная конструкция, состоящая из двух поступательных пар V_3 и одной плоскостной III'_2 , показана на рис. 2.20, в. У нее две избыточные связи, вследствие которых требуется точное изготовление (пригонка) двух углов у одного из клиньев.

2.5. ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В винтовых механизмах ведущее звено (винт) обычно имеет вращательное движение относительно стойки (подшипники — пара V_2), а ведомое (гайка) — поступательное прямолинейное (направляющие — пара V_3). Если винт и гайку выполнить как пару V_4 (рис. 2.21), то подставляя в (1.1) $\omega = 1$, $n = 2$, $p_V = 3$, получим $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 3 = 4$.

Четыре избыточные связи требуют точного совпадения оси гайки с осью винта в вертикальной и горизонтальной плоскостях и параллельности между осью винта и направляющими в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Если даже все эти условия соблюдены во время изготовления, то при изнашивании направляющих и их подтягивании неизбежно смещение оси гайки относительно оси винта и работа происходит за счет зазоров и изгиба последнего. Поэтому такая конструкция, применяемая в станкостроении, отличается большим трением и большим мертвым ходом. Избегать избыточных связей можно увеличением числа звеньев и кинематических пар. Встречается конструкция, у которой гайка соединена с ползуном цилиндрической парой IV_2 ; число избыточных связей у нее на две меньше.

Конструкцию на рис. 2.21 можно улучшить, если винт будет опираться одним концом на подшипник; другой опорой будет служить гайка. При наличии зазоров и малой длине подшипника и гайки по сравнению с длиной винта их можно считать парами III'_4 и III'_5 . Тогда по формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 + 3 \cdot 2 = 0$. Такая конструкция применяется в механизме пиноли задней бабки токарных станков.

Условие отсутствия избыточных связей лучше найти из формулы (1.2): $q = \omega + 6k - f$, так как по формуле (1.1) число условий связи изменяется при изменении числа звеньев. В случае одновинтовых механизмов (одноконтурных, $k = 1$) при $q = 0$ потребное число подвижностей кинематических пар $f = 6 + \omega$. Если $\omega = 1$, то $f = 7$, т. е. требуется семь подвижностей.

Винтовые механизмы применяют двух видов: с отдельно выполненными направляющими (рис. 2.22) и с направляющими — винтами. Последние применяют в винтовых подъемниках. В механизмах с отдельными направляющими винт и направляющая как пары пятого класса вместе дают две подвижности. На остальные пары остается пять подвижностей (из семи).

Если применить пары пятого класса (одноподвижные), потребуется пять пар (рис. 2.22, а). Для лучшей видимости поступательная пара V_3 (ползун — направляющие) расположена ниже винта. В действительности она должна располагаться симметрично относительно винта. То же самое сделано и на других схемах, приведенных на рис. 2.22.

На рис. 2.22, а гайка соединена с ползуном через два шарнира V_2 , а винт со стойкой — через три шарнира V_2 . Можно гайку соединить через три шарнира со стойкой, а винт через два шарнира с ползуном. Получается равноценная схема.

Если применить одну шаровую трехподвижную пару III'_2 , то для получения семи подвижностей кроме винта и направляющей необходимы две одноподвижные пары пятого класса (рис. 2.22, б). Можно изменить эту схему: шаровой подшипник III'_2 соединить с ползуном, а гайку через два шарнира V_2 — со стойкой.

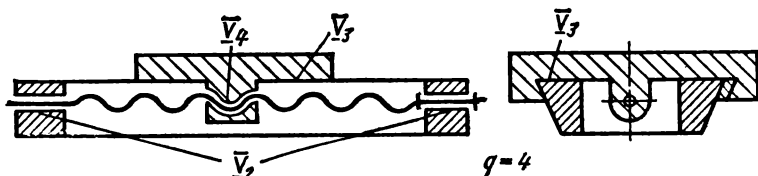


Рис. 2.21. Нецелесообразная схема винтового механизма с четырьмя избыточными связями

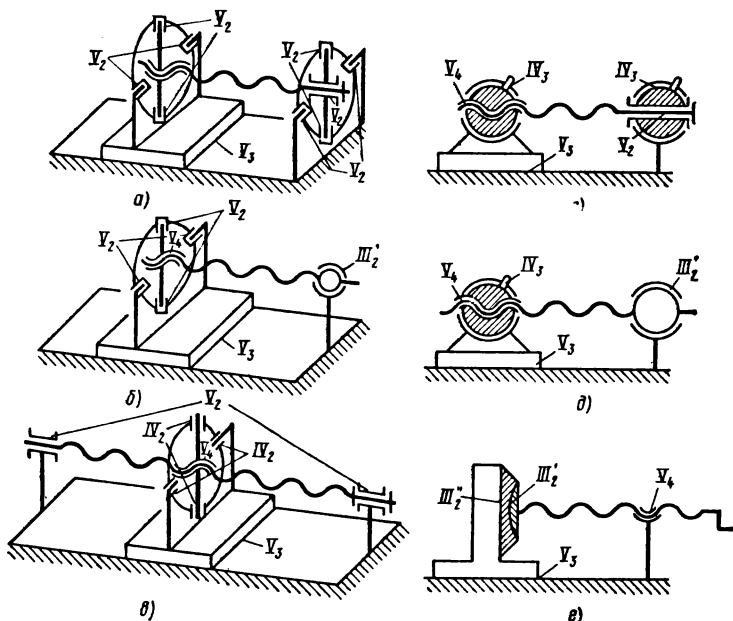


Рис. 2.22. Винтовые механизмы

Применимы и две цилиндрические пары IV_2 (рис. 2.22, в). Определим подвижности в контуре: $f = 7 = (1 + 1) + 2 + 2 + 1$. Здесь кроме винта и направляющих требуется еще одна одноподвижная пара V_2 (подшипники винта).

Схема на рис. 2.22, в проще, чем на рис. 2.22, а (пять пар вместо семи). Кроме того, в первом случае винт имеет только вращательное движение, что упрощает привод к нему.

Если использовать две пары IV_3 — шаровые со штифтом (рис. 2.22, г), получается механизм, широко применяемый в слесарных тисках (стуловых). Правда, там не поступательная пара V_3 соединяет подвижную губку со стойкой, а вращательная V_2 .

Аналогичную конструкцию, но с двумя цепными парами IV_4 , применяли в винтовых сцепках железнодорожных вагонов. Такая конструкция очень напряженная, так как масса сцепки была ограничена силой сцепщика. Если бы в ней были избыточные связи, то они сделали бы конструкцию неработоспособной.

Можно взять также одну шаровую пару III'_2 (трехподвижную) и одну пару IV_3 (двухподвижную) шаровую со штифтом (рис. 2.22, д). Число подвижностей в этом случае $f = 7 = (1 + 1) + 3 + 2$.

При двух трехподвижных парах III'_2 и III''_2 (рис. 2.22, е) $f = (1 + 1) + 3 + 3 = 8$. Подвижностей получилось на единицу больше, что указывает на наличие местной подвижности — вращение подкладки между винтом и ползуном. Такая конструкция встречается в ручных прессах, в которых винт работает на продольный изгиб. Однако, если изменить расположение звеньев, можно сделать винт работающим на растяжение.

В подъемниках (домкратах), где сами винты служат направляющими, легче избежать избыточных связей. В одновинтовом подъемнике (рис. 2.23) для этого необходимо применить самоустанавливающуюся шариковую пяту, т. е. пару первого класса. В таких подъемниках обычно гайка имеет вращательное движение, а винт — поступательное, так как он снабжен шпоночной канавкой и направляется

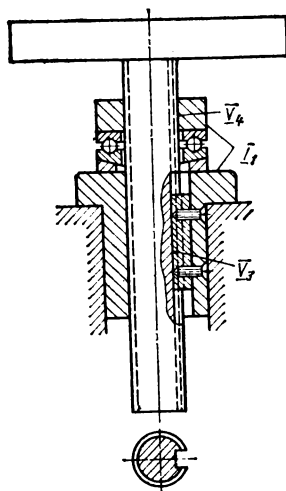


Рис. 2.23. Одновинтовой подъемник

по втулке со шпонкой. Здесь $p_V = 2$ и $p_I = 1$. Следовательно, $f = 7$. По формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 1 \cdot 1 = 0$.

Если применить самоустанавливающуюся шариковую пяту, т. е. пару третьего класса, то получим $q = 2$. Две избыточные связи требуют точного выполнения торцовых поверхностей гайки и втулки перпендикулярно оси винта. Для этого эти поверхности необходимо обрабатывать с одной установки на станке одновременно с нарезанием резьбы для гайки и растачиванием отверстия для втулки.

Винт одновинтового подъемника при несовпадении точки приложения нагрузки с его осью подвергается изгибу, что является его недостатком.

Двухвинтовой подъемник (рис. 2.24) также можно сконструировать без избыточных связей. В таких подъемниках винты работают от общего привода. Однако механизмы без избыточных связей должны допускать и раздельный привод, т. е. $\omega = 2$. В этом случае учитывать в расчете механизм привода не обязательно. Гайки подъемных винтов нельзя жестко соединять с платформой. Лучше одну гайку соединить вращательной V_2 и цилиндрической IV_2 парами, а другую — вращательной парой V_2 . Тогда по формуле (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 6 + 4 \cdot 1 = 0$.

Благодаря отсутствию избыточных связей такой механизм может безотказно работать даже при широких допусках при изготовлении, сборке и эксплуатации (осадка фундаментов). Его можно применять и в тех случаях, когда кроме подъема платформу надо еще наклонять.

В двухвинтовом подъемнике винт не подвергается изгибу, если нагрузка совпадает с осью платформы, т. е. здесь условия более благоприятные, чем в одновинтовом подъемнике.

Совершенно избежать изгибающих моментов в винтах можно в трехвинтовом подъемнике (рис. 2.25), что целесообразно при большой платформе. В этом подъемнике винты могут работать как от общего привода, так и раздельно.

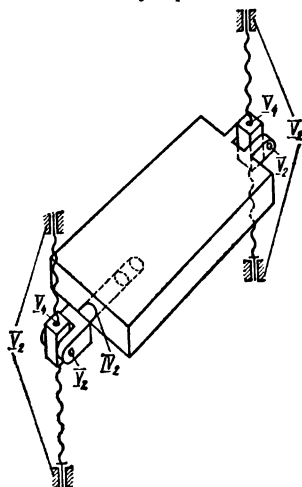


Рис. 2.24. Двухвинтовой подъемник

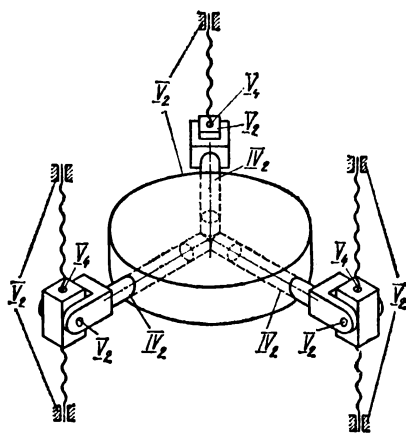


Рис. 2.25. Трехвинтовой подъемник

Рассмотрим последний случай, т. е. когда $\omega = 3$. В этом подъемнике гайки всех трех подъемных винтов следует соединять с платформой с помощью вращательных и цилиндрических пар. Тогда по формуле (1.1) $q = 3 - 6 \cdot 10 + 5 \cdot 9 + 4 \cdot 3 = 0$. Его можно применять в тех случаях, когда кроме подъема платформу надо поворачивать вокруг двух осей.

Подъемники с числом винтов больше трех для устранения избыточных связей требуют специальных уравнильных устройств, поэтому применение их нецелесообразно.

2.6. КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ МЕХАНИЗМ

Кривошипно-ползунный механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное или обратно, применяют наиболее часто. В нем применены пары с поверхностным контактом. Механизм прост по устройству и пригоден для передачи больших нагрузок. Он позволяет валу делать полный оборот, следовательно, его можно использовать для непрерывного вращения.

На плоской схеме, независимо от классов кинематических пар, по формуле (1.5) механизм не имеет избыточных связей: $q_n = 1 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 4 = 0$.

Если взять все пары V класса, то по формуле (1.1) $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 3$. Это значит, что при неточностях изготовления во время сборки в последней кинематической паре возникнут натяги трех видов. Если этой парой является ползун — направляющая, то натяги будут следующие: первый натяг возникает, когда ползун не попадает в направляющие вдоль оси вала (в направлении, перпендикулярном к оси вала, ползун можно всегда завести в направляющие за счет подвижностей головок шатуна); второй и третий натяги получаются при угловом несовпадении направляющих в двух плоскостях, параллельных оси вала, — горизонтальной и вертикальной (в плоскости, перпендикулярной к оси вала, этого совпадения всегда достигают вследствие подвижностей головок шатуна).

Эти избыточные связи требуют большой точности изготовления и сборки механизма, что особенно трудно осуществить при больших его размерах.

Условие отсутствия избыточных связей получим по формуле (1.1), подставив в нее $n = 3$, $\omega = 1$ и $q = 0$:

$$1 - 3 \cdot 6 + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 0,$$

или $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 17$, т. е. сумма классов кинематических пар (число наложенных условий связи) должна быть равна семнадцати. Пары первого и второго классов не вошли в формулу, так как в этих механизмах их не применяют.

В другом виде условие отсутствия избыточных связей можно получить по формуле (1.2): $q = \omega + 6k - f$.

Подставив $q = 0$, $\omega = 1$ и $k = 1$ (число контуров), получим $f = 7$, т. е. сумма подвижностей кинематических пар должна быть равна семи.

Полученные числа 17 и 7 справедливы только для подвижности $\omega = 1$. При других значениях подвижности они соответственно будут равны [по формулам (1.1) и (1.2)]:

ω	1	2	3
$\sum i p_i$	17	16	15
f	7	8	9

В рациональных схемах кривошипно-ползунного механизма целесообразно применять шаровые пары III_1' , которые могут быть сферическими шариковыми или сферическими роликовыми с закрепленным наружным кольцом, или пары на подшипниках скольжения III_2' . Конструкция такой пары, применяемая в двигателях внутреннего сгорания, показана на рис. 2.26, а, а применяемая в прессах — на рис. 2.27.

В дальнейшем на схемах шаровую пару будем изображать кружком, диаметр которого больше диаметра кружка, изображающего вращательную пару. Пары IV_2 , шаровые со штифтом будем изображать тоже кружком большего диаметра, а штифт

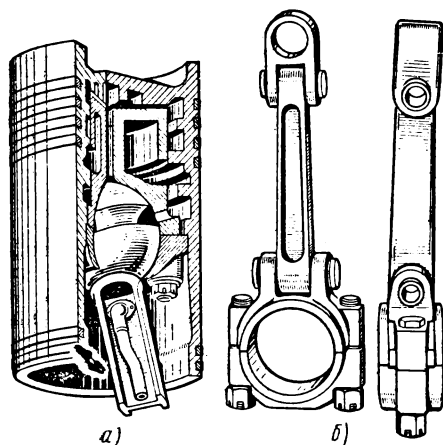


Рис. 2.26. Шатуны рациональных кривошипно-ползунных механизмов, применяемые в двигателях внутреннего сгорания:

а — с шаровой парой; б — с добавочными шарнирами (предложены В. С. Саленко для автомобиля «Москвич»)

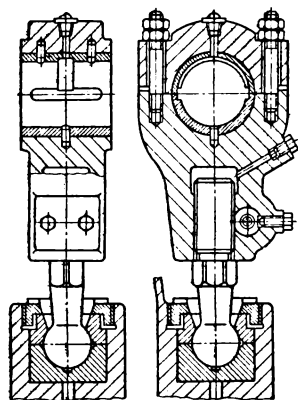


Рис. 2.27. Конструкция шатуна с шаровой парой, применяемая в прессах

условно направлять вкось. В действительности штифт должен иметь направление по геометрической оси шарнира.

Пары II_3 или II_1 не рассматриваем, так как кольцевая пара II_3 непригодна для больших сил из-за линейчатого контакта, а пару II_1 из-за большого трения наружного кольца нельзя применять там, где движение самоустанавливаемости является периодическим, т. е. она не годится для головок шатуна. Конечно, пару II_1 вместе с парой III_1 можно применить на коренном валу, где они образуют пару V_1 , которая так и обозначена на схемах.

В кривошипно-ползунных механизмах ползун можно выполнять или в виде цилиндрической пары IV_2 (рис. 2.28), или в виде поступательной пары V_3 (рис. 2.29). Цилиндрическую пару IV_2 условно изображаем в виде тронкового поршня, а поступательную V_3 — в виде одностороннего ползуна (аналогично паровозному).

Поставленному выше условию рациональной схемы (17 условий связи) могут удовлетворить: одна пара V_{12} и три пары четвертого класса (см. рис. 2.28, а, б). При этом не должно быть двух цилиндрических пар IV_2 с параллельными осями, иначе появятся местная вредная подвижность и одна избыточная связь (см. рис. 1.18, в).

Тому же условию удовлетворяют пары V_{12} и V_3 , IV_3 и III'_{12} (рис. 2.29, а, б).

Пара IV_3 — шаровая со штифтом имеет линейчатый контакт, поэтому непригодна для передачи больших сил. Она очень неконструктивна и ее почти невозможно выполнить на подшипниках качения. Поэтому ее заменяют цилиндрической парой IV_2 (рис. 2.29, в — прессы и рис. 2.29, г — паровозы на подшипниках качения). Необходимо отметить, что в механизме на рис. 2.28, а нельзя две пары IV_2 заменить двумя парами IV_2 , так как тогда появится избыточная связь и недопустимая местная подвижность (шатун «снимается» с механизма).

В случае применения цилиндрических пар IV_2 самоустанавливаемость достигается за счет осевого скольжения в этих парах. Необходимо, чтобы это скольжение было возможно, а не устранялось за счет самоторможения.

Рассмотрим механизм с цилиндрической парой IV_2 на пальце кривошипа (см. рис. 2.28, в или рис. 2.29, в). Для возможности осевого скольжения нагрузка в ци-

¹ Пара V_{12} обозначает пару пятого класса из столбца 1 или 2 (см. табл. 1.1).

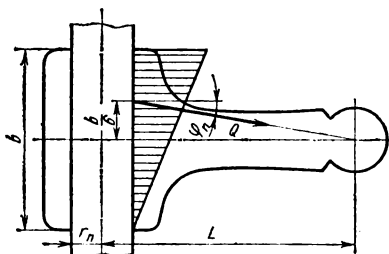


Рис. 2.30. Схема силы, действующей на шатун от кривошипа с цилиндрической парой

цилиндрической паре должна быть неравномерной. Будем считать, что эпюра нагрузок по всей длине пары будет иметь форму треугольника (рис. 2.30). Тогда центр тяжести треугольника нагрузки будет отстоять от оси шатуна на расстояние $b/6$. Сила Q , передаваемая шатуном, должна проходить через этот центр тяжести и центр шаровой головки и для возможности скольжения составлять с нормалью угол трения φ_n .

Тогда

$$b > 6L \operatorname{tg} \varphi_n. \quad (2.1)$$

Но $\operatorname{tg} \varphi_n = f_n = \frac{4}{\pi} f$. Здесь f_n — введенный коэффициент трения по формуле для приработавшей цапфы. Подставляя значение f_n в формулу (2.1), получим

$$b > \frac{24}{\pi} fL. \quad (2.2)$$

Формула (2.2) дает очень большие размеры кинематических пар; например, при $f = 0,1$ $b > 0,76L$.

Этот случай возможен при применении подшипника качения, у которого осевая подвижность достигается за счет подвижной посадки наружного кольца. Поэтому такая конструкция недопустима. Следует применять роликовые подшипники типа 2000 или 32 000 без бортов на одном из колец.

В подшипниках скольжения необходимая длина b подшипника получается намного меньше, если одновременно с относительным осевым перемещением происходит относительное вращение. В этом случае сила трения, направление которой противоположно полной относительной скорости, получает более благоприятное направление, уменьшается ее осевая слагаемая F_n , определяющая угол трения по формуле

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{F_n}{Q}.$$

Обозначим v_n — осевую скорость, ωr_n — окружную скорость; тогда скорость скольжения будет равна $\sqrt{\omega^2 r_n^2 + v_n^2}$.

Получим

$$\frac{F_n}{F} = \frac{v_n}{\sqrt{\omega^2 r_n^2 + v_n^2}},$$

но

$$F = \frac{4}{\pi} fQ,$$

поэтому

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{4}{\pi} f \frac{v_n}{\sqrt{\omega^2 r_n^2 + v_n^2}} = \frac{\frac{4}{\pi} f}{\sqrt{\left(\frac{\omega r_n}{v_n}\right)^2 + 1}}. \quad (2.3)$$

Так как скорость осевого скольжения (самоустанавливания) очень мала по сравнению с окружной скоростью ωr_n , единицей под корнем можно пренебречь. Тогда

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{4}{\pi} f \frac{v_n}{\omega r_n}. \quad (2.4)$$

Подставив это выражение в формулу (2.1), получим

$$b > \frac{24}{\pi} \frac{L}{r_{\Pi}} f \frac{v_{\Pi}}{\omega}. \quad (2.5)$$

Чтобы определить допуски на допустимые перекосы звеньев механизма, найдем из формулы (2.5)

$$\frac{s}{2\pi} = \frac{v_{\Pi}}{\omega} < \frac{\pi}{24} \frac{b}{L} \frac{r_{\Pi}}{f}. \quad (2.6)$$

Относительное движение в цилиндрической паре шатуна получилось винтовым, максимальный шаг которого s по условиям трения (отсутствие заклинивания) определяется по формуле (2.6). Этот шаг зависит от коэффициента трения f и от эпюры распределения нагрузки по длине цапфы (треугольник).

При $L = 565$; $r_{\Pi} = 77,5$ и $b = 100$ (двигатель 6Ч 23/30, кривошипная головка)

$$s_{\kappa} = \frac{\pi^2}{12} \frac{b}{L} \frac{r_{\Pi}}{f} = \frac{\pi^2}{12} \frac{100}{565} \frac{77,5}{0,1} = 113 \text{ мм.}$$

Для сравнения найдем радиус круга трения в той же головке:

$$\rho_{\kappa} = \frac{4}{\pi} f r_{\Pi} = \frac{4}{\pi} 0,1 \cdot 77,5 = 9,9 \text{ мм.}$$

Для поршневой головки, у которой $L = 565$ $r_{\Pi} = 45$, $b = 92$,

$$s_{\Pi} = \frac{\pi^2}{12} \frac{b}{L} \frac{r_{\Pi}}{f} = \frac{\pi^2}{12} \frac{92}{565} \frac{45}{0,1} = 60,2 \text{ мм,}$$

а радиус круга трения $\rho_{\Pi} = \frac{4}{\pi} f r_{\Pi} = \frac{4}{\pi} 0,1 \cdot 45 = 5,73 \text{ мм.}$

Чтобы определить допуски на перекосы звеньев, найдем, при каких перекосах в кривошипной головке получится это предельное винтовое движение с шагом s .

Рассмотрим кривошипно-ползунный механизм, у которого палец кривошипа перекошен на угол γ (рис. 2.31). В этом случае наибольшее осевое перемещение кривошипной головки на одну сторону $k = L \operatorname{tg} \gamma$.

Приняв, что относительное осевое перемещение происходит по гармоническому закону, и обозначив угол поворота вала через δ , получим текущее перемещение $x = k \sin \delta = L \operatorname{tg} \gamma \sin \delta$ и скорость $v = \omega L \operatorname{tg} \gamma \cos \delta$.

Максимальная скорость (наиболее опасная)

$$v_{\Pi} = \omega L \operatorname{tg} \gamma.$$

Найдем отсюда

$$\frac{s_{\kappa}}{2\pi} = \frac{v_{\Pi}}{\omega} = L \operatorname{tg} \gamma.$$

Решив это уравнение относительно угла перекоса пальца кривошипа, получим

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s_{\kappa}}{2\pi L}. \quad (2.7)$$

Для того же примера (двигатель 6Ч 23/30)

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{113,0}{2\pi \cdot 565} = 0,0318; \quad \gamma = 1,8^\circ.$$

Рассмотрим случай перекоса направляющих на угол γ (рис. 2.32), т. е. когда направляющие не перпендикулярны коренному валу. Здесь $2k = 2R \operatorname{tg} \gamma$.

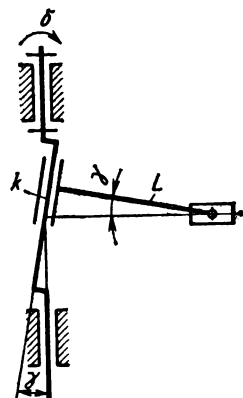
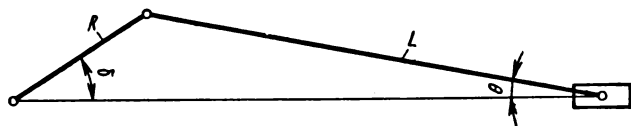


Рис. 2.31. Кривошипно-ползунный механизм с пальцем кривошипа, перекошенным на угол γ

Рис. 2.34. Плоская схема кривошипно-ползунного механизма



Разность смещений в этих положениях дает величину продольного скольжения поршневой головки

$$2k = L \operatorname{tg} \gamma - L \operatorname{tg} \gamma \cos \theta_{\max} = 2L \operatorname{tg} \gamma \sin^2 \frac{\theta_{\max}}{2}. \quad (2.9)$$

В кривошипно-ползунном механизме (рис. 2.34) $\sin \theta = \frac{R}{L} \sin \delta$.

После дифференцирования последней формулы по t получим

$$\omega_{\text{шат}} \cos \theta = \omega \frac{R}{L} \cos \delta,$$

или

$$\omega_{\text{шат}} = \omega \frac{R}{L} \frac{\cos \delta}{\cos \theta}. \quad (2.10)$$

При $\delta = 90^\circ$ $\sin \theta_{\max} = \frac{R}{L}$.

Так как обычно $\frac{R}{L} < \frac{1}{3,5}$ и $\theta_{\max} < 17^\circ$,

то примем $\sin \frac{\theta_{\max}}{2} \approx \frac{R}{2L}$.

Подставив это значение в формулу (2.9), получим

$$k = \frac{R^2}{4L} \operatorname{tg} \gamma. \quad (2.11)$$

Допустим, что перемещение поршневой головки вдоль пальца происходит по гармоническому закону; конечно, это будет гармоника второго порядка $x = k \cos 2\delta$. Поэтому скорость (опуская знак)

$$v = 2\omega k \sin 2\delta = \omega \frac{R^2}{2L} \operatorname{tg} \gamma \sin 2\delta.$$

Поделив полученное значение на (2.10), найдем

$$\frac{v}{\omega_{\text{шат}}} = R \operatorname{tg} \gamma \cos \theta \sin \delta.$$

При $\delta = 90^\circ$; $\theta = \theta_{\max}$ и $v = v_{\Pi}$ получим

$$\frac{s_{\Pi}}{2\pi} = \frac{v_{\Pi}}{\omega_{\text{шат}}} = R \operatorname{tg} \gamma \cos \theta_{\max}.$$

Отсюда

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s_{\Pi}}{2\pi R \cos \theta_{\max}}. \quad (2.12)$$

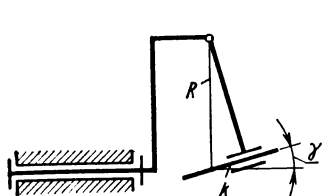


Рис. 2.35. Механизм с поступательным ползуном и перекошенным поршневым пальцем

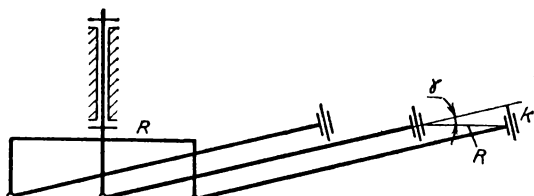


Рис. 2.36. Механизм с цилиндрической парой на ползуне и перекошенными направляющими

Для указанного выше двигателя 6Ч 23/30, учитывая, что в формулу (2.12) входит шаг s_{Π} для поршневой головки, который меньше, чем для кривошипной, имеем

$$\sin \theta_{\max} = \frac{R}{L} = \frac{150}{565};$$

$$\theta_{\max} = 15,4^{\circ}.$$

По формуле (2.12) найдем

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{0,2}{2\pi \cdot 150 \cos 15,4^{\circ}} = 0,0664; \quad \gamma = 3,8^{\circ}.$$

Необходимо рассмотреть еще случай перекоса поршневого пальца в продольной вертикальной плоскости (рис. 2.35). Правда, этот случай встречается только при выполнении направляющих в виде пары пятого класса. Если же направляющие выполнены в виде цилиндрической пары четвертого класса (тронковый поршень), то за счет самоустанавливаемости этот угол устранится. На рис. 2.35 $k = R \sin \gamma$. Считая скорость осевого скольжения изменяющейся по гармоническому закону, получим $v = \omega k \cos \delta = \omega R \sin \gamma \cos \delta$.

Определим $\frac{v}{\omega_{\text{шат}}}$, поделив последнее выражение на выражение (2.10):

$$\frac{v}{\omega_{\text{шат}}} = L \sin \gamma \cos \theta.$$

Максимальное значение этого отношения при $\delta = 0$ и $\theta = 0$

$$\frac{s_{\Pi}}{2\pi} = \frac{v_{\Pi}}{\omega_{\text{шат}}} = L \sin \gamma, \quad (2.13)$$

откуда

$$\sin \gamma = \frac{s_{\Pi}}{2\pi L}. \quad (2.14)$$

Рассмотрим еще случай перекоса направляющих на угол γ , т. е. когда направляющие не перпендикулярны коренному валу (рис. 2.36). Здесь $k = R \sin \gamma$.

По-прежнему считаем закон осевого скольжения гармоническим. Однако при $\delta = 0$ $x = k$; при $\delta = 90^{\circ}$ $x = 0$ и при $\delta = 180^{\circ}$ $x = -k$.

Этим условиям удовлетворяет зависимость $x = k \cos \delta$, или $x = R \sin \gamma \cos \delta$. Дифференцируя ее и опуская знак, получим $v = \omega R \sin \gamma \sin \delta$. Поделив это выражение на $\omega_{\text{шат}}$ из формулы (2.10):

$$\frac{v}{\omega_{\text{шат}}} = L \cos \theta \operatorname{tg} \delta. \quad (2.15)$$

Максимальное значение этого отношения при $\delta = 90^{\circ}$

$$s_{\Pi} = 2\pi \frac{v_{\Pi}}{\omega_{\text{шат}}} = \infty. \quad (2.16)$$

Формула показывает, что самоустанавливаемость здесь невозможна. Поэтому цилиндрическую пару всегда надо ставить на кривошип, а шаровую на ползун (цилиндрическую пару на ползун ставить нельзя).

Обобщая эти сведения для всех механизмов, можно сделать вывод, что цилиндрическую пару IV_2 следует ставить только там, где она делает полный оборот.

Полезно рассмотреть формулы для различных случаев перекоса.

Для пары IV_2 на пальце кривошипа при его перекосе из формул (2.6) и (2.7) имеем

$$\operatorname{tg} \gamma < \left(\frac{\pi}{24} \frac{1}{f} \frac{b}{L} \right) \frac{r_n}{L};$$

при перекосе направляющих из формул (2.6) и (2.8)

$$\operatorname{tg} \gamma < \left(\frac{\pi}{24} \frac{1}{f} \frac{b}{L} \right) \frac{r_n}{R}.$$

Для пары IV_2 на поршневой головке при перекосе поршневого пальца в горизонтальной плоскости из формул (2.6) и (2.12) имеем

$$\operatorname{tg} \gamma < \left(\frac{\pi}{24} \frac{1}{f} \frac{b}{L} \right) \frac{r_n}{R \cos \theta_m};$$

при перекосе поршневого пальца в вертикальной осевой плоскости из формул (2.6) и (2.13)

$$\sin \gamma < \left(\frac{\pi}{24} \frac{1}{f} \frac{b}{L} \right) \frac{r_n}{L};$$

перекос направляющих $\gamma = 0$.

Подсчеты показали, что в механизме без избыточных связей допуски на перекосы очень большие. Следует помнить, что они найдены из условия треугольного закона нагрузки цапфы. Целесообразно их брать меньшими, чтобы улучшить условия работы кинематических пар.

В случае применения подшипников качения в цилиндрической паре IV_2 следует применять роликовые подшипники без бортов на одном из колец (тип 2000 или 32 000). Если требуется большая нагрузочная способность при малой скорости, целесообразны игольчатые подшипники (рис. 2.37). В этом случае

$$L < \frac{b}{2 \operatorname{tg} \varphi_n}. \quad (2.17)$$

Если без бортов выполнено внутреннее кольцо, то для определения $\operatorname{tg} \varphi_n = F_n/Q$ следует найти F_n по формуле, предложенной Н. Е. Шамайденко:

$$F_n = f \left\{ \left[0,92 + 0,37 \operatorname{arctg} \frac{140v_n}{(D+3d)\omega} \right] Q - \frac{5\lambda z (D-d)^2}{64} \right\},$$

а если без бортов выполнено наружное кольцо, то F_n определяем по формуле

$$F_n = f \left\{ \left[0,92 + 0,37 \operatorname{arctg} \frac{140v_n}{(3D+d)\omega} \right] Q - \frac{5\lambda z (D-d)^2}{46} \right\},$$

где D и d — соответственно диаметры наружного и внутреннего колец по кругу катания (см. рис. 1.21); z — число роликов в подшипнике; λ — отношение длины ролика к его диаметру.

Сравнение этих формул показывает, что в последнем случае трение меньше, так как $3D + d > D + 3d$. Поэтому лучше применять подшипники с безбортовым наружным кольцом (типа 2000).

При цилиндрическом ползуне можно совсем избежать шаровой пары со штифтом, если заменить ее шаровой парой III'_{12} (см.

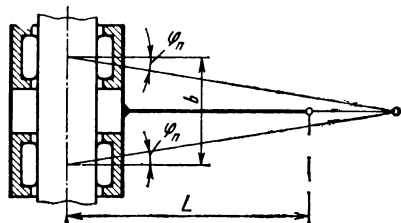


Рис. 2.37. Схема шатуна с кривошипной головкой на игольчатых подшипниках

рис. 2.28, в). При этом появляется местная подвижность — вращение поршня вокруг своей оси ($\omega = 2$). Она безвредна в четырехтактных двигателях; в двухтактных — недопустима, так как в них стыки поршневых колец не должны попадать на впускные и выпускные окна.

Шаровую пару III'_{12} нужно ставить на поршневую головку шатуна (см. рис. 2.28, в); на кривошипную (см. рис. 2.28, в) ее ставить опасно, так как в мертвом положении шатун с поршнем может повернуться вокруг кривошипной головки III'_{12} и во время пуска машины произойдет ее поломка. Это еще раз подтверждает, что недопустимо ставить на ползун цилиндрическую пару IV_2 .

Цилиндрическая пара IV_2 ограничивает возможности самоустановки. Поэтому на поршневом пальце ее целесообразно заменить на шаровую III'_{12} (см. рис. 2.28, д и 2.29, д). При этом добавляется местная подвижность — вращение шатуна вокруг своей оси (в пределах упоров). В двухтактных машинах эта схема непригодна, так как она позволяет проход стыков колец через впускные и выпускные окна, что недопустимо.

Другой путь избежать применения пар IV_3 и IV_{12} состоит в замене их кинематическим соединением IV_a (см. табл. 1.8 и рис. 2.28, е, ж, 2.29, е, ж). На схеме рис. 2.29, е, ж безразлично, на какой головке шатуна ставить шаровую пару III'_{12} и кинематическое соединение из двух пар V_{12} . На схеме рис. 2.28, е ставить шаровую пару на кривошипную головку также опасно, как и на схеме 2.28 г.

В тех случаях, когда отклонения размеров звеньев очень велики, добавочные угловые подвижности сферических подшипников качения могут оказаться недостаточными. Тогда и шаровые пары III'_{12} целесообразно заменить кинематическим соединением III_a (табл. 1.8, рис. 2.29, в). Третья пара V_{12} передает только осевую силу, поэтому она вынесена в сторону от точки пересечения осей, что упрощает конструкцию.

При цилиндрическом ползуне IV_3 обе головки шатуна должны быть соединениями четвертого класса (IV_a , рис. 2.28, в). Применяют такую схему в механизмах регулирования паровых турбин.

В кинематических соединениях на рис. 2.28, е, ж, в и 2.29, е, ж, з оси вращательных пар пересекаются. Такая схема теоретически наилучшая, но конструкция при этом получается громоздкой. Поэтому эту схему применяют, например, в паровых турбинах, где смещения звеньев от их расширения при нагревании очень велики. В тех случаях, когда смещения звеньев незначительны (двигатели внутреннего сгорания), целесообразно применять схемы со скрещивающимися осями вращательных пар в кинематических соединениях (см. рис. 2.28, и—л и рис. 2.29, и—л).

Схему на рис. 2.28, л предложил В. С. Саленко, который переделал на эту схему двигатель автомобиля «Москвич». Новая конструкция шатуна показана на рис. 2.26, б. Испытания ее показали, что уменьшилось трение механизма, особенно сильно уменьшился и момент в начале движения. Этого и следовало ожидать, так как в механизме без избыточных связей натяги отсутствуют. Устранились перекосы поршня, что улучшило герметичность. Это привело к тому, что двигатель стал гораздо легче запускаться.

Испытаний на изнашивание поршня и цилиндра пока не проведено, однако следует ожидать уменьшения их изнашивания. В целом эта схема очень перспективна. Еще более перспективна схема на рис. 2.28, м, так как она проще схемы на рис. 2.28, л и более технологична, чем схема на рис. 2.28, а и в.

2.7. КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫЙ МЕХАНИЗМ

Плоская схема кривошипно-коромыслового механизма изображена на рис. 2.38, а. Проверка ее по формуле (1.5) или (1.6) показывает, что $q_n = 0$, т. е. нет особо вредных избыточных связей. Чтобы не было никаких избыточных связей, подставим в формулу (1.1) $q = 0$, $\omega = 1$, $n = 3$ и, учитывая, что в механизме нет пар первого и второго классов ($p_I = 0$ и $p_{II} = 0$), получим выражение для числа условий связи кинематических пар этого механизма: $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 17$.

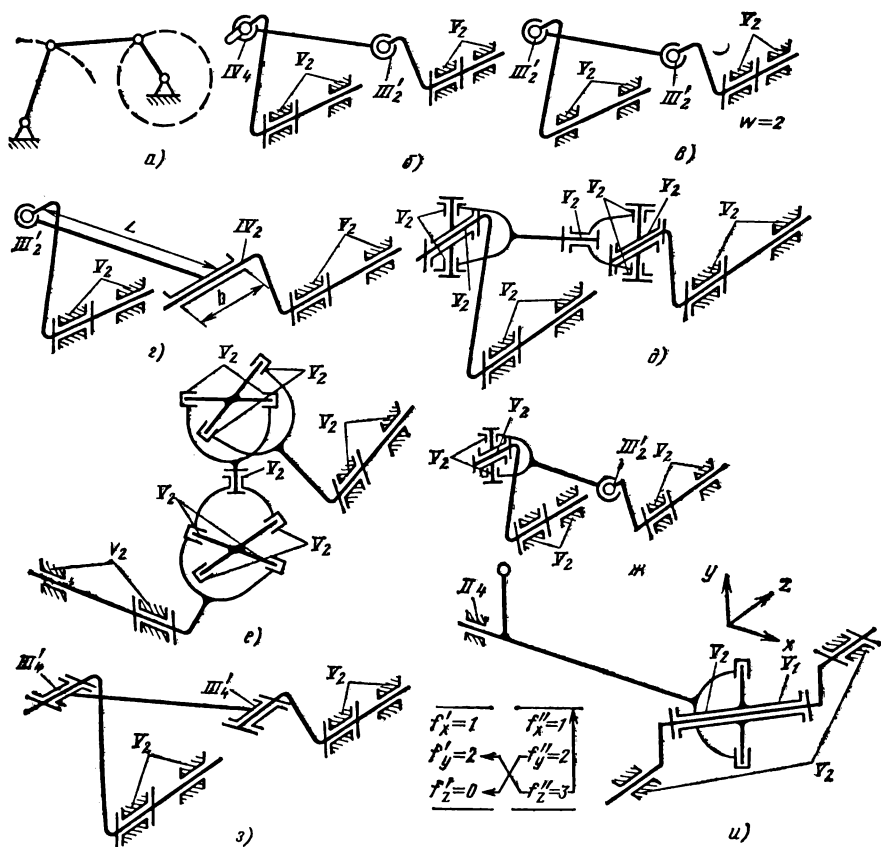


Рис. 2.38. Схемы кривошипно-коромысловых механизмов

То же условие в виде числа подвижностей можно найти аналогичной подстановкой в формулу (1.2). Тогда для числа подвижностей кинематических пар замкнутого контура получим $f' = 7$. Эти уравнения удовлетворяются при двух парах V_2 , одной IV_3 и одной III_2 (рис. 2.38, б). К сожалению, пара IV_3 (шаровая со штифтом) имеет у последнего линейчатый контакт звеньев и непригодна для больших сил, поэтому схема на рис. 2.38, б пригодна только для очень легких механизмов (с малой массой). Избежать применение пары IV_3 можно, если заменить ее шаровой парой III_2 (рис. 2.38, в). Подвижность механизма станет равной двум, добавится местная безредная подвижность — вращение шатуна вокруг своей оси. Примером такой схемы может служить широко распространенная и полностью себя оправдавшая рулевая трапеция автомобиля.

Эту схему содержат и биологические механизмы. Очень ответственный механизм в организме человека — передача от барабанной перепонки к внутреннему уху — выполнена на шаровых шарнирах. Передача состоит из кривошипа (молоточка), шатуна (наковальни) и коромысла (стремечка), составляющего одно целое с внутренним ухом.

Особенно целесообразна схема, приведенная на рис. 2.38, в, в случае шаровых пар на сферических подшипниках качения. Конечно, обе шаровые пары должны быть на головках шатуна. Если даже одну из них поставить между кривошипом

и стойкой, то местная подвижность приведет к тому, что кривошип с шатуном «повалится» и механизм будет неработоспособным.

Другой путь получения рационального механизма заключается в замене шаровой со штифтом пары IV_3 цилиндрической IV_2 (рис. 2.38, *г*). Самоустанавливаемость при этом достигается за счет продольного скольжения пары. Этой самоустанавливаемости мешает трение. Поэтому устанавливать пару надо на кривошипе, а не на коромысле. Проверку на самоустанавливаемость можно приближенно проводить по формулам, выведенным выше для кривошипно-ползунного механизма.

Третий путь получения самоустанавливающихся механизмов заключается в применении кинематических соединений (см. табл. 1.8) вместо пар IV_3 и III'_2 (см. рис. 3.38, *д*). Пару IV_3 заменяют соединением IV_a , состоящим из двух вращательных пар V_2 , а пару III'_2 — соединением III_a , включающим три пары V_2 . В результате получается механизм из семи пар (семь подвижностей в контуре) и семи звеньев (включая стойку).

Механизмы на рис. 2.38, *в* и *д* можно применить и в случае перпендикулярных осей кривошипов (рис. 2.38, *е*). Такая схема встречается в механизмах регулирования паровых турбин. Однако в обычных конструкциях вращательная пара на оси шатуна отсутствует, и, следовательно, остается избыточная связь.

Можно заменить кинематическим соединением только пару IV_3 , а шаровую пару III'_2 сохранить. Получается механизм из четырех вращательных пар V_2 и одной шаровой III'_2 ; они тоже дают семь подвижностей на контур (рис. 2.38, *ж*).

Наконец, при очень больших размерах звеньев по сравнению с размерами кинематических пар (в 50 раз и более) пары на пальцах кривошипа и коромысла, с учетом зазоров, можно считать шаровыми III'_4 и применять схему, показанную на рис. 2.38 *з*.

Интересный четырехшарнирный механизм применен в косилке (рис. 2.38, *и*). Механизм преобразует вращательное движение главного вала в качательное вокруг оси, перпендикулярной к оси вала и пересекающей ее. Такой механизм хорошо komponуется с косилкой, где он передает движение режущему аппарату. Для избежания избыточных связей надо одну опору сделать парой второго класса (удобнее всего II_4), так как направление этого вала почти не меняется. Подвижности в контуре показаны на рис. 2.38, *и*. Здесь угловая подвижность на пальце кривошипа отнесена к оси *z*, так как угол между ними не влияет на замыкание контура.

2.8. МЕХАНИЗМ ПАРАЛЛЕЛЬНОГО КРИВОШИПА

В большинстве механизмов подвижность во всех положениях одинакова. Исключением из этого правила можно считать механизм параллельного кривошипа (рис. 2.39), являющийся частным случаем кривошипно-коромыслового механизма, у которого в мертвой точке подвижность возрастает на единицу. На рисунке, чтобы избежать совпадения линий, шатун *AB* и стойка *OC* условно изображены подковообразными, хотя в действительности они прямые.

Рассмотрим подвижности этого механизма в мертвой точке. Считаем, что в точках *O* и *C* установлены вращательные пары V_2 , а в точках *A* и *B* — шаровые пары III'_2 . Тогда линейные подвижности по всем трем осям равны нулю, т. е. $f'_x = 0$; $f'_y = 0$ и $f'_z = 0$. Угловые подвижности вокруг осей *x* и *y* будут иметь только шаровые пары в точках *A* и *B*, т. е. $f''_x = 2$ и $f''_y = 2$; угловые подвижности вокруг оси *z* будут иметь все четыре пары, т. е. $f''_z = 4$.

Рассмотрим распределение угловых подвижностей: $f''_x = 2$ пойдет на замыкание контура и на местную подвижность — вращение шатуна вокруг своей оси; $f''_y = 2$ расходуются на замыкание контура и на замену линейной подвижности f'_z . Это возможно, так как есть звено (шатун), направленное по оси *x*, т. е. по третьей оси координат, перпендикулярной к *y* и *z*; $f''_z = 4$ пойдет на замыкание контура, на замену линейной подвижности f'_y (так как есть шатун по оси *x*), и две подвижности будут подвижностями механизма.

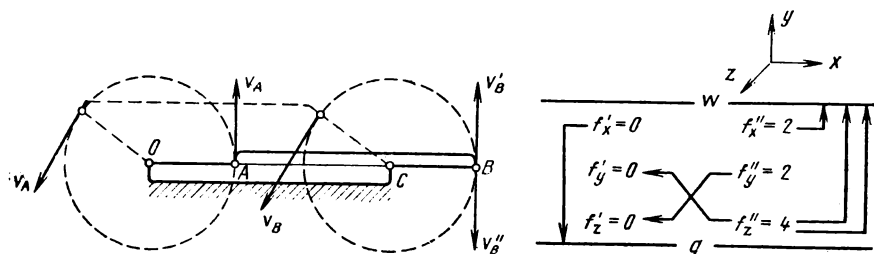


Рис. 2.39. Механизм параллельного кривошипа в мертвом положении (сплошные линии) и в произвольном (штриховые линии)

Линейная подвижность по оси x отсутствует ($f'_x = 0$), и заменить ее угловой вокруг оси z нельзя, так как нет звена, параллельного оси y . Поэтому будет одна избыточная связь $q = 1$ и подвижность $\omega = 3$.

Во всех положениях, кроме мертвых точек (звенья показаны штриховыми линиями на рис. 2.39), подвижность равна двум — основной и вращению шатуна. При заданной v_A скорость v_B вполне определена и равна v_A .

В мертвой точке скорость v_B теряет определенность и может иметь величину v'_B ; тогда сохраняется механизм параллельного кривошипа, скорость v'_B может получить противоположное направление, и механизм станет антипаралелограммом. Следовательно, для того чтобы движение в мертвой точке было определенным, необходимо задавать не только скорость точки A , но и скорость точки B ; тогда подвижность увеличивается на единицу. Характерно при этом, что звенья OA и AB и одновременно с ними звенья OC и BC вытягиваются в прямую линию, т. е. имеет место двойная мертвая точка.

Увеличение подвижности вызывает возникновение избыточных связей. Это следует из формулы (1.5).

При увеличении подвижности ω_{Π} на единицу в механизме без избыточных связей $q_{\Pi} = 1$, так как остальные параметры в этой формуле сохраняются. То же самое можно получить и по формулам (1.1) или (1.2).

В механизмах с простой мертвой точкой (например, в кривошипно-ползунном) увеличения подвижности в мертвой точке не бывает.

Избыточная связь в механизме параллельного кривошипа требует точного выполнения условия $OA + AB = OC + CB$. Если же требуется переход через обе мертвые точки, то необходимо выполнить второе условие: $OC + AB = AB + CB$. Складывая и вычитая эти уравнения, после преобразований получим $OA = CB$ и $AB = OC$.

В локомотивных передачах, где для перехода через мертвую точку приходится применять двоярный механизм параллельного кривошипа, т. е. нарушать основное правило конструирования, избыточная связь присутствует во всех положениях механизма. Это привело к тому, что этот механизм, широко применявшийся в паровозах, в современных локомотивах не применяют. Вместо него в электровозных одномоторных тележках используют зубчатую передачу с промежуточным колесом.

Велико число избыточных связей в пальцевом механизме параллельного кривошипа, применяемого в планетарно-эксцентриковых механизмах для передачи вращения от сателлита на ведомый вал. При обычно применяемом числе пальцев (6—8) число избыточных связей равно 5—7, т. е. очень велико. Это требует большой точности изготовления. Кроме того, как показал В. Н. Кудрявцев, пальцевый механизм при эвольвентном зацеплении трудно разместить в сателлите. Поэтому необходимо применять или пальцы очень малого диаметра, или отверстия большого диаметра.

Эти недостатки устранены в предложенном и испытанном Ю. А. Грином редукторе с крестовой муфтой качения.

Механизм параллельного кривошипа не получил распространения и в многоспиндельных сверлильных головках из-за огромного числа избыточных связей

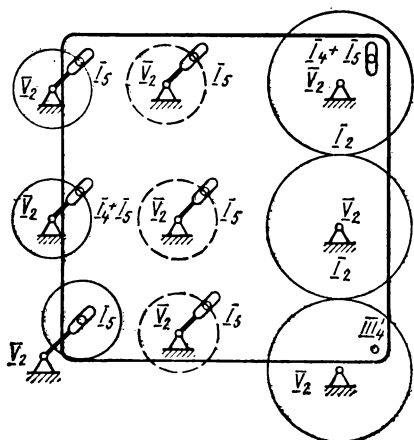


Рис. 2.40. Механизм для многшпиндельной головки с промежуточным колесом

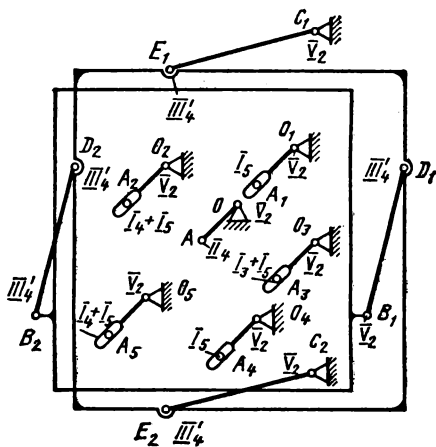


Рис. 2.41. Механизм для многшпиндельной головки с шарнирными параллелограммами

(по одной на каждый шпиндель). В них применяют механизмы со многими промежуточными колесами, хотя параллельный кривошип мог бы дать большое упрощение конструкции.

Устранить избыточную связь можно, если в кривошипе (рис. 2.40) втулку одного из шарниров заменить пазом. В мертвых положениях это устраняет избыточную связь, во всех остальных подвижность увеличивается на единицу. При этом устраняется перемещаемая подвижность, но появляется лишняя подвижность — возможность вращения шатуна в плоскости механизма. Изъять ее можно введением дополнительных условий связи. В конструкции, показанной на рис. 2.40, для этого применена зубчатая передача с промежуточным колесом, а на рис. 2.41 — механизм из параллелограммов $C_1E_1E_2C_2$ и $B_1D_1D_2B_2$, обычно применяемый в рейсшинах «Кульман». Можно применить и другие аналогичные механизмы для параллельного перемещения, например муфту Ольдгема.

В механизме на рис. 2.41 все они могут быть использованы для сверлильных шпинделей, а на рис. 2.40 — все, кроме оси промежуточного колеса, так как последнее вращается в направлении, противоположном направлению других головок.

Следует отметить значительную простоту механизма, приведенного на рис. 2.40, по сравнению с механизмом, имеющим зубчатые колеса (всего одно промежуточное колесо вместо нескольких). Кроме того, механизм, выполненный по рис. 2.40, позволяет легко менять расстояния между центрами отверстий, чего механизм с зубчатыми колесами не допускает.

При конструировании механизма согласно рис. 2.40 следует помнить, что шатун (пластина) должен крепиться на трех точках. Поэтому три пальца (III_4 , $I_4 + I_5$ и $I_4 + I_5$) необходимо выполнять с закраинами, все остальные во избежание избыточных связей — без закраин.

Аналогичным образом шатун (пластина), показанный на рис. 2.41, следует фиксировать по трем точкам в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа. Поэтому пальцы A_2 , A_3 и A_5 должны быть изготовлены с закраинами, а остальные — без закраин. Для большей точности фиксирования желательно закраины выполнять на тех пальцах, расстояние между которыми самое большое (см. рис. 2.41). Таким же образом раму $E_1D_1E_2D_2$ следует фиксировать по трем широко расставленным точкам E_1D_1 и E_2 в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа. Для этого шарниры C_1B_1 и C_2 необходимо выполнять в виде вращательных пар V_5 . Остальные шарниры (B_2D_2 , E_1E_2 и D_1) должны быть шаровыми III_4 . При этом звено B_2D_2 будет иметь местную подвижность — вращение вокруг оси звена. Поэтому общая подвижность механизма $w = 2$.

Возможна другая схема кинематических пар механизма, изображенного на рис. 2.41. Например, если пластинку и раму снабдить плоскостными направляющими (пары III_2'), то все пальцы необходимо выполнить без закраин, а все поводки — с шаровыми парами III_4' .

Другой способ устранения избыточных связей показан на рис. 2.42. Для устранения избыточных связей шатун выполнен разрезным с соединением цилиндрической парой IV_2 . Концы шатуна присоединены к головкам с помощью шарниров V_2 . Эти пары можно выполнять очень простыми, поскольку относительное движение в них ничтожно. Например, пару V_2 можно сделать в виде валика, а заменяет она несколько болтов, соединяющих детали в статически неопределимом механизме. Поэтому устранение избыточных связей в механизме по рис. 2.42 не увеличивает его стоимости. Лишняя подвижность устранена соединением обоих кривошипов через червячные передачи и промежуточный валик, от которого они получают вращение (условно показано штриховыми линиями).

При проверке наличия избыточных связей по формуле (1.1) целесообразно эти передачи не рассматривать, а считать, что кривошипы имеют независимый привод, т. е. $w = 2$. К сожалению, предлагаемый прием устранения связей неприменим в том случае, когда параллельный кривошип служит для передачи момента (спарник локомотива).

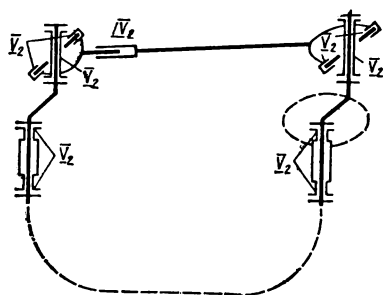


Рис. 2.42. Механизм параллельного кривошипа с независимым приводом кривошипов

2.9. КУЛИСНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Плоские кулисные механизмы в зависимости от движения звена, несущего палец кулисного камня, и движения кулисы могут быть трех видов:

кривошипно-кулисный с вращающейся или качающейся кулисой — оба звена вращаются (см. рис. 2.43);

кулисный синусный — палец расположен на вращающемся звене, а кулиса движется прямолинейно (рис. 2.44, а—в);

кулисный тангенсный — палец расположен на звене,двигающемся прямолинейно, а кулиса вращается (рис. 2.44, г—ж).

Рассмотрим кривошипно-кулисный механизм с вращающейся (или качающейся) кулисой. Плоская схема этого механизма показана на рис. 2.43, а. Если радиус кривошипа $OA > O_1O_2$ (расстояния между центрами), кулиса делает полный оборот (вращается); если же $OA < O_1O_2$, кулиса делает часть оборота (качается).

Избыточные связи для этих двух случаев одинаковы, поэтому будем их рассматривать одновременно. Проверка плоской схемы с помощью формулы (1.5) или (1.6) показывает, что в ней отсутствуют избыточные связи.

При рассмотрении действительных механизмов без избыточных связей видно, что зависимости для кривошипно-ползунного механизма сохраняются, так как они получены для того же числа звеньев и кинематических пар, т. е. $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 17$; $p_V + p_{IV} + p_{III} = 4$. К этим зависимостям добавляется условие $p_V \geq 2$, которое вытекает из необходимости фиксирования в осевом направлении ведущего и ведомого валов. Эти условия можно удовлетворить при $p_V = 2$, $p_{IV} = 1$ и $p_{III} = 1$ (рис. 2.43, б).

Такая конструкция механизма очень удобна при изготовлении и эксплуатации, однако она имеет тот недостаток, что здесь применен смещенный ползунок (центр шарового пальца на кривошипе не совпадает с осью цилиндрической пары кулисы). При конструировании это смещение необходимо предусматривать возможно меньшим.

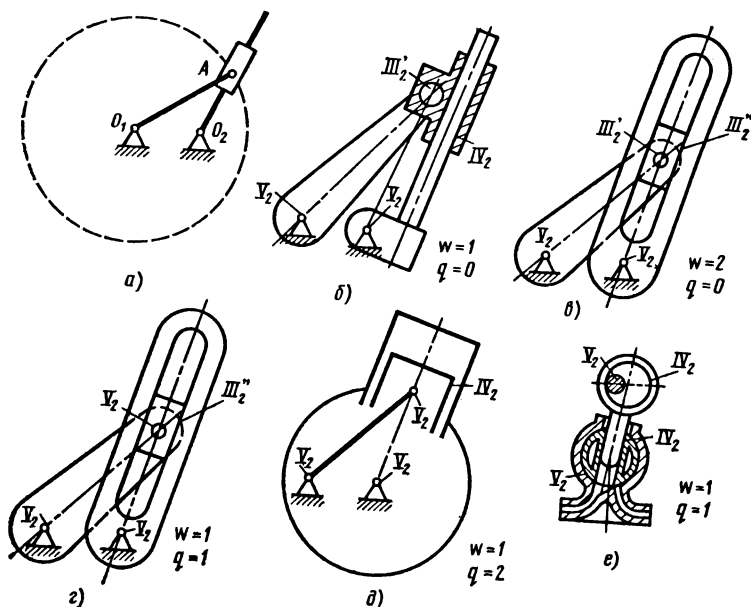


Рис. 2.43. Схемы механизма с вращающейся или качающейся кулисой

Простую конструкцию без избыточных связей можно осуществить при $p_V = 2$; $p_{III} = 2$ и $w = 2$ (рис. 2.43, в). В этом случае получается одна местная подвижность — вращение кулисного камня вокруг шарового пальца. Она практически безвредна, так как угол поворота ограничивают соответствующие упоры.

Конструкцию с одной избыточной связью (рис. 2.43, г) применяют в станках. В этой конструкции $p_V = 3$, $p_{IV} = 1$ и $w = 1$. По формуле (1.1) найдем $q = 1$. Эта избыточная связь требует строгой параллельности между осями вращательных пар и плоской парой (плоскостью соприкосновения кулисы и кулисного камня) во всех положениях механизма.

Механизм с вращающейся кулисой применяли в авиационных звездообразных двигателях с вращающимися цилиндрами (рис. 2.43, д). В этой конструкции $p_V = 3$ и $p_{IV} = 1$. По формуле (1.1) найдем $q = 2$. Избыточные связи можно устранить, поставив на шатуне шаровые головки. Однако при этом возникнут две местные подвижности — вращение поршня и вращение шатуна вокруг своей оси.

Механизм с качающейся кулисой применяют в масляных насосах с качающимся цилиндром (рис. 2.43, е). В этом механизме $p_V = 2$ и $p_{IV} = 2$. Тогда по формуле (1.1) найдем $q = 1$. Эта избыточная связь требует строгой параллельности осей вала, оси качения цилиндра и оси эксцентрика во всех положениях механизма.

Кулисный синусный механизм (с бесконечным шатуном) при постоянной силе на ползуне дает наибольший момент на кривошипе в середине хода, наименьшие моменты — по концам хода. Эта характеристика моментов выгодна для электрических аппаратов, так как исключает возможность застревания аппарата в промежуточном положении. Плоская схема этого механизма (см. рис. 2.44, а) избыточных связей, определяемых по формуле (1.5) или (1.6), не имеет. В этой схеме две поступательные и две вращательные пары. В ней возможно применение трех цилиндрических пар с взаимно перпендикулярными осями, т. е. $p_V = 1$ и $p_{IV} = 3$. При этом не возникает ни местных подвижностей (как получилось бы, если оси цилиндрических

пар были бы параллельны), ни избыточных связей. Такая конструкция показана на рис. 2.44, б.

Неправильная, но к сожалению, распространенная конструкция, в которой только пары пятого класса, показана на рис. 2.44, в. В этой схеме имеются три избыточные связи, вследствие чего необходимо точно выдерживать ряд размеров.

Встречаются конструкции, у которых одна или две пары цилиндрические. Эти конструкции имеют соответственно меньшее число избыточных связей.

Однако, чтобы полностью избавиться от избыточных связей, необходимо применить три цилиндрические пары, как это сделано в схеме на рис. 2.44, б.

Кулисный тангенсный механизм при постоянной силе на ползуне дает наибольший момент на кулисе (на валу) по концам хода, наименьший — посредине. Характеристика моментов выгодна для судовых рулевых машин, так как она близка к моментам на валу руля. Плоская схема такого механизма (рис. 2.44, г) избыточных связей, определяемых по формуле (1.5), не имеет. В этом механизме можно применить три цилиндрические пары, оси которых не параллельны ($p_V = 1$; $p_{IV} = 3$; $w = 1$; $q = 0$). Такую конструкцию (рис. 2.44, д), предложенную А. Н. Ивановым, применяют в настоящее время в приводах реверсоров, тормозных переключателей и переключателей напряжения моторных вагонов.

В неправильной конструкции (рис. 2.44, е) одна пара цилиндрическая (ползун, направляющие), остальные — пятого класса. На основании формулы (1.1) схема имеет две избыточные связи, вследствие этого требуется точно выдержать перпендикулярность осей цилиндра и вала и положение цилиндра вдоль оси вала.

Встречаются конструкции, в которых применены две цилиндрические пары и две пары пятого класса. В них одна избыточная связь, поэтому требуется точно выдержать перпендикулярность осей цилиндра и вала.

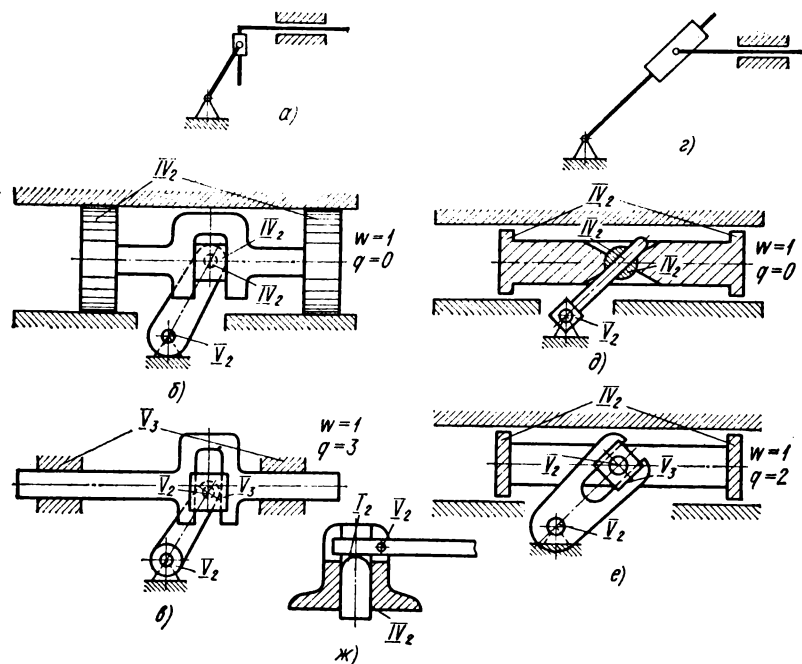


Рис. 2.44. Схемы кулисных механизмов:

а-в — синусных; г-ж — тангенсных

В сантехнике встречается трехзвенный тангенсный механизм (поплавковый клапан смывного бачка) (рис. 2.44, ж). В механизме $p_V = 1$; $p_{IV} = 1$ и $p_I = 1$; избыточные связи отсутствуют. Недостатком этого механизма является пара первого класса с точечным контактом, малая нагрузочная способность которой не позволяет рекомендовать этот механизм для больших нагрузок. Из-за большого скольжения и большого коэффициента трения (работа в воде) этот механизм в смывных бачках работает весьма плохо. Однако можно так подобрать размеры, чтобы при закрытом клапане не было скольжения рычага о толкатель. Правда, это потребует расклепывания шарнира рычага.

Более простой способ — подобрать длину клапана такой, чтобы при закрытом положении рычаг был наклонен на угол трения. Тогда разгрузятся направляющие клапаны, и заклинивание исключится (проверено автором).

Сравним синусный кулисный механизм (см. рис. 2.44, б) с тангенсным (см. рис. 2.44, д). Они различаются только направлением оси цилиндрической пары, соединяющей кулисный камень с валом. У синусного механизма эта ось параллельна, т. е. составляет с осью вала угол 0° , а у тангенсного — 90° . Между этими крайними положениями угла можно применить любое промежуточное (проверено на модели) и получить промежуточную характеристику между синусным и тангенсным механизмами. Если этот угол сделать регулируемым, то можно регулировать и характеристику.

Единственным недостатком такого механизма является то, что он пространственный и его теория намного сложнее теории плоского механизма.

Механизм с промежуточной характеристикой исследован А. А. Касаманяном. Если α — расстояние между осями вала и ползуна, α — угол между валом и осью цилиндрической пары, соединяющей кулисный камень с валом, δ — угол поворота вала и β — соответствующий ему угол поворота ползуна (принужденный), то можно записать $\beta = \alpha - \arctg(\tg \alpha \cos \delta)$.

Перемещение ползуна от среднего положения $x = a \sin^2(\alpha + \beta) \tg \delta + a \times \cos^2(\alpha - \beta) \sin \delta$.

При $\alpha = 0$ и $\beta = 0$ $x = a \sin \delta$ — механизм обращается в синусный; при $\alpha = 90^\circ$ и $\beta = 0$ $x = a \tg \delta$ — в тангенсный.

2.10. ВЫРОЖДЕНИЕ ГРУПП АССУРА

Для проектирования сложных шарнирных механизмов пользуются теорией Л. В. Ассура. По этой теории механизм составляется из групп нулевой подвижности, т. е. таких групп, которые, будучи присоединены к стойке, дают нулевую подвижность и на плоской схеме не имеют избыточных связей ($q_{\Pi} = 0$).

Однако это не всегда так. При некотором расположении поводков группа получает подвижность и соответственно избыточную связь. При этом нарушается основное условие — нулевая подвижность, и группа вырождается. Если не учесть эти случаи, то получим механизмы с вредными подвижностями и избыточными связями. Рассмотрим эти случаи.

Двухповодковая группа. В мертвой точке здесь возникает подвижность и соответственно избыточная связь. Это встречается в механизме параллельного кривошипа, который подробно рассмотрен в разд. 2.8 (см. рис. 2.39).

Трехповодковая группа. Все три поводка пересекаются в одной точке (рис. 2.45, а). Эта точка P будет центром мгновенного вращения этого звена. Так как третий поводок проходит через эту точку, он не устранил подвижность, а только даст избыточную связь.

Трехповодковая группа и все три поводка параллельны (рис. 2.45, б). Если все три поводка имеют одинаковую длину и одинаковое направление, то возможно даже конечное перемещение. Тогда группа сведется к механизму параллельного кривошипа с тремя кривошипами. В этой схеме все три шарнира базового звена двигаются с одинаковыми и имеющими одно направление скоростями (перпендикулярными к поводкам), т. е. движение поступательное. Поэтому третий поводок не может препятствовать этому движению, а только создает избыточную связь.

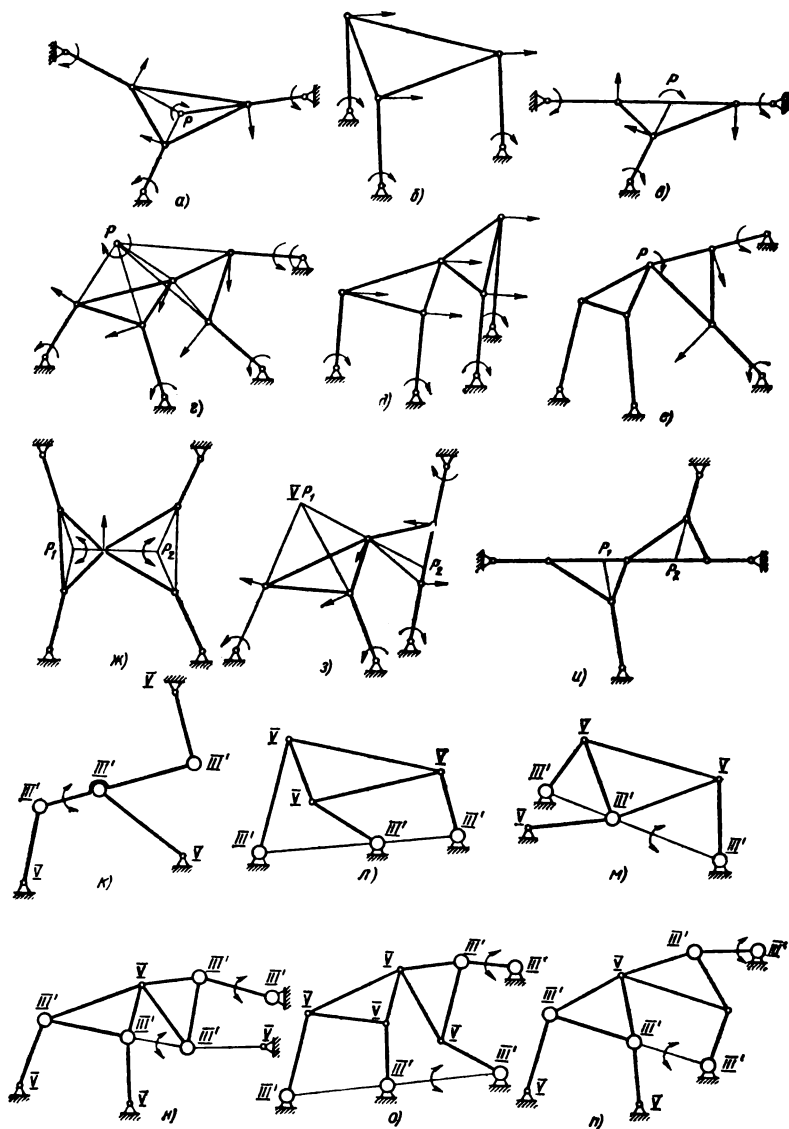


Рис. 2.45. Вырождение групп Ассра (образование подвижности и избыточной связи): а—е — трехповодковые на плоской схеме; г—и — четырехповодковые на плоской схеме; к—м — трехповодковые на пространственной схеме; н—п — четырехповодковые на пространственной схеме

Трехповодковая группа, у которой два поводка расположены на одной прямой (рис. 2.45, в). В точке пересечения этой прямой с третьим поводком (или с его продолжением) будет центр мгновенного вращения и соответствующая подвижность.

Для трехповодковых групп проверку этого можно выполнить по структурной формуле (1.5) для плоской схемы. Получим $q_{\Pi} = 1 - 3 \cdot 4 + 2 \cdot 6 = 1$.

Четырехповодковая группа и все четыре поводка пересекаются в одной точке (рис. 2.45, г). Эта точка будет центром мгновенного вращения для блока двух базовых звеньев.

Четырехповодковая группа и все четыре поводка параллельны (рис. 2.45, д). В этом случае блок из двух базовых звеньев движется поступательно в направлении, перпендикулярном к поводкам.

Четырехповодковая группа и два поводка одного базового звена пересекаются в центре шарнира, соединяющего базовые звенья (рис. 2.45, е). В этом случае точка пересечения двух поводков будет центром мгновенного вращения для их базового звена. Шарнир между базовыми звеньями не будет препятствовать этому вращению, а будет только создавать избыточную связь.

Четырехповодковая группа и точки P_1 и P_2 пересечения поводков каждого базового звена лежат на одной прямой с шарниром, соединяющим базовые звенья (рис. 2.45, ж). В этом случае базовые звенья могут вращаться вокруг своих центров мгновенного вращения P_1 и P_2 . Шарнир, соединяющий базовые звенья, будет двигаться в направлении, перпендикулярном к линии P_1P_2 , и не будет препятствовать этому движению, а только будет создавать избыточную связь.

У четырехповодковой группы, в случае, если два поводка расположены на одной прямой, вырождение получается, если они присоединены к одному базовому звену (рис. 2.45, з). При этом центры мгновенного вращения P_1 и P_2 расположатся на одной прямой с шарниром, соединяющим базовые звенья (аналогично схеме на рис. 2.45, ж). Если же поводки, расположенные на одной прямой, принадлежат разным базовым звеньям (рис. 2.45, и), то для вырождения необходимо дополнительное условие: эта прямая должна проходить через шарнир, соединяющий базовые звенья.

Для четырехповодковых групп проверку полученных результатов можно выполнить и по структурной формуле (1.5).

Для схем механизмов на рис. 2.45, г—е $q_{\Pi} = 1 - 3 \cdot 6 + 2 \cdot 9 = 1$. И по формуле (1.6) для схем на рис. 2.45, а и б $q_{\Pi} = 1 + 3 \cdot 2 - 1 \cdot 6 = 1$, а для схем на рис. 2.45, г—е $q_{\Pi} = 1 + 3 \cdot 3 - 1 \cdot 9 = 1$. Проверку можно выполнить и по формуле (1.1).

Интересно отметить, что число контуров для двухповодковой группы равно единице, для трехповодковой — двум и для четырехповодковой — трем, т. е. число контуров на единицу меньше числа поводков.

Избыточные связи на плоской схеме (рис. 2.45, а—и) создают добавочные продольные нагрузки (растяжение или сжатие) поводков; изгибные нагрузки базовых звеньев (рычагов) и линейные нагрузки вращательных пар. Угловых нагрузок вокруг осей, расположенных в плоскости механизма, вращательные пары от q_{Π} не получают, так как на плоской схеме эти моменты не рассматриваются.

Плоская схема не дает исчерпывающего ответа на вопрос о структуре механизма, так как в этой схеме остаются неисследованными некоторые подвижности и избыточные связи. Полный ответ дают пространственные структурные формулы А. П. Малышева или О. Г. Озола.

Поводки могут выполняться с парами третьего, четвертого и пятого классов. В зависимости от их комбинаций группа нулевой подвижности с одним базовым звеном может быть двух-, трех-, четырех-, пяти- и шестиповодковой (См. § 2.11). Здесь рассмотрим только трехповодковую группу, как наиболее простую и наиболее распространенную. Здесь на каждом поводке (для отсутствия избыточных связей) должны быть одна вращательная пара V и одна сферическая III' . Наивыгоднейшее их расположение может быть установлено силовым анализом. Следует учесть, что если поставить две сферические пары III' на один поводок, то он получит местную подвижность — вращение вокруг своей оси и соответственно (см. структурную формулу) возникнет избыточная связь.

Рассмотрим более опасный случай, когда три шаровые пары располагаются на одной прямой. Если сферические пары находятся на базовом звене (рис. 2.45, *к*), то оно обращается в прямую — возникает местная подвижность (правда, безвредная) — вращение базового звена вокруг своей оси и, конечно, избыточная связь. Так может получиться в прямиле Эванса. Хуже, если три сферические пары находятся «на стойке» и расположены на одной прямой (рис. 2.45, *л*). Тогда базовое звено вместе с поводками «повалится», что совершенно недопустимо, и возникнет одна избыточная связь.

То же самое получится при шаровых парах, находящихся и на базовом звене и на «стойке», если они расположатся на одной прямой (рис. 2.45, *м*). Здесь базовое звено с двумя поводками «повалится», т. е. возникнет вредная подвижность. Следовательно, при трехповодковой группе нельзя допускать, чтобы три сферические пары *III'* становились на одну прямую. Аналогичное условие можно установить и для четырехповодковой группы.

По формуле А. П. Малышева при $n = 6$ и $q = 0$, считая, что будут только пары пятого и третьего класса как наиболее конструктивные, получим $0 = \omega - 6 \cdot 6 + 5p_V + 3p_{III}$, откуда $5p_V + 3p_{III} = 36 - \omega$, но $p_V + p_{III} = 9$.

Эти уравнения удовлетворяются при $\omega = 1$; $p_V = 4$ и $p_{III} = 5$ (рис. 2.45, *н*). Здесь базовые звенья придется соединить вращательной парой V_2 . Если на трех поводках поставить пары V , III' , то они и будут направлять базовые звенья в заданной плоскости. На четвертый поводок (поддерживающий) надо установить две сферические пары III' , III' . У него будет местная (безвредная) подвижность — вращение вокруг своей оси.

У четырехповодковой группы с такими парами кроме случаев, рассмотренных на плоской схеме на рис. 2.45, *г—и*, возможен еще один случай возникновения подвижности и избыточной связи (рис. 2.45, *н*): когда три сферические пары направляющих поводков попадут на одну прямую. При этом безразлично, будут ли эти пары установлены со стороны базовых звеньев (рис. 2.45, *н*), со стороны стойки (рис. 2.45, *о*) или и с той и с другой стороны (рис. 2.45, *п*). Базовые звенья (одни или с поводками) «повалятся». Расположение шаровых пар поддерживающего поводка на это не повлияет, так как он не является направляющим. Избыточные связи, возникшие за счет расположения трех сферических пар на одной прямой, вызовут добавочные поперечные нагрузки (изгибающие) поводков и сложное нагружение базовых звеньев. Сферические пары получат добавочные нагрузки от сил, перпендикулярных к плоскости механизма, а вращательные пары — дополнительные нагрузки от моментов вокруг осей, перпендикулярных к поводкам и расположенных в плоскости механизма.

Вредные подвижности и избыточные связи в механизмах на рис. 2.45, *к—п* могут добавиться к вредным параметрам схем на рис. 2.45, *а—и* и еще больше ухудшить работу механизмов.

2.11. СТРУКТУРНЫЕ ГРУППЫ НУЛЕВОЙ ПОДВИЖНОСТИ

В настоящее время из теории Ассура известны следующие группы нулевой подвижности: без базового звена — двухповодковая; с одним базовым звеном — трехповодковая и с двумя — четырехповодковая.

Ниже будет показано, что эти группы являются частными случаями групп нулевой подвижности, а в общем случае число поводков может быть от двух до семи. Здесь и ниже рассматриваются только статически определяемые группы.

Дело в том, что число условий связи, накладываемых каждым поводком, зависит от классов его кинематических пар. Поэтому поводки могут быть одно-, двух-, трех- и четырехсвязными. Чтобы установить число этих связей, можно исходить из условия Н. Е. Шамайденко, что при последовательном соединении кинематических пар их подвижности складываются, или исходить из условия Е. Ю. Будыки, что сохраняются только те условия связи, которые есть у всех последовательно соединенных кинематических пар.

Односвязный поводок получается из пар III' и III' или III' и IV . В первом случае остается одна местная подвижность — вращение поводка вокруг своей оси.

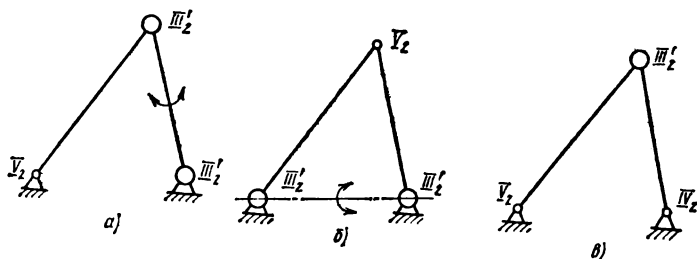


Рис. 2.46. Группы нулевой подвижности без базовых звеньев — двухповодковые

Двухсвязный поводок получается из пар III' и V или IV и IV ; трехсвязный — из пар IV и V и четырехсвязный — из пар V и V .

Рассмотрим группы нулевой подвижности без базовых звеньев. В плоских механизмах это будут только двухповодковые группы. Такая группа для самоустанавливаемости должна иметь одну пару пятого класса V_2 и две сферические пары III'_2 (рис. 2.46, а). У нее будет одна местная подвижность — как правило, безвредная — вращение поводка III'_2 , III'_2 вокруг своей оси. Следует остерегаться применять пары III'_2 , III'_2 на стойке (рис. 2.46, б), так как тогда эта подвижность может оказаться вредной — вся группа «повалится». Поэтому такую схему можно применять только тогда, когда эта вредная подвижность устраняется другими кинематическими парами.

Можно применять одну вращательную пару V_2 , одну цилиндрическую IV_2 и одну сферическую III'_2 (рис. 2.46, в); расположение пар безразлично. При этом надо проверять, чтобы трение в паре IV_2 не препятствовало самоустанавливаемости (осевой подвижности). Обычно пару IV_2 можно применять только там, где она делает полный оборот.

В пространственных механизмах группа нулевой подвижности без базовых звеньев может быть и двухповодковой, как на рис. 2.46, и трехповодковой, как на рис. 2.47, а. Для самоустанавливаемости механизма ее можно выполнить только на сферических парах III'_2 (рис. 2.47, б). Правда, тогда у нее будет три безвредные местные подвижности — вращения трех поводков вокруг своих осей. Две местные подвижности можно устранить, применив для соединения поводков пару V_2 вместо пары III'_2 (рис. 2.47, в).

Можно устранить и последнюю (третью) местную подвижность, применив цилиндрическую пару IV_2 вместо пары III'_2 (рис. 2.47, г). Здесь необходимо проверить,

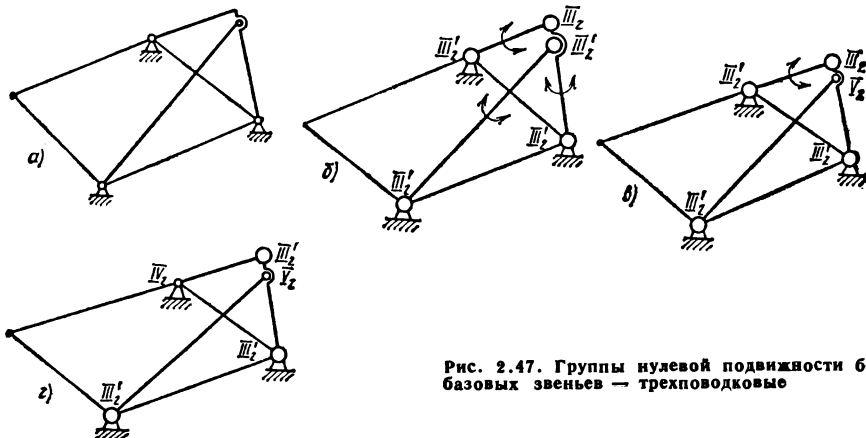


Рис. 2.47. Группы нулевой подвижности без базовых звеньев — трехповодковые

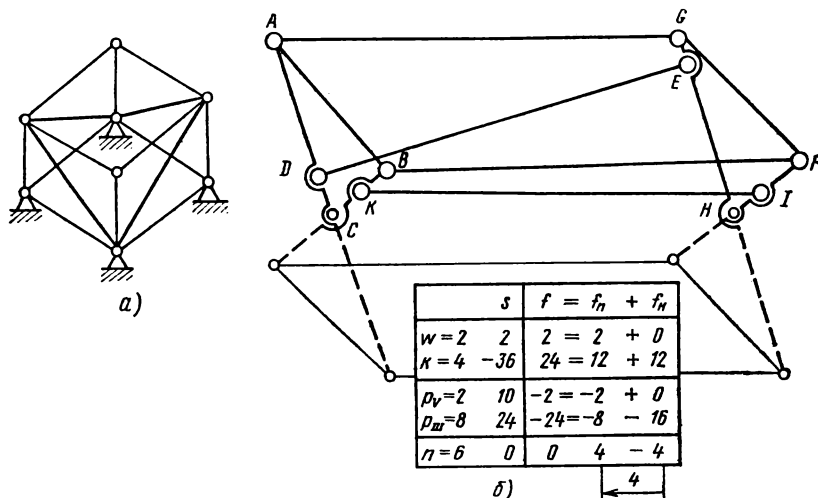


Рис. 2.48. Конструкции, образованные из трехповодковых групп без базовых звеньев: а — каркас здания; б — стол

не будет ли трение мешать самоустанавливаемости. Пространственные трехповодковые группы удобны для проектирования механизмов, например железнодорожных токоприемников (рис. 2.52 и 3.43, в).

Рассмотрим пример проектирования каркаса здания (рис. 2.48, а) (выбор числа и расположения раскосов). Рассмотрим каркас из двух трехповодковых групп (показаны жирной линией) и к ним присоединим еще две трехповодковые группы (показаны тонкой линией).

Стол. В конструкции обеденного стола, показанной на рис. 2.48, б, нашли применение две группы нулевой подвижности без базовых звеньев, из трех поводков AC , BC , ED и FH , GH , KI (показаны сплошной линией). Столешницу $ABFG$ принимаем за стойку. Продолжения поводков AC , BC , FH и GH (показаны пунктиром) служат ножками. Если сочленения ножек C и H считать парами пятого класса V_2 , а все остальные — сферическими III'_2 , то в конструкции избыточных связей не будет.

Вместо продольных косых планок в небольших столах применяют широкую доску, прибитую к ножкам, а в разборных столах продольный брус, соединенный с ножками клиньями (аналогично конструкции столярных верстаков). Конструкция очень прочная и жесткая, так как состоит только из треугольников, и простая — в ней всего шесть стержней. В отличие от нее традиционная конструкция стола состоит только из четырехугольников и поэтому много сложнее — имеет 8—12 стержней. Узлы в нем, выполненные на шипах, нагружены моментами и потому имеют малую прочность.

Рассмотрим группы с одним базовым звеном. Для нулевой подвижности поводки должны дать неподвижное соединение базового звена со стойкой, т. е. в сумме дать шесть условий связи. Тут возможны следующие случаи:

- а) $6 = 4 + 2$
- б) $6 = 4 + 1 + 1$
- в) $6 = 3 + 3$
- г) $6 = 3 + 2 + 1$
- д) $6 = 3 + 1 + 1 + 1$
- е) $6 = 2 + 2 + 2$
- ж) $6 = 2 + 2 + 1 + 1$
- з) $6 = 2 + 1 + 1 + 1 + 1$
- и) $6 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 1$

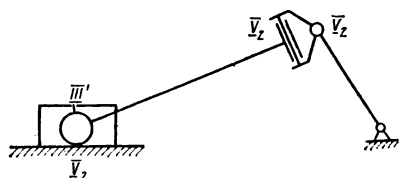


Рис. 2.49. Двухповодковая группа с одним базовым звеном

Случай а) и в) — двухповодковые группы. К сожалению, нет уверенности в осуществимости случая в), поэтому остается только случай а). Случаи б), г) и е) — известные трехповодковые группы; д) и ж) — четырехповодковые; з) — пятиповодковая; и) — шестиповодковая. Рассмотрим применяемые на практике случаи а), е), ж) — и).

Случай а) показан на рис. 2.49. Здесь и ниже многоповодковая группа показана жирной линией, а остальные звенья механизма и вспомогательные построения — тонкой. На рис. 2.29, е случай а) предложен для устранения избыточных связей в кривошипно-ползунном механизме. Здесь шатун присоединен к кривошипу поводком V_2V_2 и к стойке поводком $III'V_3$. Правда, кинематики Ассура тут не получается, но нулевая подвижность и статическая определенность обеспечены.

Случай е) показан на рис. 2.50. Он широко известен и потому здесь подробно не рассматривается.

В качестве примера четырехповодковой группы возьмем случай ж) — общеизвестную двухэксцентриктовую кулису Стефенсона (см. рис. 1.15). Здесь два двухсвязных поводка: эксцентриктовые — тяги $BIII'CV$ и $EIII'DV$, и два односвязных поводка, подвесная тяга $I'III'K'III$ и кулисный камень с золотником и с парами $FIII$, $GIII$, HIV . Последний хотя и имеет три кинематические пары, но дает одно условие связи, т. е. является односвязным поводком. Все четыре поводка необходимы для фиксации пазового звена кулисы. Например, если убрать кулисный камень с золотником, то пазовое звено «повалится». В качестве примера пятиповодковой группы случай з) возьмем трехэксцентриктовую кулису Стефенсона на рис. 2.51. Такие кулисы применялись на больших судах. Здесь один двухсвязный поводок III_2V_2 и четыре односвязных: три эксцентриктовые тяги III_2III_2 и кулисный камень с золотником с парами V_2 , III_2' , IV_2 . В качестве примера случая и) — шестиповодковой группы — возьмем верхние рамы статически определимого токоприемника (рис. 2.52). Здесь шесть односвязных поводков III_4III_4' , из них четыре продольных и два диагональных поддерживают основание верхней каретки III_4III_4' .

Для групп с двумя базовыми звеньями возможны следующие случаи:

- а) $7 = 4 + 3$
- б) $7 = 4 + 2 + 1$
- в) $7 = 4 + 1 + 1 + 1$
- г) $7 = 3 + 3 + 1$
- д) $7 = 3 + 2 + 2$
- е) $7 = 3 + 2 + 1 + 1$
- ж) $7 = 3 + 1 + 1 + 1 + 1$
- з) $7 = 2 + 2 + 2 + 1$
- и) $7 = 2 + 2 + 1 + 1 + 1$
- к) $7 = 2 + 1 + 1 + 1 + 1 + 1$
- л) $7 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 1$

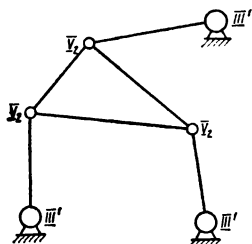


Рис. 2.50. Трехповодковая группа с одним базовым звеном

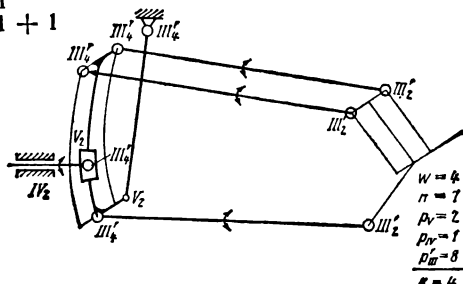
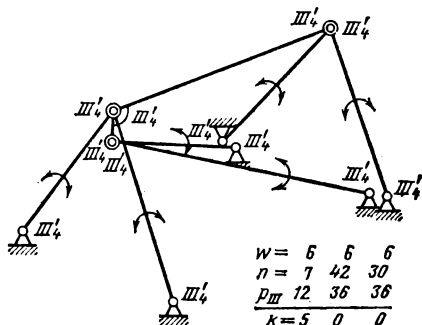


Рис. 2.51. Пятиповодковая группа с одним базовым звеном (трехэксцентриктовая кулиса Стефенсона)

$W = 4$	4	4
$n = 7$	42	24
$p_v = 2$	10	-2
$p_r = 1$	4	-2
$p_{\text{ш}} = 8$	24	-24
$K = 4$	0	0

Рис. 2.52. Шестиповодковая группа с одним базовым звеном (верхняя рама токоприемника, а. с. № 833080)



Случай а) — двухповодковая группа; б), г) и д) — трехповодковые; в), е) и з) — четырехповодковые; ж), и) — пятиповодковые; к) шестиповодковая; л) — семиповодковая.

На практике применяются только четырехповодковые группы. Остальные из-за своей сложности имеют только теоретическое значение. Если базовые звенья соединить сферической парой III' , то наибольшее число поводков будет девять. Поэтому эта схема может применяться только в исключительных случаях.

2.12. САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ, ПЛОСКИЕ СТРУКТУРНЫЕ ГРУППЫ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ

Наиболее универсальное решение дают шаровые — сферические пары III'_2 . Их проще всего применять, делая сферическими обе головки шатуна. Однако такое решение не является наивыгоднейшим, так как в этом случае вводится местная подвижность — вращение шатуна вокруг своей оси, что требует проверки, не будет ли она вредной. Главное, что для получения этой подвижности устанавливаются дополнительные сферические пары (сферическая пара дороже вращательной класса V_2).

Практически задача ставится так: дана схема многозвенного плоского механизма (например, приведенного на рис. 1.15). Требуется решить вопрос, в каких точках поставить вращательные пары V_2 и в каких — сферические III'_2 из условия, чтобы механизм был самоустанавливающимся.

Решать задачу с применением групп Ассура затруднительно, так как Ассур рассматривает просто плоскую схему без учета классов кинематических пар. Если учесть классы кинематических пар, то в группе нулевой подвижности с базовым звеном будет от двух до шести поводков, а следовательно, можно обойтись минимальным числом сферических пар с помощью самоустанавливающихся плоских структурных групп — СПС групп.

Структурной группой условимся называть группу звеньев механизма, объединенных по определенной закономерности и предназначенных для исследования структуры. Из структурных групп известны группы Ассура, подвижность которых на плоской схеме равна нулю.

Самоустанавливающейся плоской структурной группой условимся называть группу звеньев, соединенных такими кинематическими парами, связи которых удерживают все звенья этой группы в одной плоскости (рис. 2.53); так как положение плоскости определяется тремя точками, то СПС группа должна соединяться с механизмом тремя сферическими парами. Их будем называть опорными и на схеме заштриховывать.

Для большей жесткости они должны быть поставлены на возможно больших расстояниях друг от друга. Кроме этих трех пар, фиксирующих плоскость СПС группы, в зависимости от ее подвижности СПС группа может соединяться с механизмом «свободными поводками», т. е. имеющими только пары III'_2 (рис. 2.55).

Наиболее интересен случай, когда соединительными парами будут вращательные пары V_2 с осями, перпендикулярными к плоскости группы, но могут быть и поступательные V_3 и плоскостные III'_2 .

В общем виде, используя работу Е. Ю. Качаловой, мы можем сказать, что кинематические пары внутри СПС группы должны иметь только плоские подвижности и не должны иметь неплюских. Такая группа будет отличаться от группы Ассура и будет иметь другое число подвижностей.

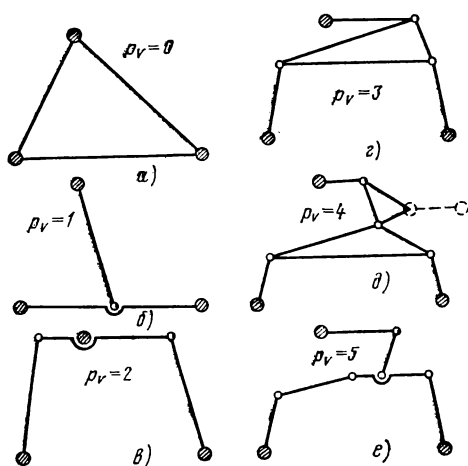


Рис. 2.53. Самоустанавливающиеся плоские структурные группы:

а — без внутренних кинематических пар; б — с одной внутренней кинематической парой; в — с двумя; г — с тремя и т. д.

если равно двум (рис. 2.53, в), звенья соединены двумя парами;

если равно трем (рис. 2.53, г), четыре звена соединены тремя вращательными парами; это трехповодковая группа нулевой подвижности (Ассура);

если равно четырем (рис. 2.53, д), пять звеньев соединены четырьмя вращательными парами; она отличается от четырехповодковой группы только тем, что не рассматривается четвертый поводок (показанный пунктиром на рис. 2.53, д), который должен выполняться на сферических парах и не участвует в фиксации плоскости группы.

Число вращательных пар в самоустанавливающейся, плоской, структурной группе (СПС группе) может быть и больше четырех (рис. 2.53, е). Нельзя в СПС группе ставить две сферические пары по концам шатуна, так как тогда возникнет местная подвижность — вращение и соответственно избыточная связь. Сказанное не относится к звену с тремя парами (рис. 2.53, а), так как третья пара устраняет это вращение. Конечно, в механизме будут вращательные пары пятого класса и вне СПС группы.

При выборе кинематических пар надо учитывать, что плоская схема данного механизма может быть уже разработана, тогда ее следует считать заданной. Необходимо помнить, что положение плоскости СПС группы определяется тремя точками, причем следует брать наиболее широко расставленные точки (например, нельзя брать точки, расположенные близко к прямой линии) и такие точки, где линейная связь в направлении, перпендикулярном к плоскости СПС группы, обеспечивается наиболее жестко. В этих точках или вблизи от них следует ставить опорные сферические пары. Для контроля можно пользоваться зависимостью: сумма подвижностей вращательных пар СПС группы — внутренних и вращательных пар ее направляющих поводков равна трем плюс число плоских подвижностей.

Ниже приведены примеры выбора кинематических пар для некоторых механизмов.

Пример 1. Механизм с прицепным шатуном (см. рис. 1.11). Главный шатун BC и прицепной EF можно рассматривать как СПС группу $BCEF$ с опорными точками B , C , F (аналогично рис. 2.53, б), где следует поставить пары III_2' и один шарнир E с парой V_2 .

Рассмотрим открытую (незамкнутую) кинематическую цепь, составленную из вращательных пар пятого класса, с осями, перпендикулярными к плоскости механизма, которая, как показал О. Г. Озол, не имеет избыточных связей. Такая группа может быть неразветвленной и разветвленной. Пары пятого класса будут удерживать все звенья группы в одной плоскости. Чтобы зафиксировать положение этой плоскости, нужны три точки, не расположенные на одной прямой. В таких точках надо устанавливать сферические пары III' , которые условимся называть опорными. Число вращательных пар может быть различно.

Если оно равно нулю, (рис. 2.53, а), группа обратится в одно звено с тремя сферическими парами;

если равно единице (рис. 2.53, б), то группа будет состоять из двух звеньев, соединенных вращательной парой;

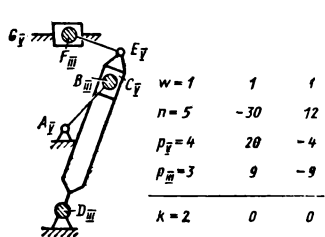


Рис. 2.54. СПС группа с двумя внутренними кинематическими парами (механизм поперечно-строгального станка)

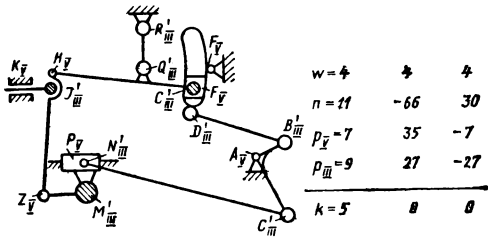


Рис. 2.55. СПС группа с двумя внутренними кинематическими парами (механизм мулсы Вальсхарта Гейзингера)

Пример 2. Кулисный механизм строгального станка (рис. 2.54). Выберем СПС группу $DBCFE$ с опорными точками D, B, F , где ставим пары III_1' , и внутренними парами C и E , где ставим пары V_2 и V_4 (аналогично рис. 2.53, е).

Пример 3. Кулиса Стефенсона (см. рис. 1.15). Рассматриваем структурную группу $BCFGDE$. Выбираем опорные точки, в которых связи механизма устраняют линейную подвижности, перпендикулярные к плоскости СПС группы. Такими точками будут эксцентрики B_{III}' и E_{III}' и золотниковый шарнир G_{III}' , где ставим пары III_2' (аналогично рис. 2.53, е). Пары C, F и D рассматриваем как внутренние и выполняем пятого класса. Поводок $J_{III}'K_{III}'$ не включаем в СПС группу и выполняем свободным на парах III_1' ; в нем, правда, возникает безвредная местная подвижность — вращение вокруг своей оси.

Пример 4. Кулиса Вальсхарта Гейзингера (рис. 2.55). В четырехповодковой группе с базовыми звеньями HL и HG и поводками LM, JK, GF и QR (аналогично рис. 2.53, д) в качестве опорных точек выбираем точки M, J и G , где ставим пары III_2' . Точку R брать невыгодно, так как она расположена ближе к линии GJ , чем точка M , и будет плохо фиксировать СПС группу. Поэтому поводок QR не включаем в СПС группу и выполняем свободным на сферических парах. Соединения звеньев L и H выполняем на парах класса V_2 .

Возможно другое решение: вместо точки M в качестве опорной точки можно взять точку L и поставить пару III_2' , а в точке M поставить пару V_2 . Оба решения равноценны.

Снаружи СПС группы, как и следовало ожидать, остались местные подвижности — вращение шатунов QR, BD и CN .

Нет надобности сферические пары III' выполнять шаровыми. Можно их выполнить парами III_4' — цилиндрическими с зазорами и малой длиной втулки. Вращательные пары надо выполнять с двумя широко расставленными втулками, для чего соответствующий поводок делать вильчатым, что обычно и делается в исполненных конструкциях.

2.13. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Устранение избыточных связей в центробежных регуляторах кроме обычных выгод дает еще уменьшение трения, а следовательно, уменьшение коэффициента нечувствительности регуляторов, что очень важно.

Рассмотрим типичные схемы современных центробежных регуляторов. В регуляторах обычно ставят два груза и соответственно два передаточных механизма от груза к муфте. Наличие двух механизмов не нарушает статической определенности, так как каждый передает свою центробежную силу (сдвоенный механизм, недопустимый по избыточным связям, получается, когда движение одного звена передается другому двумя параллельно расположенными втулками, для чего соответствующий поводок делать вильчатым, что обычно и делается в исполненных конструкциях).

В коническом регуляторе (на рис. 2.56 он показан без пружин и груза на муфте) грузовые рычаги соединены с валом при помощи вращательных пар V_2 , через которые на грузы передается инерционный момент при переменной скорости машины. Чтобы этот момент вызывал возможно меньшее трение, цапфы этих пар необходимо делать как можно длиннее. Для этого грузовые рычаги заканчивают широкими вилками, охватывающими цапфы.

Муфта регулятора перемещается по валу на поступательной паре V_3 (на шпонке). Чтобы грузовые рычаги соединить с муфтой без натягов, следует применить тяги с шаровыми парами III_1', III_2' или III_4' . В последнем случае цапфы делают очень короткими и с зазором.

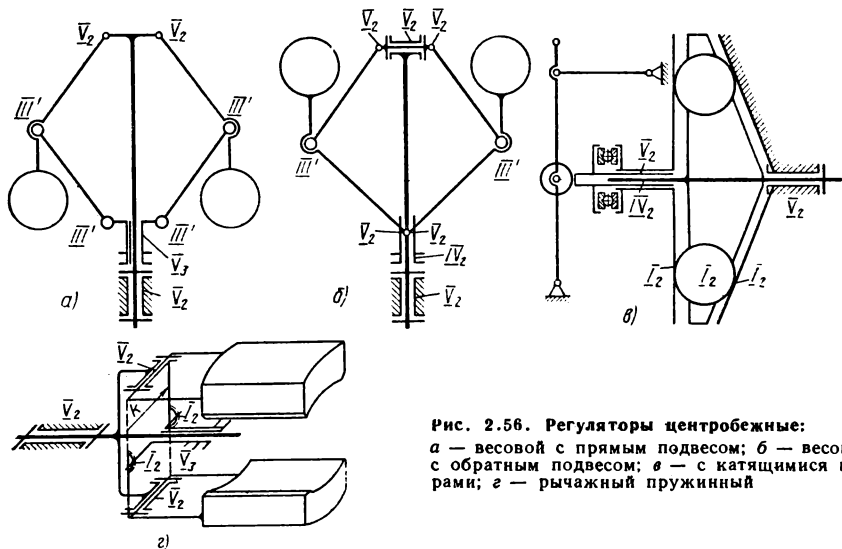


Рис. 2.56. Регуляторы центробежные:

а — весовой с прямым подвесом; б — весовой с обратным подвесом; в — с катящимися шарами; г — рычажный пружинный

Исследование структур механизмов регуляторов можно проводить двумя способами:

рассматривать весь механизм регулятора, включая подшипники его вала (в этом случае будут две общие подвижности, не считая местных, — вращение регулятора и перемещение муфты);

считать корпус регулятора за стойку и рассматривать только перемещение муфты (подвижность в этом случае равна единице).

Далее будем пользоваться первым способом.

Подвижность рассматриваемого регулятора состоит из вращения вала, перемещения муфты и местных подвижностей (вращение двух тяг вокруг своих осей), т. е. $w = 4$.

По формуле (1.1) найдем $q = 4 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 4 = 0$.

Схема на рис. 2.56, а применима для всех конических регуляторов с прямым подвесом грузов, т. е. с открытыми и перекрестными тягами, с прямыми и изогнутыми рычагами. В случае обратного подвеса грузов схема применима только при прямых рычагах. При изогнутых рычагах местные подвижности будут вредными, так как они позволяют рычагам повернуться вокруг их осей, при этом правильное положение грузов нарушится.

Конические весовые регуляторы применяют только с вертикальным валом, конические пружинные — как с вертикальным, так и с горизонтальным валом. При горизонтальном вале сила тяжести груза то прибавляется к центробежной силе (в нижнем положении груза), то вычитается из нее (в верхнем положении груза), т. е. на груз действует переменная сила, вызывающая непрерывное относительное движение звеньев регулятора. Это движение уменьшает трение, а следовательно, и коэффициент нечувствительности регулятора. При вертикальном вале равнодействующая силы тяжести и центробежной силы постоянна по величине и направлению (относительно вала регулятора) и не может вызвать движений, уменьшающих трение. В этом заключается существенное преимущество горизонтального регулятора перед вертикальным.

Центробежные силы двух грузов регулятора бывают неравными из-за влияния на них допусков на силы тяжести грузов и размеры звеньев. Эти центробежные силы, передаваясь на муфту, нагружают ее горизонтальной силой и моментом вокруг оси, перпендикулярной к плоскости чертежа. От этого возрастают трение и коэффициент нечувствительности регулятора. Этот момент можно устранить. Для этого

надо совместить точки присоединения тяг к муфте (см. рис. 2.49, б), т. е. тяги оформить в виде вилок, охватывающих муфту, и присоединить к ней двумя цапфами, представляющими вращательную пару V_2 . Чтобы избежать избыточных связей, схему приходится усложнить — добавить один шарнир V_2 наверху регулятора, а шпонку на муфте убрать (сделать цилиндрическую пару IV_2). В этой схеме муфту вращают тяги грузов, а шпонка создала бы только избыточную связь. Горизонтальный валик служит уравнивающим механизмом при передаче вращающего момента.

По формуле (1.1) найдем $q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 6 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$.

В схеме (рис. 2.56, б) возможен обратный подвес грузов с изогнутыми рычагами. Необходимо позаботиться и о равенстве центробежных сил. Для этого следует применять грузы простой формы, у которых размеров меньше и масса получается точнее. Грузы следует выверять на весах, а регулятор балансировать без грузов и с грузами.

В регуляторе с катящимися шарами (рис. 2.56, в) последние расположены между неподвижной конической и подвижной плоской тарелками. Движение шары получают от крестовины (сепаратора), соединенной с валом двигателя. Подвижная тарелка, нагруженная пружиной непосредственно или через рычаг (рис. 2.56, в), имеет два движения — осевое (при изменении скорости) и вращательное (получаемое от сил трения катящихся шаров). Такой регулятор представляет собой планетарный механизм, у которого шары служат сателлитами, а крестовина — водилом. Подвижная тарелка получает вращение примерно с удвоенной угловой скоростью крестовины, с которой и работает шариковый подпятник, передающий ее перемещение на механизм регулирования. При изменении скорости шары катятся по спиральям на тарелках. Поэтому скольжение незначительно, и регулятор имеет малое трение.

Рассмотрим структуру этого регулятора без передаточных рычагов. Будем считать, что он имеет шесть шаров (в регуляторах бывает от двух до шести шаров). Подвижность механизма: основное вращение, вращение тарелки, муфты и шести шаров вокруг трех осей координат за счет проскальзывания, перемещение муфты: всего $\omega = 22$.

По формуле (1.1) найдем $q = 22 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 18 = 0$. Следовательно, схема правильная и изменений не требует.

В рычажном регуляторе (рис. 2.56, г, пружины не показаны) применяют продольные пружины, действующие на муфту или передаточные рычаги, а также поперечные, действующие непосредственно на грузы. Продольные пружины широко используют в транспортных дизелях из-за удобства изменения их натяжения для регулирования скорости. Поперечные пружины позволяют сильно уменьшить силы в кинематических парах регулятора, а следовательно, уменьшить трение и коэффициент нечувствительности. Для этого необходимо, чтобы направление действия пружины проходило через центр тяжести груза. Тогда самые большие силы (центробежная и сила пружины) непосредственно уравновешиваются и не передаются на шарниры. Поэтому регуляторы с поперечными пружинами применяют в стационарных установках, главным образом в паровых турбинах, где требуется точное регулирование.

Избыточные связи в механизме передачи от муфты к регулирующему рычагу (рис. 2.57, а) вызывают неравномерную нагрузку плоскостной пары III_2' и ее преждевременное изнашивание. Это особенно важно в открытых конструкциях, где трудно обеспечить хорошее смазывание. Так получалось, когда рычаг соединяли со стойкой вращательной парой V_2 (паровые машины) (рис. 2.57, б). Правильная конструкция показана на рис. 2.57, в. Здесь рычаг соединен со стойкой сферической парой III_4' , а лишняя подвижность устраняется упором I_2 кольца в муфту. Кольцо выполнено с продолговатым отверстием (форма отверстия может быть иной). Такую же конструкцию целесообразно применять для отводки фрикционной муфты.

В гидравлических турбинах применяют регуляторы с гибкими связями, которые практически исключают трение и сводят к нулю коэффициент нечувствительности. Такие регуляторы обычно называют маятниками. Известны эвольвентный ленточный маятник (конструкции А. Г. Розова) и ромбический ленточный (рис. 2.58) Ленинградского металлического завода имени 22 съезда КПСС. Поперечного шарнира V_2 внизу механизма в исполненной конструкции нет. Он похож на конический регулятор, только тяги и рычаги в нем заменены гибкими связями — листовыми парами III_4' .

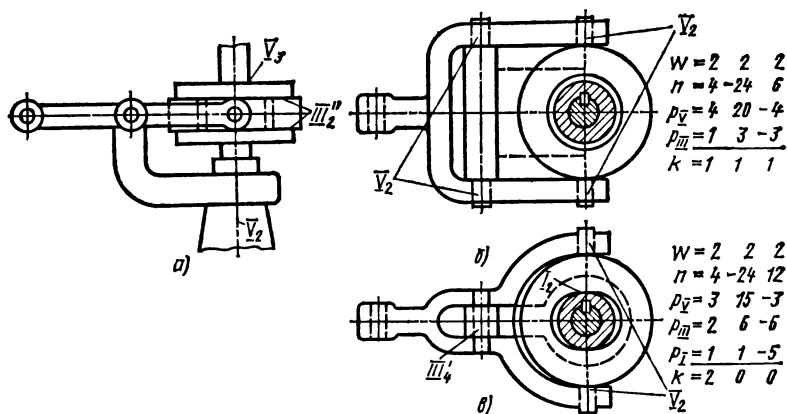


Рис. 2.57. Передача от муфты к регулируемому рычагу

Подвижность регулятора $w = 4$ включает вращение, перемещение муфты и местную подвижность двух грузов (вращение вокруг точек пересечения P_2 и P_3 продолжения листовых пар). Для устойчивости центр масс грузов должен лежать снаружи этих точек. По формуле (1.1) найдем $q = 4 - 6 \cdot 4 + 5 + 4 + 3 \cdot 4 = 1$.

Избыточная связь означает неравномерность нагрузки гибких листов. Чтобы ее устранить, на одном из центральных звеньев в плоскости чертежа необходимо поставить вращательную пару. Тогда $q = 4 - 6 \times 5 + 5 \cdot 2 + 4 + 3 \cdot 4 = 0$.

В этом регуляторе муфта (она представляет собой золотник сервомотора) вращается в неподвижной втулке, и трение в ней направлено по окружности и осевых слагающих практически не имеет. Поэтому коэффициент нечувствительности этого регулятора равен нулю.

Необходимость установки горизонтального шарнира между нижним углом и муфтой (золотником) можно выяснить также из условия сборки механизма без натяга. Предположим, что последней собираемой парой будет $1/V_2$ (золотник — втулка). Чтобы совместить их, золотнику необходимо сообщить два поворота вокруг двух осей координат и два перемещения по этим осям. Поворота вокруг оси z и перемещения по этой оси не требуется, так как их обеспечивает сама пара (золотник — втулка). Поворот вокруг оси x обеспечивается горизонтальным шарниром, вокруг оси y — при помощи центра P_4 мгновенного вращения.

Перемещения по оси x обеспечиваются центрами P_1 и P_4 мгновенного вращения, а по оси y — скручиванием лент P_1P_2 и P_1P_3 (меньше деформируются две другие) и поворотом нижнего узла вокруг оси x . Чтобы этот поворот не передавался золотнику, предусмотрен горизонтальный шарнир.

Таким образом, поворот вокруг оси x и перемещение по оси y являются независимыми только при горизонтальном шарнире. Если такой шарнир не включить в схему механизма, получится натяг и неравномерная работа гибких лент. Устране-

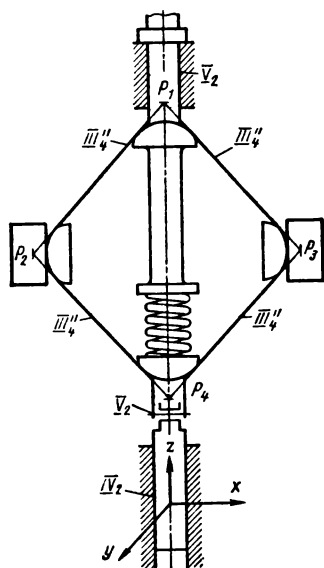


Рис. 2.58. Ромбический ленточный маятник Ленинградского металлического завода (штриховой линией показан шарнир для устранения избыточных связей)

ние этой избыточной связи позволит сделать такой регулятор лучшим из современных, и его применение целесообразно распространить на другие смежные области. Стоимость дополнительного шарнира составит ничтожную часть стоимости всей установки.

Если считать мощность турбины 100 тыс. кВт и стоимость киловатт-часа 4 к., то установка за 1 с дает энергии на $\frac{100\,000 \cdot 4}{100 \cdot 60 \cdot 60} = 1$ р. 11 к., т. е. шарнир окупится вследствие сокращения простоя на 10 с, а простой может быть из-за разрушения ленты регулятора при наличии избыточных связей. Этот расчет не учитывает убытков от аварии при разрушении регулятора, которые могут быть огромны. Все это еще раз говорит о пользе регуляторов без избыточных связей.

Эвольвентный маятник имеет две избыточные связи; еще больше избыточных связей в маятнике А. Г. Розова. Устранение их вызовет большое усложнение регуляторов, поэтому эти механизмы здесь не рассматриваем.

2.14. КЛАПАНЫ И ЗАДВИЖКИ

Поворотные клапаны применяют в арматуре трубопроводов (как обратные клапаны) и в химических аппаратах как герметичные дверцы и как дверцы паровых котлов и дымоходов. Когда-то их применяли в ручных пожарных насосах (пожарных трубах), но они были выполнены с избыточными связями, из-за которых плохо работали, особенно в загрязненной воде, и поэтому их давно уже не используют. Старая конструкция обратного клапана для трубопровода показана на рис. 2.59. Рабочая поверхность клапана здесь плоская — пара III_2'' ; шарнир — пара V_2 . В закрытом положении $\omega = 0$, $n = 1$. По формуле (1.1) найдем $q = 0 - 6 \cdot 1 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 2$.

Две избыточные связи вызывают перекося клапана вокруг вертикальной и горизонтальной осей. Отсюда нарушение герметичности. Исправляют это тремя способами.

1. Выполняют шарнир III_4' на оси клапана, который и обеспечивает самоустанавливаемость (рис. 2.60). В закрытом положении $\omega = 1$; здесь добавилось вращение клапана, правда, оно мало, но в структурной формуле присутствует $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$.

2. Клапан подвешивают на двух поводках с шарнирами III_4' (рис. 2.61). В закрытом положении $\omega = 3$ — вращение двух поводков вокруг своих осей и общая подвижность в плоскости, параллельной рабочей плоскости. Эти движения незначительны, так как происходят из-за зазоров в шарнирах и потому безвредны. Избыточные связи $q = 3 - 6 \cdot 3 + 3 \cdot 5 = 0$.

3. Отверстия в шарнире V_2 (см. рис. 2.59) заменяют горизонтальным пазом (лучше в неподвижной части), который и обеспечивает самоустанавливаемость.

Подъемные клапаны применяют в запорных вентилях трубопроводов (рис. 2.62). Затвор называется золотником. Золотник направляется ребрами — верхними или

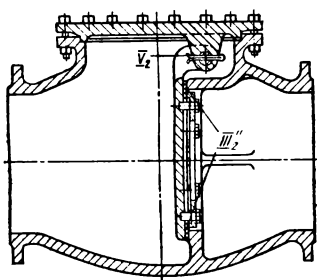


Рис. 2.59. Поворотный обратный клапан (неправильная конструкция с избыточными связями)

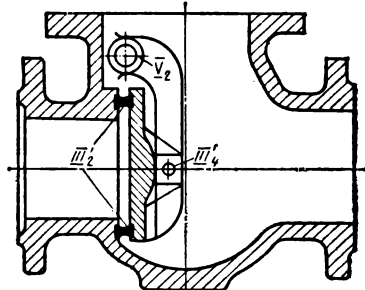


Рис. 2.60. Поворотный обратный клапан с самоустанавливающимся золотником $q = 0$

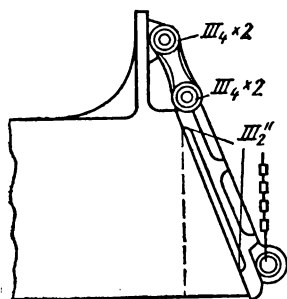


Рис. 2.61. Поворотный обратный клапан с золотником на двух поводках без избыточных связей

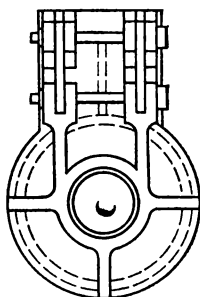


Рис. 2.62. Вентиль с самоустанавливающимся золотником за счет зазоров в направляющих

нижними или центральным стержнем. В закрытом положении направляющее устройство вместе с рабочей поверхностью образуют вращательную пару V_2 . Чтобы обеспечить самоустанавливаемость и устранить избыточные связи между шпинделем и золотником, должна быть пара первого класса I_2 . Для этого конец шпинделя должен быть шаровым и опираться на плоскость в золотнике.

В закрытом положении $w = 1$ — вращение золотника. Избыточные связи $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 1 \cdot 1 = 0$.

В мелких водопроводных вентилях применяют конструкцию золотника без направляющих. Тогда кинематическая пара золотник — седло будет плоскостной III_2 . Во избежание вредных подвижностей между золотником и шпинделем выполняется сферическая пара III_2 . Избыточные связи отсутствуют, т. е. $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$.

Задвижки получили широкое распространение в трубопроводах большого диаметра вследствие значительно меньших гидравлических сопротивлений, чем в вентилях.

Клиновая задвижка старой системы с избыточными связями показана на рис. 2.63. Расчет по формулам (1.1) и (1.2) дан на правой стороне чертежа (винтовой механизм не рассматриваем).

Несмотря на подвижное соединение клина со шпинделем, которое составлено из двух пар III_2 и I_2 , в задвижке две избыточные связи. Они требуют точного равенства углов клина и углов корпуса в двух осевых плоскостях — вертикальной и горизонтальной. Практически необходимая точность недостижима, и потому из двух рабочих плоскостей работает одна в зависимости от направления давления.

Для устранения избыточных связей клин делают из двух частей, между которыми заложен стальной шарик (рис. 2.64). Шпиндель захватывает обе половинки клина. Между шпинделем и одной половинкой будем считать пару II_2 , а между шпинделем и другой половинкой — пары II_2 и I_1 , так как клинья должны препятствовать вращению шпинделя. Расчет подвижностей и избыточных связей по формулам (1.1) и (1.2) дан на правой стороне чертежа. В этом механизме четыре по-

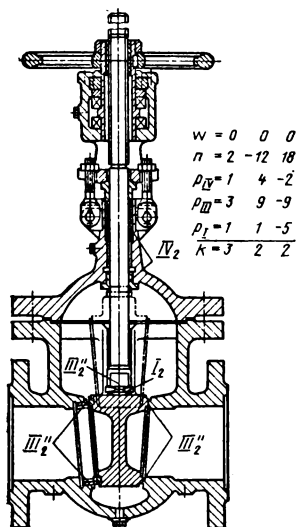


Рис. 2.63. Задвижка (неправильная конструкция с двумя избыточными связями)

мах с отдельными направляющими винт и направляющие дают две подвижности. Для самоустанавливаемости остальные пары должны дать пять подвижностей (из семи).

Механизмы с направляющими винтами могут быть одно-, двух- и трехвинтовыми. Одновинтовой механизм проще, но дает только поступательное движение. Винт подвергается изгибу при смещении груза в обоих направлениях. Двухвинтовой механизм сложнее: при раздельном приводе винтов механизм кроме поступательного движения может дать наклон платформы вокруг одной оси. Смещение груза вдоль платформы не вызывает изгиба винтов. Трехвинтовой механизм самый сложный: при раздельном приводе механизм кроме поступательного движения может дать наклоны платформы вокруг двух осей (т. е. вокруг любой оси). Винты совершенно не подвергаются изгибу.

Кривошипно-ползунный механизм с цилиндрическим ползуном (поршнем) имеет две избыточные связи. Устранение их облегчает пуск двигателя и уменьшает изнашивание поршневых колец и втулок цилиндров. Устранение избыточных связей достигается постановкой двух добавочных шарниров на шатуне или заменой пары V_2 на пару III_2 на поршне и пары V_2 на пару IV_2 на пальце кривошипа или комбинацией того и другого. Цилиндрическую пару IV_2 следует ставить только там, где она делает полный оборот, и проверять длину вкладыша на самоустанавливаемость.

В кривошипно-коромысловом механизме для самоустанавливаемости кинематические пары кроме подшипников кривошипа и коромысла должны иметь пять подвижностей. Это достигается установкой добавочных шарниров (механизмы парораспределения турбин, подверженные большим тепловым расширениям) или применением шаровых пар и т. д.

В механизме параллельного кривошипа в мертвой точке возникает добавочная подвижность — обычно вредная и избыточная связь. Вредную подвижность можно устранить применением добавочного механизма, а избыточную связь добавочной парой, дающей линейную подвижность вдоль одного из звеньев.

В кулисных механизмах (синусном и тангенсном) избыточные связи хорошо устраняются применением трех цилиндрических пар IV_2 , и только подшипники главного вала остаются парами V_2 .

При проектировании самоустанавливающихся многоповодковых механизмов воспользоваться теорией Ассура затруднительно по следующим причинам: есть много случаев, когда группы Ассура имеют ненулевую подвижность и избыточную связь: группы с одним базовым звеном в зависимости от классов кинематических пар могут быть не только трехповодковыми, но двух-, трех-, четырех-, пяти-, шести-поводковыми. Еще сложнее применить теорию Ассура при двух базовых звеньях, при проектировании которых иногда выгоднее в одной присоединяемой группе оставлять подвижность, которую необходимо ликвидировать следующей группой (см. рис. 1.11).

Один из способов исследования структуры является разложение связей и подвижностей на плоские и неплоские. Для плоских связей и подвижностей остаются формулы для плоской схемы механизма; для неплоских (направленных перпендикулярно плоскости движения механизма) Е. Ю. Качаловой предложены формулы, приведенные в гл. 1. По ним удобно определять избыточные связи, которые, как правило, бывают неплоскими.

Самоустанавливаемость в центробежных регуляторах дает уменьшение трения, а следовательно, и уменьшение коэффициента нечувствительности. Коэффициент нечувствительности также можно уменьшить применением горизонтального вала регулятора вместо вертикального, заменой шарниров гибкими лентами и исключением выворачивающего момента на муфте или заменой муфты золотником, вращающимся в неподвижной втулке.

Самоустанавливаемость в клапанах и задвижках улучшает их герметичность.

ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ МЕХАНИЗМЫ С НИЖИМИ ПАРАМИ (ШАРНИРНЫЕ)

3.1. МНОГОПОВОДКОВЫЕ ГРУППЫ

При конструировании статически определимых механизмов наиболее трудной задачей является выбор структурной схемы многоповодковой группы, особенно пространственной. Может получиться, что в одной части группы появятся избыточные связи, а в другой — вредные подвижности.

Исследуем многоповодковые группы, состоящие из базового звена и нескольких поводков. Сначала рассмотрим только поводки, накладывающие одно условие связи, которые по аналогии с кинематическими парами будут называться поводками первого класса. Такие поводки могут выполняться из стержня с двумя шаровыми парами третьего класса. Вместо таких поводков можно взять кинематические пары первого класса (нитевые или точечные). Поводок, накладывающий несколько условий связи, можно рассматривать как несколько поводков первого класса.

Базовое звено может иметь шесть степеней свободы. Чтобы их устранить, надо поставить шесть поводков. Следовательно, группа нулевой подвижности в пространстве является шестиповодковой. Аналогично группа, имеющая одну подвижность, будет пятиповодковой и т. д. Группа с пятью подвижностями будет одноповодковой. Как было показано в разд. 1.3, каждое условие связи — это передаваемая сила или момент. Поэтому исследовать подвижности и условия связи удобно силовым способом.

Для базового звена имеется шесть уравнений статики:

$$\sum Q_x = 0; \quad (3.1)$$

$$\sum Q_y = 0; \quad (3.2)$$

$$\sum Q_z = 0; \quad (3.3)$$

$$\sum M_x = 0; \quad (3.4)$$

$$\sum M_y = 0; \quad (3.5)$$

$$\sum M_z = 0. \quad (3.6)$$

Система осей координат может быть и ортогональной и косоугольной. Моменты могут браться как относительно тех же осей, что и силы, так и относительно других осей координат.

Обращение в тождество одного из уравнений статики указывает на соответствующую подвижность. Соответственно уменьшается число уравнений, а для сохранения статической определимости должно уменьшаться и число поводков.

Если для определения сил в поводках уравнений равновесия не хватает, их следует дополнить уравнениями деформаций, что укажет на наличие избыточных связей.

Рассмотрим одноповодковую группу с поводком, направляемым по оси y . Равенства (3.1), (3.3), (3.4), (3.5) и (3.6) обращаются в тождества, следовательно, подвижность равна пяти. Остается уравнение (3.2). Из него можно найти только одну силу. Отсюда вытекает первое условие статической определимости, которое пригодно и для многоповодковой группы: по одной прямой может располагаться не более одного поводка. В многоповодковых группах недопустимо также, чтобы вдоль этого поводка была направлена равнодействующая сил на других поводках. Это первое условие дано в табл. 3.1, в которой для различного числа поводков сформулированы условия их расположения, необходимые для самоустанавливаемости.

Рассмотрим двухповодковую группу с поводками, направленными параллельно оси y (рис. 3.1, а). Уравнения (3.1), (3.3), (3.4) и (3.5) обращаются в тождества. Следовательно, будет четыре подвижности, показанные на рисунке стрелками [подвиж-

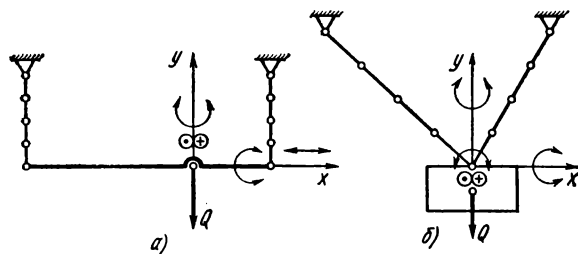


Рис. 3.1. Двухповодковые группы четырехподвижные

ность, перпендикулярная к плоскости чертежа, показана крестом в кружочке (хвост стрелки) и точкой в кружочке (острие стрелки)]. Остаются два уравнения: $\Sigma Q_y = 0$ и $\Sigma M_z = 0$, из которых можно найти не больше двух сил.

Следовательно, кроме первого условия надо выполнить и второе (см. табл. 3.1). В одной плоскости может располагаться не более двух параллельных поводков.

Рассмотрим двухповодковую группу с поводками, пересекающимися в одной точке с линией действия заданной силы (рис. 3.1, б). Уравнения (3.3), (3.4), (3.5) и (3.6) обращаются в тождества. Поэтому будет четыре подвижности, показанные на рисунке стрелками. Остаются два уравнения: $\Sigma Q_x = 0$ и $\Sigma Q_y = 0$, из которых можно найти не больше двух сил. Следовательно, кроме первого условия надо выполнить и третье (табл. 3.1). В одной плоскости может располагаться не более двух поводков, пересекающихся в одной точке с заданной силой.

Рассмотрим трехповодковую группу с поводками, расположенными в одной плоскости (рис. 3.2, а); уравнения (3.3)—(3.5) обращаются в тождества. Поэтому будет три подвижности, показанные стрелками. Остаются три уравнения: $\Sigma Q_x = 0$; $\Sigma Q_y = 0$ и $\Sigma M_z = 0$, из которых можно найти не больше трех сил. Следовательно, кроме трех предыдущих условий надо выполнить четвертое: в одной плоскости может располагаться не больше трех поводков, пересекающихся в одной точке.

Рассмотрим трехповодковую группу с параллельными поводками (рис. 3.2, б). Та же группа с точечными парами (сферами, опирающимися на плоскость) показана на рис. 3.2, в.

Уравнения (3.1), (3.3) и (3.5) обращаются в тождества; следовательно, будет три подвижности, показанные стрелками. Остаются уравнения $\Sigma Q_y = 0$; $\Sigma M_x = 0$

Таблица 3.1

№ условия	Расположение поводков (определяемых сил)	Наибольшее допустимое число поводков
<i>На плоскости</i>		
1	По одной прямой	1
2	В одной плоскости параллельно	2
3	В одной плоскости и проходят через одну точку	2
4	В одной плоскости общее	3
<i>В пространстве</i>		
5	Параллельно	3
6	Проходят через одну точку	3
7	В параллельных плоскостях и пересекают прямую перпендикулярно к этой плоскости	4
8	Пересекают две скрещивающиеся прямые	4
9	В параллельных плоскостях	5
10	Пересекают прямую или параллельны этой прямой	5
11	Общее	6

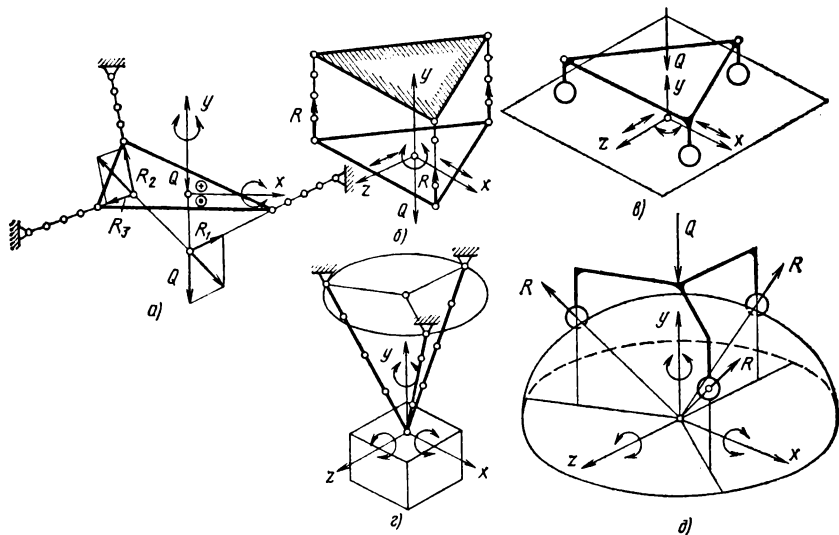


Рис. 3.2. Трехповодковые группы трехподвижные

и $\Sigma M_z = 0$, из которых можно найти не больше трех сил. Следовательно, надо выполнить пятое условие (см. табл. 3.1): располагать параллельно можно не больше трех поводков (если они не в одной плоскости).

Рассмотрим трехповодковую группу с поводками, пересекающимися в одной точке (рис. 3.2, е). Та же группа с точечными параметрами (с шарами, опирающимися на сферу) показана на рис. 3.2, д. Уравнения (3.4) — (3.6) обращаются в тождества; следовательно, имеем три подвижности, показанные стрелками. Остаются три уравнения $\Sigma Q_x = 0$; $\Sigma Q_y = 0$ и $\Sigma Q_z = 0$, из которых можно найти не больше трех сил.

Отсюда получается шестое условие: в одной точке могут пересекаться не больше трех поводков (если они не в одной плоскости).

Рассмотрим четырехповодковую группу с поводками в параллельных плоскостях и пересекающимися прямою, перпендикулярную к этим плоскостям (рис. 3.3, а).

Такая же группа с точечными парами (сферами, опирающимися на цилиндр) показана на рис. 3.3, б. Последняя была разработана автором для того, чтобы от каждого конца винтовой пружины получить равномерное нажатие четырех контактов. Аналогичным образом схемы на рис. 3.2, в и д могут быть применены для равномерного нажатия трех контактов от одной пружины. Уравнения (3.1) и (3.4) обращаются

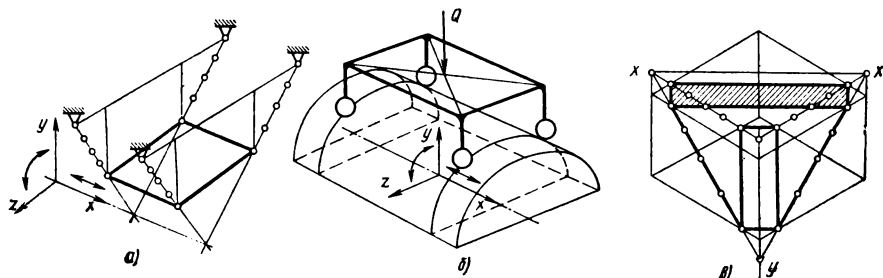


Рис. 3.3. Четырехповодковые группы двухподвижные

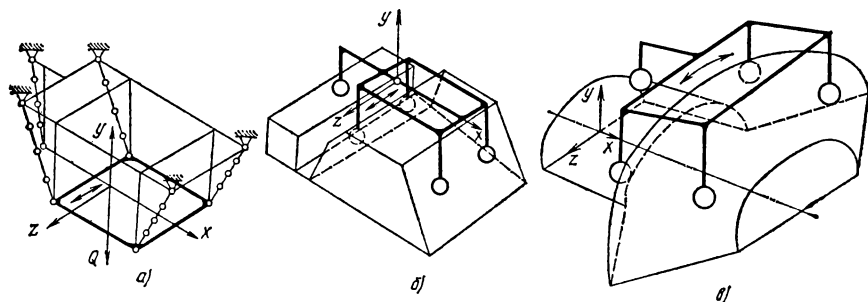


Рис. 3.4. Пятиповодковые группы одноподвижные

в тождества. Следовательно, будет две подвижности, показанные стрелками. Остаются четыре уравнения: $\sum Q_y = 0$; $\sum Q_z = 0$; $\sum M_y = 0$ и $\sum M_z = 0$, из которых можно найти не больше четырех сил. Отсюда получается седьмое условие (см. табл. 3.1): при поводках, расположенных в параллельных плоскостях и пересекающих прямую, перпендикулярную к этим плоскостям, для самоустанавливаемости допустимо не больше четырех поводков.

Рассмотрим четырехповодковую группу, у которой все поводки пересекают две скрещивающиеся прямые xx и yy (см. рис. 3.3, в). Уравнения моментов (3.4) и (3.5) относительно этих осей обращаются в тождества. Следовательно, будет две подвижности. Остаются четыре уравнения, из которых можно определить не больше четырех сил. Отсюда вытекает восьмое условие получения многоповодковой группы без избыточных смесей: при поводках, пересекающих две скрещивающиеся прямые, допустимо не более четырех поводков. Конечно, в четырехповодковой группе должны выполняться условия, выведенные для одно-, двух- и трехповодковых групп.

Рассмотрим пятиповодковую группу с поводками, пересекающими прямую или параллельными этой прямой. Такая группа с точечными парами показана на рис. 3.4, б. Уравнение (3.3) обращается в тождество. Следовательно, подвижность будет одна, показанная стрелкой. Остаются пять уравнений, из которых можно найти не больше пяти сил. Отсюда получается девятое условие (см. табл. 3.1). При поводках, расположенных в параллельных плоскостях, допустимо не больше пяти поводков.

Рассмотрим пятиповодковую группу с поводками, пересекающими прямую или параллельными этой прямой. Такая группа с точечными парами, опирающимися на поверхность тела вращения, показана на рис. 3.4, в. В ней некоторые пары могут опираться на плоскости, перпендикулярные к этой прямой. Уравнение (3.4) обращается в тождество. Остаются пять уравнений, из которых можно определить не больше пяти сил. Отсюда получается десятое условие: при поводках, пересекающих прямую или параллельных этой прямой, допустимо не больше пяти поводков.

При поводках, расположенных по нормальям к винтовой поверхности, уравнение (3.4) равноценно уравнению (3.1). Уравнение (3.6) равноценно уравнению (3.3) — исключаются еще два уравнения и остаются три. Следовательно, при поводках, расположенных по нормали к винтовой поверхности, допустимо не больше трех поводков.

Конечно, в пятиповодковой группе должны выполняться условия, выведенные для групп с меньшим числом поводков.

Рассмотрим шестиповодковую группу. Чтобы она была статически определимой и не имела вредных подвижностей, надо выполнить все десять условий, выведенных для групп с меньшим числом поводков. Получается это потому, что части шестиповодковой группы можно рассматривать как группы с меньшим числом поводков. Такая группа показана на рис. 3.5, а (с поводками) и 3.5, б (с точечными парами). В этом случае сохраняются все шесть уравнений статики и, следовательно, можно найти силы в шести поводках.

Вместо проверки шестиповодковой группы по приведенным выше десяти условиям можно исследовать ее по шести уравнениям статики, т. е. проверить, не обращается ли в тождество какое-либо из этих уравнений.

Многоповодковые группы применяют для крепления газотурбинных двигателей. Отсутствие избыточных связей в этом случае особенно важно для того, чтобы деформации самолета не передавались двигателю. Вследствие малости зазоров между подвижными и неподвижными лопатками деформации двигателя могут привести к полному его разрушению.

Рассмотрим возможные схемы многоповодковых креплений без избыточных связей (рис. 3.6). При креплении, симметричном относительно оси двигателя (рис. 3.6, а и б), можно взять все поводки одинаковыми и совместить попарно пары III_4' , которыми они присоединяются к двигателю и к самолету (рис. 3.6, а). Это будет общий случай расположения поводков, аналогичный схеме, приведенной на рис. 3.5, б. Можно расположить три поводка в одной плоскости, а три других — пересекающимися в одной точке (рис. 3.6, б). Вместо пересекающихся трех поводков можно взять три параллельных.

При ортогональном расположении поводков (рис. 3.6, в) можно взять четыре поводка, пересекающих одну прямую, а два других расположить отдельно. У этой схемы есть недостаток: мала жесткость в боковом направлении. Крепление поводков к двигателю можно расположить в двух плоскостях перпендикулярных к оси вращения (рис. 3.6, г). На этой схеме семь поводков. Чтобы избежать избыточных связей, два из них соединены балансиром. Благодаря этому силы поводков меньше деформируют корпус двигателя.

Можно применить комбинированное крепление из кинематической пары и поводков. Такой случай со сферической парой III_2' показан на рис. 3.6, д. При таком креплении требуются три поводка, которые на этой схеме расположены в одной плоскости. Крепление с одной вращательной парой V_2 показано на рис. 3.6, е. В этом случае требуется один поводок. На схеме применены два поводка и уравнильный механизм, которые распределяют их силы на три точки двигателя, что, конечно, улучшает условия его работы. Многоповодковые группы применяют также в механизмах регулируемого сопла турбореактивных двигателей.

Чтобы получить многоповодковую группу без избыточных связей, надо выполнить условия, перечисленные в табл. 3.1. При шестиповодковой группе необходимо выполнить все эти условия. В группе с меньшим числом поводков надо выполнить не только условия, к ней относящиеся, а также и предыдущие, которые относятся к частям этой группы.

Исследование статической определимости многоповодковой группы свелось к разложению заданной силы, приложенной к базовому звену, на силы, действующие по поводкам, т. е. к разложению силы по заданным линиям действия. Число этих сил может быть от одного до шести в зависимости от расположения, которое указано в табл. 3.1.

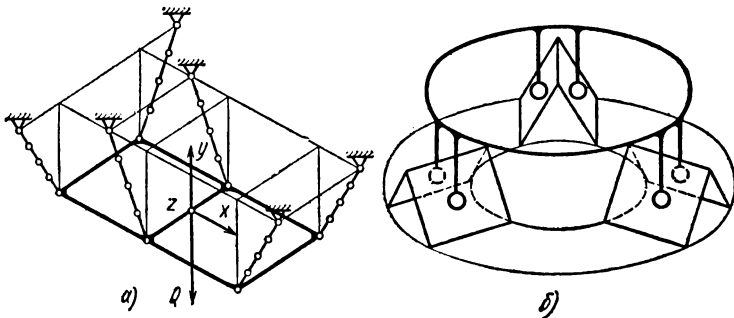


Рис. 3.5. Шестиповодковые группы нулевой подвижности

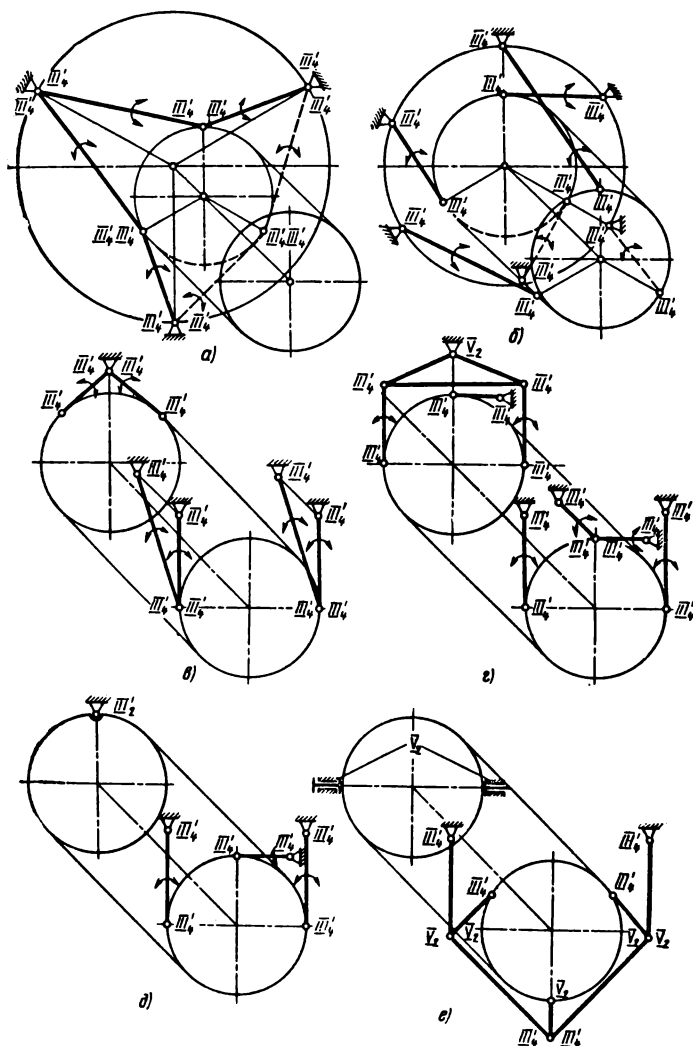


Рис. 3.6. Подвески турбореактивных двигателей без избыточных связей:

а — с симметричным расположением тяг; б — с тремя тягами в одной плоскости, пересекающимися в одной точке или параллельными; в — с четырьмя тягами, пересекающимися прямоу, перпендикулярно оси, и двумя расположенными отдельно; г — с рычагом, выравнивающим силы, действующие на две точки двигателя; д — со сферической парой III_2' и тремя тягами в плоскости, перпендикулярной оси; е — с вращательной парой V_2 и уравнительным механизмом для получения одинаковых сил, действующих на три точки двигателя

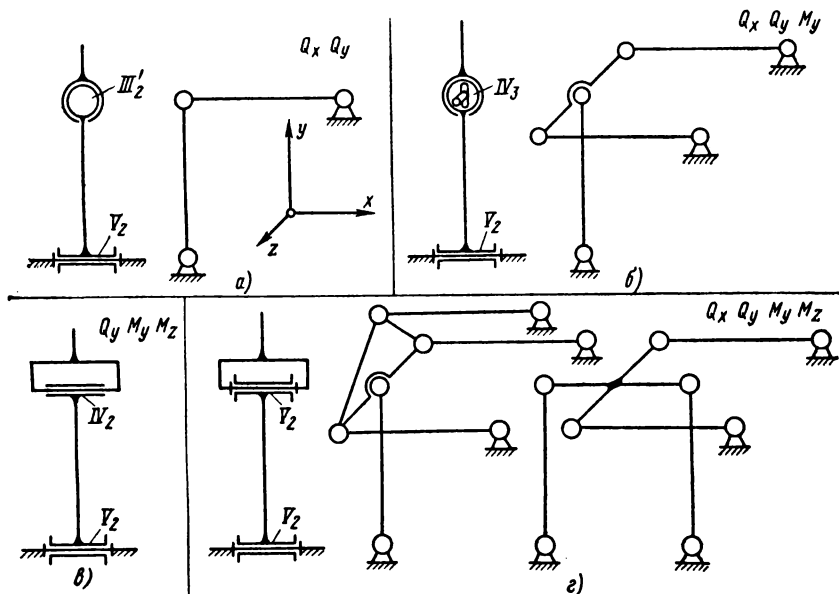


Рис. 3.7. Многосвязные поводки:

а — двухсвязные; б и в — трехсвязные; г — четырехсвязные

Выше были рассмотрены только поводки с парами III'_2 , накладывающие одно условие связи. Применяя пары других классов, можно получить поводки, накладывающие большее число условий связи. Например, поводок второго класса можно получить, применив соответственно по одной паре третьего и пятого классов (рис. 3.7, а), третьего класса — по одной паре четвертого и пятого классов (рис. 3.7, б и в) или четвертого класса — две пары пятого класса (рис. 3.7, г).

На рис. 3.7 в правом верхнем углу показаны условия связи в виде передаваемых поводком сил и моментов.

При проектировании многоповодковой группы с многосвязными поводками следует рассматривать уравнения статики (3.1)–(3.6), так же как и при односвязных поводках.

Многосвязные поводки можно заменить соответствующим числом односвязных поводков с надлежащим их расположением.

Каждый поводок передает силу (накладывает линейное условие связи) вдоль своей оси. Два параллельных поводка кроме силы передают момент (накладывают угловое условие связи) вокруг оси, перпендикулярной к их плоскости (см. рис. 3.7, б). Поэтому поводки могут передавать момент только, когда они передают силу. Следовательно, при поводках первого класса число передаваемых моментов не может быть больше числа передаваемых сил. Поэтому поводок третьего класса (см. рис. 3.7, в), который передает два момента и одну силу, нельзя заменить тремя поводками первого класса.

При определении замещающих поводков надо начать с поводков, передающих силы. На рис. 3.7, а, б и г передаются силы Q_x и Q_y . Следовательно, здесь должно быть по одному поводку, направленному по оси x и по оси y .

Для передачи момента параллельно поводкам, передающим силы, надо ставить вторые поводки. На рис. 3.7, б и г для передачи момента M_y надо ставить второй поводок вдоль оси x . Поводок вдоль оси y не годится, так как он не создает момента вокруг этой оси. На рис. 3.7, г для передачи момента M_z можно поставить или поводок, параллельный оси x (средняя схема), или поводок, параллельный оси y (правая схема).

3.2. МЕХАНИЗМЫ ГИДРОПРИВОДА

В устройствах автоматического управления широко применяют объемный гидропривод, состоящий из гидронасоса, подающего рабочую жидкость под большим давлением, и гидромотора, работающего на этой жидкости. Регулирование частоты достигается как воздействием на производительность гидронасоса, так и воздействием на гидромотор. Ниже будут рассмотрены насосы с аксиальным расположением цилиндров (пространственные). Обычные насосы в авиационных устройствах имеют частоту вращения 3000—4000 об/мин, а уникальные 20 000—30 000 об/мин. Давление, создаваемое обычными насосами, составляет 21—35 МПа, а уникальными — до 70 МПа. Мощность уникальных приводов достигает 4000 кВт. Устройство гидронасоса и гидромотора обычно одинаково.

Для удобства будем рассматривать только гидронасосы.

Аксиальный поршневой гидронасос с неподвижным блоком цилиндров показан на рис. 3.8. Он состоит из цилиндрического (осевого) кулачка, толкателями которого служат поршни цилиндров (число которых обычно равно 7). Для силового замыкания служат пружины, воздействующие на поршни, или давление масла, подаваемое в гидронасос специальным подкачивающим насосом. Для уменьшения трения вместо роликовых толкателей рабочая часть кулачка, которую будем называть шайбой, сделана вращающейся на подшипниках качения.

Масло распределяется круглым плоским золотником, приводимым от кривошипа на конце вала. Этот золотник имеет местную безвредную подвижность — вращение вокруг пальца кривошипа.

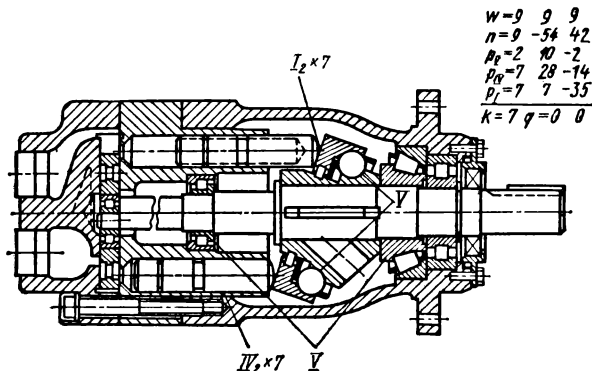
Подсчитаем избыточные связи в механизме золотника. Для простоты будем считать привод неподвижным. Тогда $\omega = 1$; $n = 1$; $p_{III} = 1$; $p_{II} = 1$; $q = 6 + 3 + 2 = 0$, т. е. самоустанавливаемость золотника обеспечена.

В главном механизме подвижность складывается из основной, подвижности проскальзывания шайбы и вращения семи поршней, т. е. $\omega = 9$.

Подсчет избыточных связей приведен на рис. 3.8; здесь $q = 0$. Следовательно, механизм самоустанавливающийся, избыточных связей не имеет.

Недостаток — точечный контакт поршней с шайбой и боковые силы, действующие на стенки цилиндров. Последние вызывают неравномерное изнашивание стенок цилиндров и поршней и момент, передаваемый на блок цилиндров. Чтобы его устранить, применяют соединение поршней с шайбой с помощью шатунов с шаровыми головками $III' III'$ (рис. 3.9 и 3.12). Во избежание вредной подвижности в этих случаях необходима кинематическая связь между блоком цилиндров и шайбой: на рис. 3.9 она выполнена карданным шарниром III'' , а на рис. 3.12 — путем упора шатунов в поршни, которые сделаны удлиненными.

При нескольких поршнях будут избыточные связи, но они не вредны, так как механизм будет работать, даже если окружающая сила передается только одним порш-



$$\begin{aligned} w &= 9 & 9 & 9 \\ n &= 9 & -5 & 4 & 2 \\ p_1 &= 2 & 10 & -2 \\ p_2 &= 7 & 28 & -14 \\ p_3 &= 7 & 7 & -35 \\ k &= 7 & q &= 0 & 0 \end{aligned}$$

Рис. 3.8. Насос с толкателями и неподвижным цилиндрическим блоком (нерегулируемый, золотник самоустанавливающийся)

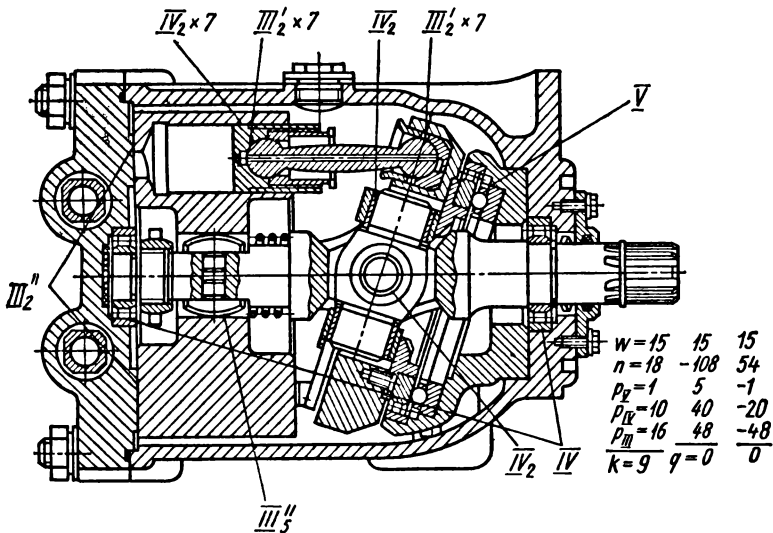


Рис. 3.9. Насос с шатунами и вращающимся цилиндрическим блоком (нерегулируемый, золотник самоустанавливающийся)

нем. Наклоны шатунов здесь незначительны, поэтому давление на стенки цилиндров и момент, передаваемый на блок цилиндров, практически равны нулю.

Промежуточными свойствами обладает конструкция с башмаками (рис. 3.10). Пары III'_2 и III''_2 имеют поверхностный контакт, но нагрузка на стенки цилиндров и момент на блок цилиндров остаются. Такая конструкция проще, чем с шатунами, так как не требует кинематической связи блока цилиндров с шайбой. Интересна

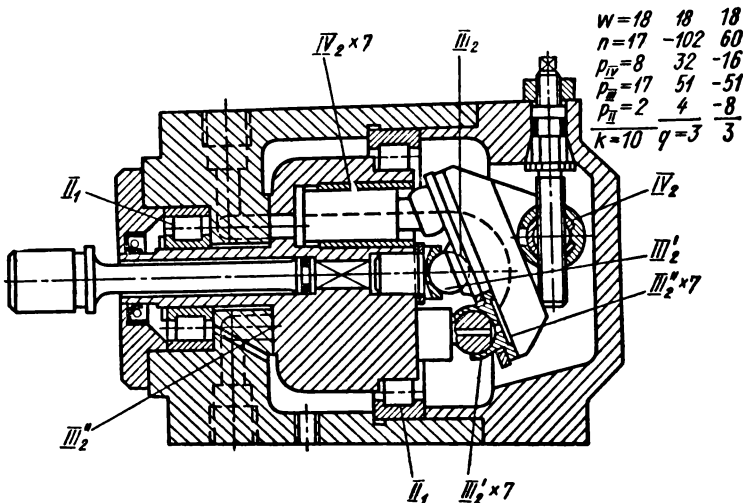


Рис. 3.10. Насос с башмаками и вращающимся цилиндрическим блоком (регулирование наклоном шайбы)

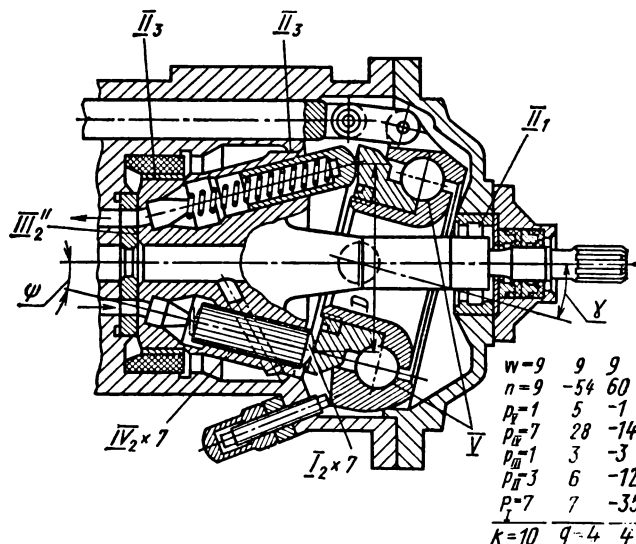


Рис. 3.11. Насос с толкателями и вращающимся цилиндрическим блоком (регулирование наклона шайбы)

конструкция башмака. Под него через канал в поршне подводится масло из цилиндра, разгружает его и тем улучшает КПД и уменьшает изнашивание механизма.

Механизм, показанный на рис. 3.8, нерегулируемый. Сделать его регулируемым трудно, так как это потребовало бы изменять параметры вращающегося кулачка по ходу. Поэтому он обычно применяется как гидромотор. Чтобы сделать этот механизм регулируемым, применяют гидронасосы с вращающимся блоком цилиндров и неподвижным кулачком (рис. 3.10 и 3.11). Регулирование выполняют изменением наклона шайбы, что соответствует изменению параметров кулачка; при неподвижном кулачке это достигается очень просто. Золотником в механизме служит сам цилиндр

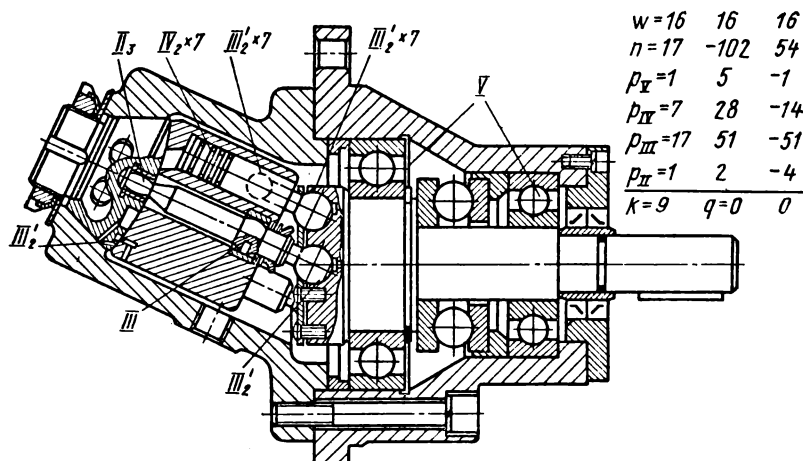


Рис. 3.12. Насос с шатунами, вращающимся цилиндрическим блоком и приводом к шайбе (нерегулируемый, золотник самоустанавливающийся)

дрический блок, который при вращении соприкасается с неподвижным зеркалом — плоским (см. рис. 3.10 и 3.11) или сферическим (рис. 3.12). Самоустанавливаемость золотника (отсутствие избыточных связей) весьма важна для его герметичности. Это было хорошо известно конструкторам паровых машин, которые выполняли самоустанавливающимися все плоские золотники. Самоустанавливающиеся золотники применяют во всех железнодорожных воздушных тормозах. В гидроприборах это условие не всегда выполнено.

На рис. 3.9 цилиндрический блок фиксируется плоскостной парой III_2'' и зубчатым карданом III_5' (шатуны и поршни положение блока не фиксируют).

По формуле (1.1) найдем $q = 0$ — $6 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$, т. е. избыточных связей нет; обеспечены самоустанавливаемость и надежная работа.

На рис. 3.10 цилиндрический блок вращается на двух подшипниках, которые можно считать парами II_1 и плоскостной парой III_2'' . По формуле (1.1) найдем $q = 1 - 6 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 2$.

Следовательно, получаются две избыточные связи, поэтому герметичность золотника может быть достигнута только за счет очень точной пригонки и легко может нарушиться.

Для исправления схемы надо удалить один из подшипников. На рис. 3.10 остается неясным, чем воспринимается реакция башмаков на шайбу, так как винт, работающий как консольная балка, вряд ли выдержит эту силу.

На рис. 3.11 блок вращается даже на трех опорах II_3 , II_3 и II_1 и плоскостной паре III_2'' . Получилось четыре избыточные связи, поэтому две опоры здесь являются лишними.

В механизме с шатунами и вращающимся блоком цилиндров рабочий момент передается на шайбу, а не на блок. Тогда целесообразно с приводом соединить шайбу (см. рис. 3.12), а ось цилиндрического блока расположить под углом. Для регулирования произвольности этот угол можно изменять, для чего цилиндрический блок поворачивают вокруг поперечной оси, через которую и подводится масло. Зеркало золотника выполнено сферическим.

Рассмотрим цилиндрический блок вместе с центральным стержнем. По формуле (1.1) $q = 1 - 6 \cdot 2 + 3 \cdot 3 + 2 \cdot 1 = 0$, т. е. самоустанавливаемость золотника обеспечена и механизм будет хорошо работать.

3.3. МЕХАНИЗМЫ ВЕРТОЛЕТОВ

Самым сложным элементом в устройстве вертолета является автомат-перекос. Он изобретен в 1911 г. студентом МВТУ Б. Н. Юрьевым (впоследствии — академиком). Им же изобретен вертолет с одним несущим винтом и одним задним — рулевым, который в настоящее время является наиболее распространенным.

Автомат-перекос конструктивно оформляется по-разному, но принцип его действия остается одним и тем же.

Винты вертолета, как несущий, так и рулевой, выполняются переменного шага с поворотными лопастями, которыми и управляет автомат-перекос.

Лопasti несущего винта обычно соединяют с втулкой с помощью горизонтальных и вертикальных шарниров (рис. 3.13), благодаря которым лопасть самоустанавливается вдоль равнодействующей аэродинамической, центробежной и тангенциальной сил инерции. Этим устраняется изгибающий момент у основания лопасти. Это очень интересный случай, здесь подвижность уменьшает напряжения. Обычно

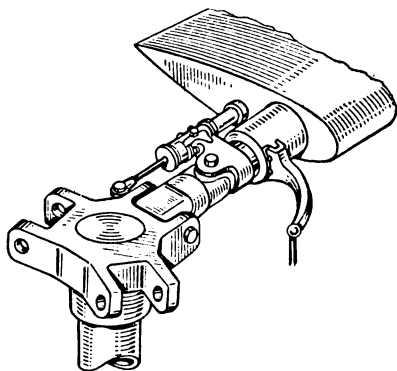


Рис. 3.13. Подвижное соединение лопасти несущего винта с втулкой

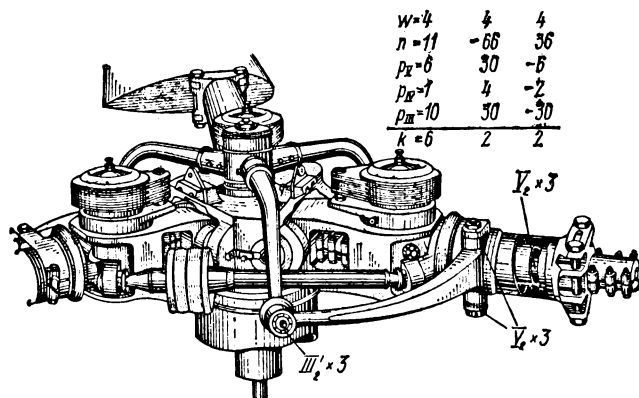
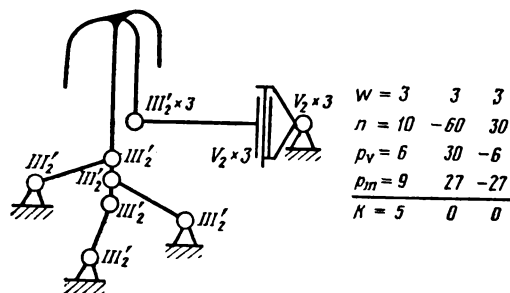
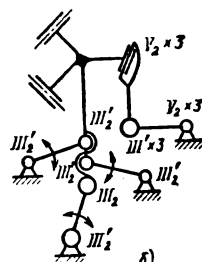
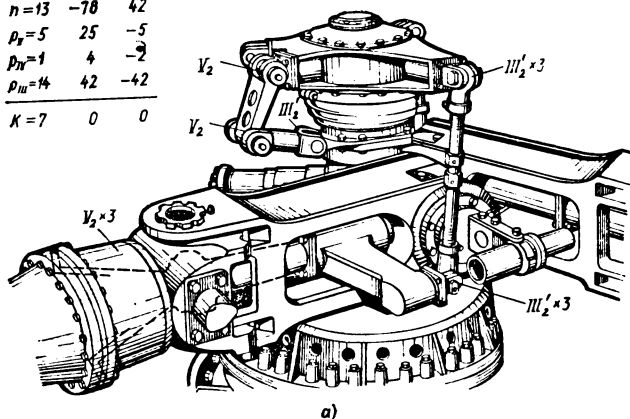
Рис. 3.14. Автомат-перекос с пауком (исполненная конструкция с $q = 2$)

Рис. 3.15. Автомат-перекос с пауком (самоустанавливающаяся схема с десятью звеньями)

$w=7$	7	7
$n=13$	-78	42
$\rho_F=5$	25	-5
$\rho_H=1$	4	-2
$\rho_M=14$	42	-42
$K=7$	0	0



$w=3$	3	3
$n=10$	-60	30
$\rho_F=6$	30	-6
$\rho_M=9$	27	-27
$K=5$	0	0

Рис. 3.16. Автомат-перекос с пауком:

а — выполненная конструкция (без избыточных связей — 13 звеньев); б — с поводками, не подвергающимися изгибу (без избыточных связей — 10 звеньев)

Для упрощения исследования будем рассматривать закрепленными три управляющие тяги III'_2/III'_2 . Тогда вместо подвижностей управления в структурные формулы войдут местные подвижности (вращение вокруг своих осей) этих трех тяг. В некоторых случаях войдут и другие местные подвижности, например, на рис. 3.14 и 3.16, а.

Паук направляется стаканом из последовательного соединения двух пар III'_2 и IV_2 (которые на рис. 3.14 и 3.16, а не показаны). Это соединение дает одну местную подвижность — вращение соединительной втулки. Таким образом, $w = 4$.

Подсчет избыточных связей дан в таблице на рис. 3.14. Получилось $q = 2$, т. е. работа механизма происходит за счет натягов и деформаций звеньев.

Другим недостатком этого механизма является малая длина шарнира V_2 , передающего момент. Поэтому работа их очень напряженная.

Механизм, поворачивающий лопасть, состоит из рычага на парах III'_2V_2 и шарнира для поворота лопасти V_2 . Рычаг направлен перпендикулярно силе, передаваем-

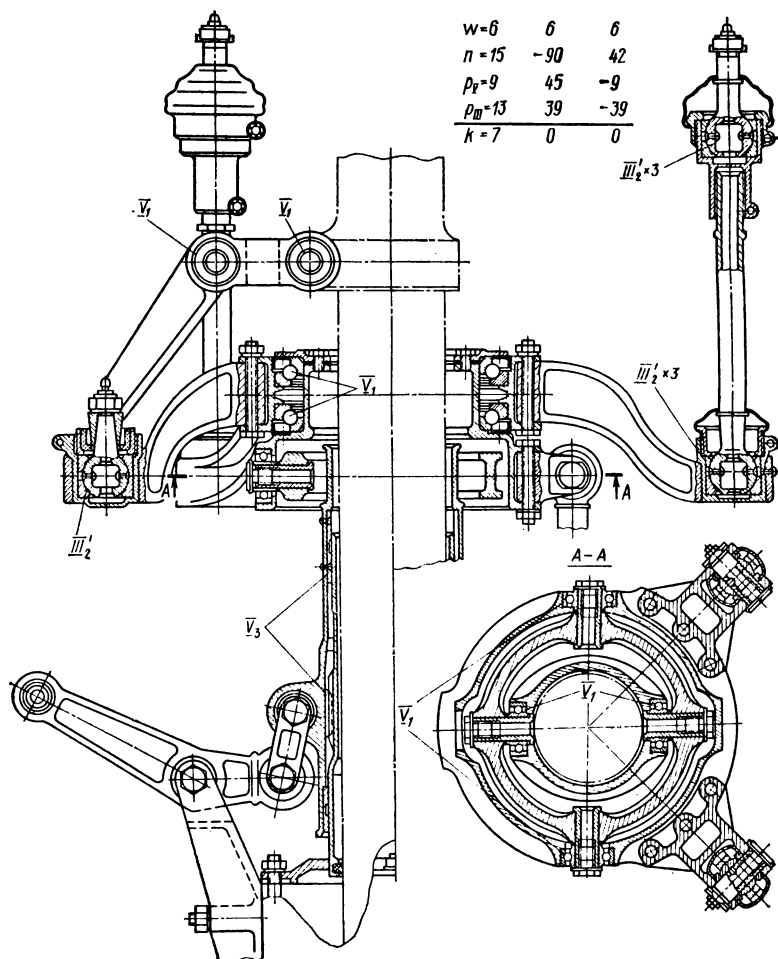


Рис. 3.18. Автомат-перекос кольцевого типа с нижним кольцом на двойном кардане (без избыточных связей, 15 звеньев)

мой парой III_2V_2 , и изгибается моментом этой силы. Подвижность кинематического соединения между пауком и корпусом винта определим, суммируя подвижности кинематических пар, соединенных последовательно: $3 + 1 + 1 = 5$, а наложенную связь: $6 - 5 = 1$. Три управляющие тяги можно выполнить так же как односвязные поводки.

Следовательно, паук держится на шести поводках первого класса, что и требуется для самоустанавливающегося механизма (аналогично рис. 3.16, а, б). Центральная направляющая из пар III_2 и IV_2 только вводит избыточные связи, поэтому ее целесообразно удалить (см. рис. 3.15) (проверено на модели). Такой механизм является самым простым из приведенных; вместе с тягами управления в нем только десять звеньев.

Другое исполнение механизма с пауком показано на рис. 3.16, а. Механизм поворота лопасти состоит из поводка III_2/III_2 первого класса и шарнира для поворота лопасти V_2 . Такие кинематические соединения не могут вращать паук. Для передачи вращения поставлен «шлиц-шарнир» — механизм, соединенный из двух звеньев и пар V_2 , III_2 и V_2 .

Рассмотренный механизм автомата-перекоса — самоустанавливающийся; в нем $q = 0$. Его преимущество — возможность применения для любого числа лопастей, но его конструкция сложнее, включает 13 звеньев. Эту конструкцию можно упростить, устранив шлиц-шарнир. Для этого один из поводков первого класса надо заменить поводком второго класса на парах III_2V_2 . Поводок работает на растяжение и сжатие. Пара V_2 передает только случайные моменты. Этим он отличается от рычага III_2V_2 . У этой схемы есть преимущество — возможность применения при любом числе лопастей. Можно и все три поводка выполнить второго класса. Тогда следует устранить центральную направляющую (см. рис. 3.16, б), и получится схема, аналогичная приведенной на рис. 3.15, — в ней тоже только десять звеньев. Ее можно применить при шести лопастях, выполняя три поводка второго класса и три первого. Вообще поводок второго класса заменяет два поводка первого класса, причем поводок второго класса гораздо проще — две пары V_2 , III_2 — по сравнению с четырьмя сферическими парами III_2 у поводка первого класса. Применяя поводки второго класса, можно значительно упростить механизм.

Исполнение конструкции автомата-перекоса кольцевого типа показано на рис. 3.17, а. Эта конструкция очень сложна, включает 16 звеньев. В автомате с пауком управляющие тяги присоединены шарнирами, расположенными на его оси вращения. В кольцевой конструкции этого сделать нельзя, приходится применять еще одно кольцо — нижнее, невращающееся и поэтому соединенное с корпусом шлиц-шарниром. На рис. 3.17, а применены поводки первого класса и поэтому для вращения верхнего кольца пришлось поставить второй шлиц-шарнир. Рассмотренную конструкцию можно значительно упростить (см. рис. 3.17, б).

Соединяя лопасти с верхним кольцом с помощью поводков второго класса V_2/III_2 , можно избежать установки верхнего шлиц-шарнира и центральной направляющей. Соединяя управляющие тяги с нижним кольцом тоже с помощью поводков второго класса V_2/III_2 , можно избежать установки и нижнего шлиц-шарнира. Правда, в этой схеме соединение верхнего и нижнего колец надо делать плоскостной парой III_2 ; при подшипниках скольжения это легко выполнимо.

При подшипниках качения желательно иметь здесь вращательную пару V_2 . Для этого надо два поводка второго класса заменить на два поводка первого класса (см. рис. 3.17, в). Безразлично, где это сделать — наверху или внизу. Рассмотренная схема применима и для шести лопастей, только три из них должны снабжаться поводками первого класса. Применима она и для любого числа лопастей при правильном выборе числа поводков второго и числа поводков первого класса.

Встречается конструкция автомата-перекоса, у которой вместо нижнего шлиц-шарнира (как на рис. 3.17, а) поставлено нижнее кольцо на карданный шарнир (рис. 3.18). Эта конструкция проще, но все же очень сложна — включает 15 звеньев.

Необходимо отметить, что в шаровом шарнире большое трение скольжения, которое приходится преодолевать при управлении, что утяжеляет работу летчика. Этого недостатка нет в автомате-перекосе с нижним кольцом на карданном шарнире, показанном на рис. 3.18.

Хвостовые винты имеют управление только общим шагом. Конструкция их проще, чем несущих винтов, и потому здесь не рассматривается.

Применением принципа самоустанавливаемости в механизме автомата-перекося вертолета его конструкцию можно в некоторых случаях упростить с 16 звеньев до 11, что существенно ее облегчает (в авиации это очень важно), и снизить требования к точности изготовления.

3.4. МЕХАНИЗМЫ ГИРАЦИОННЫХ ДРОБИЛОК

Гиравционная дробилка состоит из двух конусов, между которыми происходит дробление продукта. Неподвижный конус имеет внутреннюю рабочую поверхность, облицованную плитами из износостойкой стали. Подвижный конус расположен внутри неподвижного и имеет наружную рабочую поверхность, также облицованную плитами. Ось подвижного конуса при движении описывает коническую поверхность (с вершиной на оси дробилки) или цилиндрическую. Подвижный конус вокруг своей оси вращается свободно, т. е. имеет местную подвижность.

В дробилках для первичного дробления встречается статически неопределимый механизм (рис. 3.19). Вал подвижного конуса опирается верхним концом на шаровую опору III_2' , которая кроме того, воспринимает его силу тяжести. Нижним концом вал входит в косое сверление стакана, образуя с ним цилиндрическую пару IV_2 .

Стакан, соединенный со стойкой вращательной парой V_2 , получает вращение от привода (обычно из конических колес). Стакан движет подвижный конус, ось которого перемещается по конической поверхности.

В таком механизме $n = 2$, $w = 2$ (основная подвижность и вращение конуса вокруг своей оси). Поэтому по формуле (1.1) получим $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 + 4 + 3 = 2$.

Две избыточные связи требуют, чтобы ось косого сверления стакана всегда проходила через центр шаровой пары. Для этого необходимо точно выдерживать многие размеры. Кроме того, от огромных сил, действующих в дробилке во время работы, ее звенья деформируются, что также нарушает равномерность нагрузки в кинематических парах и ускоряет их изнашивание. Устранить этот недостаток можно, если между валом подвижного конуса и стаканом кроме цилиндрической пары IV_2 поставить еще шаровую III_2' (рис. 3.20). На этом рисунке показаны только нижняя опора и приводной шкив. Верхний подшипник выполняющий сферическим. Здесь, правда, прибавляется одна местная безвредная подвижность — вращение шарового вкладыша вокруг оси подвижного конуса, поэтому $n = 3$; $w = 3$ и $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 + 4 + 3 \cdot 2 = 0$.

Механизм этот применим для малых дробилок, так как у больших дробилок разместить шаровое соединение внутри стакана трудно.

Очень простой механизм (без избыточных связей) получается, если ось подвижного конуса перемещать по цилиндрической (а не конической) поверхности (рис. 3.21). Стакан выполняющий эксцентричным, и он вращается вокруг неподвижной оси на вращательной паре V_2 . На стакане свободно (на вращательной паре V_2) вращается подвижный конус. При этом $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 = 0$.

Этот же механизм может обеспечить движение оси подвижного конуса не только по цилиндрической поверхности, но также и по конической. Надо только сделать косую расточку стакана и соответственно обработать торцы, правда, угол конуса получится небольшой.

В этом механизме поверхности вращательных пар очень большие, что при огромных силах очень важно, так как уменьшается изнашивание.

Простой механизм, пригодный для всех случаев, можно получить, если в механизме на рис. 3.19 цилиндрический стакан заменить шаровым III_2' (рис. 3.22, а). Здесь $n = 2$; $w = 2$ и $q = 2 - 6 \cdot 2 + 4 + 3 \cdot 2 = 0$.

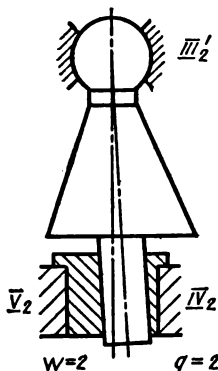


Рис. 3.19. Гиравционная дробилка с двумя избыточными связями (неправильная схема)

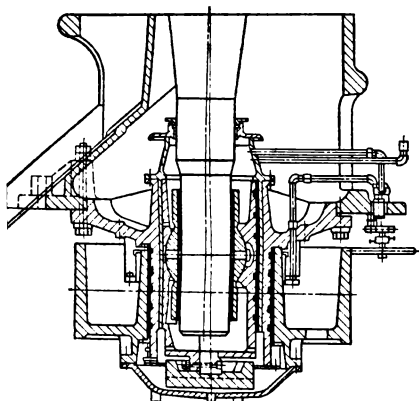


Рис. 3.20. Дробилка Кеннеди (нижняя опора с добавочным шаровым шарниром для устранения избыточных связей)

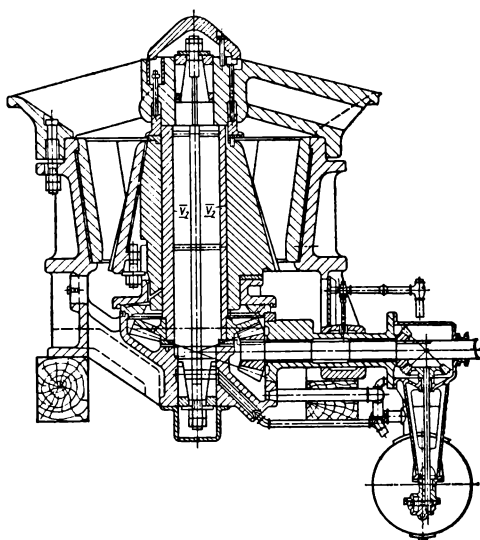


Рис. 3.21. Дробилка Телсмит для первичного дробления (без избыточных связей с большими размерами вращательных пар)

Шаровой стакан имеет только одно вращательное движение, так как две остальные вращательные подвижности устранены соединением с валом подвижного конуса. Поэтому на шаровой стакан так же, как и на цилиндрический, можно посадить приводное зубчатое колесо.

Рассмотренная выше схема (см. рис. 3.20) имеет тот недостаток, что стакан получается большого диаметра из-за того, что в нем помещаются цилиндрическая IV_2 и шаровая III'_2 пары. Диаметр стакана можно уменьшить, если цилиндрическую пару перенести в верхнюю шаровую опору III'_2 (рис. 3.22, б). Сила тяжести конуса тогда передается на нижний стакан, что облегчает верхнюю часть дробилки.

Подвижность на рис. 3.22, б $w = 3$ (основная и два вращения звеньев); $p = 3$ и $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 + 4 + 3 \cdot 2 = 0$.

Конструкция получается проще, если верхнюю опору выполнить на сферическом подшипнике качения (рис. 3.22, в) на подвижной посадке наружного кольца, т. е. он станет парой II_1 . Тогда отпадает надобность в цилиндрической паре. В этом механизме $p = 2$; $w = 2$ и $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 + 3 + 2 = 0$.

При большом угле подвижного конуса, как это всегда делается в дробилках для вторичного дробления, в обычной конструкции (рис. 3.23, а) шаровую пару III'_2

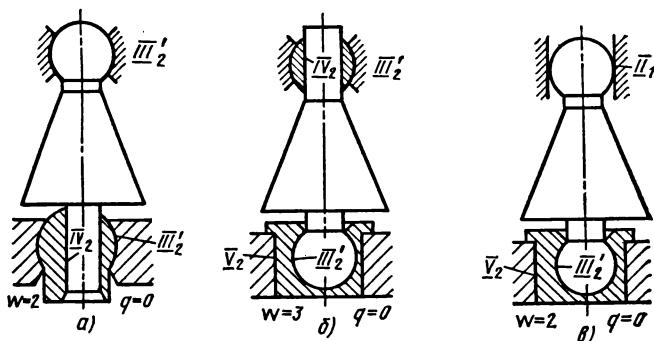


Рис. 3.22. Рациональные схемы гирационных дробилок

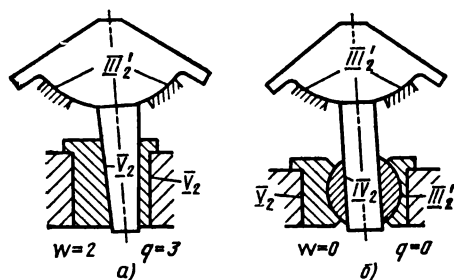


Рис. 3.23. Схемы дробилок для вторичного дробления:

а — неправильная с тремя избыточными связями; б — без избыточных связей

если конец подвижного конуса соединить со стаканом цилиндрической парой IV_2 (рис. 3.23, б). Здесь одна общая и две местные подвижности, $n = 3$, $\omega = 3$ и $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 + 4 + 3 \cdot 2 = 0$.

Встречается очень простая конструкция, которую можно получить, если в механизме, приведенном на рис. 3.23, а, отказаться от шаровой пары, а нагрузку передать на стакан (рис. 3.24), опирающийся на подшипники качения. Диаметр его получается большой, но это безвредно, так как благодаря большому углу подвижного конуса на его вал действуют главным образом осевые силы. Здесь всего две вращательные пары и $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 = 0$.

3.5. ШАРНИРНЫЕ КАРДАНЫ

Одним из этих механизмов является шарнир Кардана (Гука), показанный на рис. 3.25. В этом механизме все кинематические пары, кроме одной, выполняют вращательными V_2 — цилиндрическими с закраинами. Соединение между вилкой и

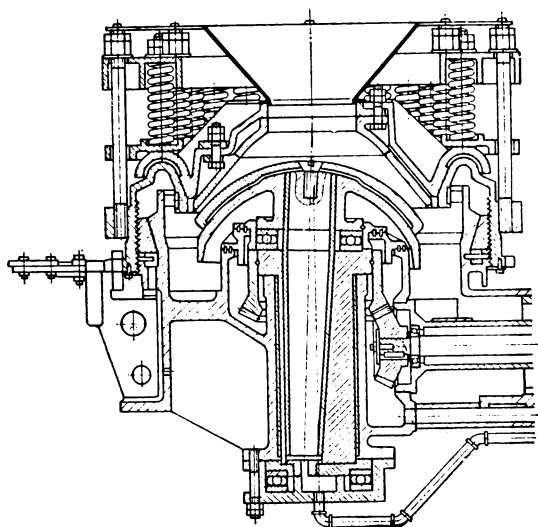
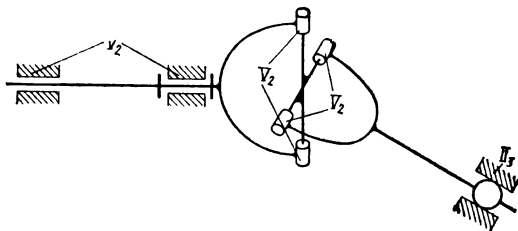


Рис. 3.24. Дробилка Телсмита для вторичного дробления рациональная схема без избыточных связей

располагают под ним, а подвижный конус соединяют со стаканом коническим шипом (для прочности), т. е. вращательной парой V_2 , а не цилиндрической. Стакан соединяют со стойкой вращательной парой V_2 , и он также получает вращение от привода, как и стакан на рис. 3.19. В механизме на рис. 3.23, а $n = 2$ и $\omega = 2$, т. е. $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 3 = 3$.

Эти избыточные связи требуют, чтобы ось конической расточки в стакане всегда проходила через центр шаровой пары (две связи). Кроме того, необходимо выдержать правильное расстояние между стаканом и шаровой парой (третья избыточная связь). Избыточные связи можно устранить,

Рис. 3.25. Одинарный карданный шарнир



крестом следует рассматривать как одну кинематическую пару, несмотря на то, что это соединение состоит из двух частей, так как их изготавливают с одной установки на станке. Следовательно, совпадение их осей выполняют с большой точностью.

Последняя пара II_3 — кольцевая, ее обычно выполняют из сферического подшипника качения с наружным кольцом на подвижной посадке. В таком механизме $w = 1$; $n = 3$; $p_V = 3$; $p_{II} = 1$ и $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 2 = 0$, т. е. избыточных связей нет.

В карданном шарнире для небольших нагрузок, опирающемся на подшипники скольжения, кинематическую пару II_3 можно выполнить как цилиндрическую без закраин с зазорами при условии достаточного удаления ее от центра шарнира (пять—десять радиусов вилки) и небольшой длины вкладыша (не больше диаметра вала).

Зазоры в кинематических парах увеличивают угловые подвижности и не влияют на линейные. Поэтому зазоры, сделанные в цилиндрической паре IV_2 , обращают ее в пару II_4 .

Если вместо пары II_3 поставить сферическую пару III'_2 , то получится механизм с одной избыточной связью, в котором расстояния между центром сферы и центром креста на стойке и ведомом валу следует выполнять точно одинаковыми. Если вместо пары II_3 поставить цилиндрическую пару IV_2 (без закраин), то получится механизм с двумя избыточными связями. Потребуется точное совпадение осей этих цилиндров на стойке и выходном валу (два размера).

Если вместо пары II_3 поставить вращательную пару V_2 , то получится механизм с тремя избыточными связями. Потребуется совпадение трех размеров на стойке и на выходном валу: совпадение осей цилиндров и равенство расстояний от пары до центра креста. Требование точного выполнения этих размеров удорожает изготовление механизма и снижает его надежность в эксплуатации, так как при изменении размеров (например, от нагрева или просадки фундамента) механизм нагружается добавочными силами, которые увеличивают трение и могут привести к поломке звеньев. Поэтому карданы с избыточными связями применять не следует.

В практике возможен случай, когда и на ведущем и на ведомом валах необходимы вращательные пары V_2 , т. е. ни на одном валу нельзя ставить пару II_3 (колебания вала недопустимы). В этом случае можно применять или двойной кардан, или кардан с кубиком (рис. 3.26, а). Этот механизм при наличии зазора в осевом направлении между кубиком и вилкой допускает угол между направлениями валов. Того же можно достичь скосами углов кубика. Допустимый угол зависит от зазора или величины скоса углов кубика. В этом механизме подвижность $w = 2$, так как кроме основной подвижности (вращения) имеется осевая подвижность кубика в пределах зазоров; избыточные связи отсутствуют, т. е. по формуле (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0$.

Этот механизм в качестве карданного шарнира до сих пор не применяли и считали возможным использовать его только при параллельных осях, т. е. в качестве муфты Ольдгема. Даже в классическом исполнении муфта Ольдгема при наличии зазора в осевом направлении может служить карданным шарниром. Дело в том, что плоскостная пара III'_2 , примененная между крестом и вилкой, допускает относительное вращение, т. е. может заменить вращательную пару.

Кардан с кубиком в кинематическом отношении равноценен обычному одинарному кардану, т. е. дает непостоянное передаточное отношение с коэффициентом неравномерности, приближенно равным квадрату угла (в радианах) между осями.

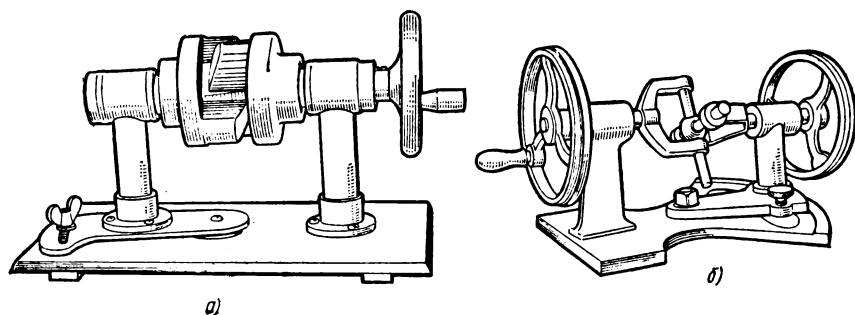


Рис. 3.26. Карданы (модели кабинета ТММ МВТУ):

а — с кубиком; б — с парами IV

Механизм с одной парой V_2 и тремя парами IV_2 (рис. 3.26, б) не имеет избыточных связей, т. е. $q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + \dots = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 3 = 0$.

Однако он не может служить карданным шарниром, так как при наличии сдвига осей и угла между ними вал с парой IV_2 совершает колебательное движение вдоль оси с удвоенной частотой. Амплитуду можно регулировать сдвигом осей или изменением угла между ними. Поэтому механизм можно применять для преобразования вращательного движения в поступательное, когда требуется регулирование амплитуды, правда, последняя получается очень небольшой.

На практике применяют двойные карданы. Если механизм составляют из двух шарниров Кардана (рис. 3.27, а), то необходимо на одном из валов (ведущем, ведомом или промежуточном) поставить свободное шлицевое соединение (поступательную пару V_3). Промежуточный вал не должен иметь подшипников. При выполнении этих условий избыточные связи отсутствуют, т. е. $q = \omega - 6n + 5p_V + \dots = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 7 = 0$ и механизм будет надежно работать. При отсутствии шлицевого соединения остается одна избыточная связь, что в таких механизмах ведет к поломкам.

Избежать шлицевого соединения можно, если один или оба кардана взять универсальными, т. е. допускающими осевую подвижность (рис. 3.27, б). В этом случае один из карданов выполнен зубчатым. При этом $q = 1 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 1 = 0$, т. е. избыточные связи также отсутствуют.

Следует предостеречь от применения подшипников на промежуточном валу двойного карданного механизма, так как они намного увеличивают число избыточных связей.

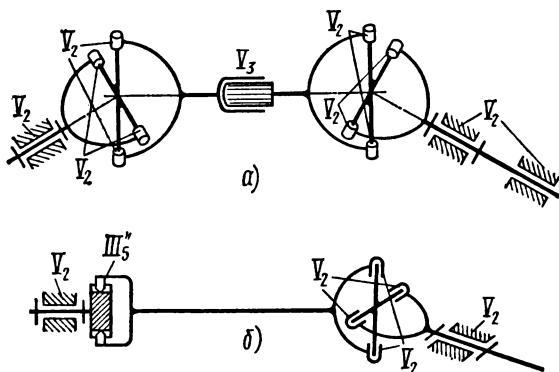


Рис. 3.27. Карданы:

а — двойной; б — двойной с одним универсальным зубчатым карданом

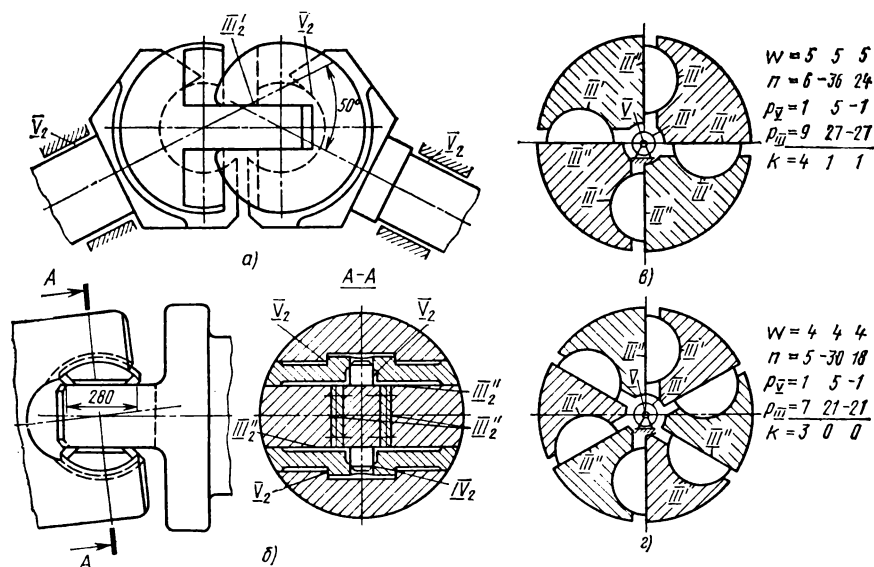


Рис. 3.28. Карданы с плоскостными парами:

а — двойной Тракта; б — прокатный; в — применяемый в пилигримовых станах; г — рекомендуемый (без избыточных связей)

Интересно решена проблема устранения избыточных связей в механизме Тракта (рис. 3.28, а). По своей кинематике этот механизм представляет собой двойной шарнир Кардана, но вместо шести подвижных звеньев в нем четыре. Кресты в нем соединены не через два промежуточных звена и вращательную, поступательную и вращательную пары, а непосредственно через плоскостную пару III_2 , т. е. сохранены три относительные подвижности. Плоскостная пара выполнена в виде глубокого паза на одном звене, в который входит пластина конца другого звена. Она обеспечивает звеньям (крестам) такое же относительное движение, как и в обычном двойном кардане. Для сборки вращательных пар V_2 поверхность их цапф спилена. Для сборки цапфы повертывают на 90° . Избыточные связи в механизме отсутствуют, т. е. $q = \omega - 6l + 5\rho_v + 3\rho_{III} = 1 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 1 = 0$.

Механизм Тракта трудно выполнить на подшипниках качения. Для обработки его звеньев нужны специальные приспособления, без которых звенья трудно закрепить на станке, поэтому он не пригоден для индивидуального изготовления. Кроме того, в нем трудно получить большой угол между осями.

Кардан, применяемый в прокатных станах (рис. 3.28, б), так же является универсальным. Вращающий момент в нем передается через два вкладыша в виде цилиндрических сегментов с закраинами. Другая сторона вкладыша составляет с ведомой вилкой плоскостную пару III_2' . Чтобы ведомая вилка не выскочила в радиальном направлении, поставлен кулисный камень в виде параллелепипеда, соединенного с вкладышами вращательными парами. Так как вдоль оси его может фиксировать только одна из этих пар, которая является парой V_2 , то вторую следует считать парой IV_2 . Опорные подшипники (если рассматривать одинарный кардан) должны быть иарами V_2 и III_2' (на рис. 3.28, б не показаны). Число избыточных связей $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 4 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 4 = 7$.

Кулисный камень должен иметь вращательное движение относительно вкладышей, т. е. между ними должно быть пять условий связи, а имеется $5 + 4 = 9$. Четыре из них избыточные, они могут вызвать неравномерную нагрузку двух шипов в двух плоскостях. Поэтому необходимо обеспечить совпадение осей отверстий во вкладышах и совпадение осей шипов кулисного камня. Последнее условие легко

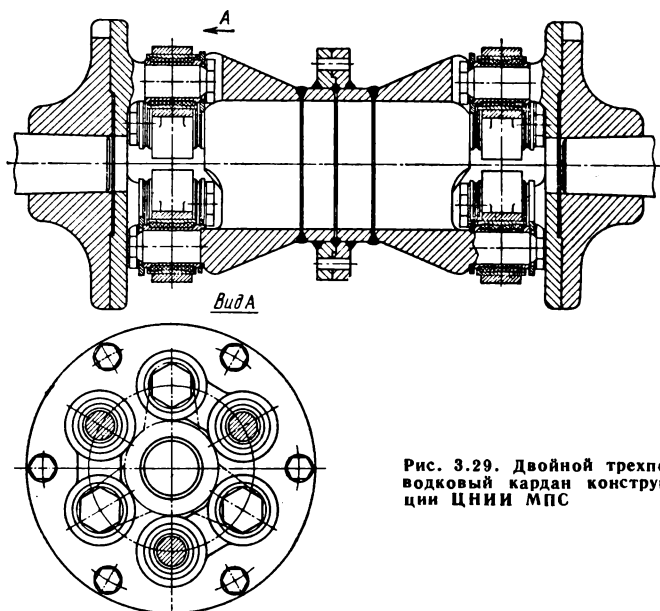


Рис. 3.29. Двойной трехповодковый кардан конструкции ЦНИИ МПС

выполнить, обточив оси в центрах. Три другие избыточные связи могут вызвать неравномерную нагрузку плоскостных пар III_2 между вкладышами и вилкой и между кулисным кремнем и вилкой. Поэтому технология изготовления механизма должна быть хорошо продумана и обеспечивать надлежащую параллельность и перпендикулярность плоскостей. Толщина вилки должна соответствовать расстоянию между вкладышами.

Большое число избыточных связей — существенный недостаток прокатного кардана. Свободен от этого недостатка кардан, применяемый в пилигримовых станах (рис. 3.28, в, поперечный разрез). Вилки ведущего и ведомого валов, показанные левой и правой штриховкой, входят друг в друга. Момент передают четыре шаровых сегмента — два для прямого вращения и два для обратного. При прямом вращении сегменты для обратного вращения центрируют вилки. Поэтому они должны быть прижаты, что и вызывает одну избыточную связь (см. подсчет на рис. 3.28, в), которая, однако, не нарушает самоустанавливаемости и равномерного распределения нагрузки между трущимися поверхностями, поэтому вред от нее минимален. Устранить эту связь можно, если применить кардан с шестью сегментами (рис. 3.28, г) — тремя для прямого и тремя для обратного вращения. При прямом ходе три сегмента будут хорошо центрировать кардан, и сегменты обратного хода могут не касаться и не создавать избыточной связи (см. подсчет на рис. 3.28, г).

В прокатных станах обычно применяют двойные карданы. Следует помнить, что промежуточный вал имеет продольную подвижность в пределах зазоров. Поэтому при расчетах следует брать $w = 2$.

Шарнирные карданы до сих пор выполняли на вращательных парах V_2 (кроме одной опоры). Если применить сферические шарниры III_2 , то можно получить новые конструкции карданных механизмов (рис. 3.29). Универсальный шарнир, т. е. шарнир, передающий между валами момент вокруг оси вала и силы по осям, перпендикулярным к оси вала, состоит из двух тройных вилок, соединенных тремя тягами. На рис. 3.29 показан двойной трехповодковый кардан конструкции ЦНИИ МПС на резиновых блоках, которые следует рассматривать как пару III' . В ней пальцы соединены с вилками, а втулки — с поводками. В. Н. Ермак соединил втулки

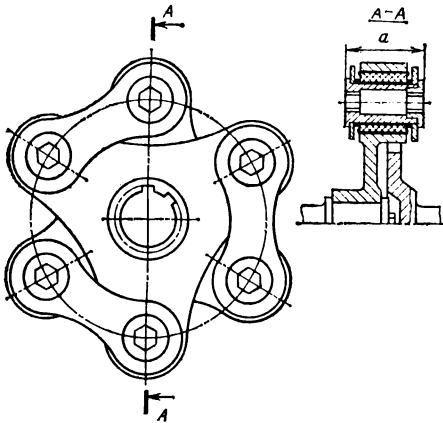


Рис. 3.30. Трехповодковый кардан конструкции В. Н. Ермака

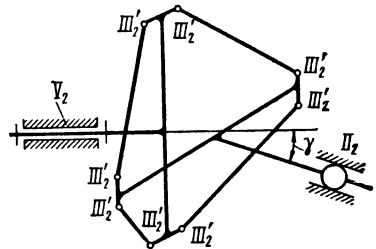


Рис. 3.31. Четырехповодковый карданный шарнир

с вилками (фланцами), а пальцы с поводками (рис. 3.30). Поводки получились из двух пластин, что не опасно вследствие эластичности резиновых блоков. Уменьшились моменты, изгибающие пальцы, и устранились моменты в заделке этих пальцев. Фланцы приблизились друг к другу, поэтому сократилась осевая длина кардана, что в локомотивах очень важно.

Механизм особенно выгоден для железнодорожного транспорта при выполнении шарниров на сайлент-блоках (на резине). При небольших углах между осями их можно выполнять также на сферических подшипниках качения. На рис. 3.29 показан двойной трехповодковый шарнир. Опоры ведущего и ведомого вала — пары V_2 — не показаны. Соединительные тяги имеют местные подвижности — вращение вокруг своей оси, что дает шесть подвижностей. Кроме того, имеется осевая подвижность промежуточного вала в пределах зазоров и основная подвижность — вращение механизма. Поэтому $w = 8$. По формуле (1.1) $q = 8 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 12 = 0$, т. е. избыточные связи отсутствуют. Нагрузка на шарниры в 1,5 раза меньше, чем у обычного карданного шарнира.

Кинематика трехповодкового кардана исследована М. А. Фахриевым [37].

Он установил, что центр ведомой вилки описывает окружность радиусом $\rho = \frac{1}{4} R \gamma^2$,

где R — радиус вилки; γ — угол между осями. Эту окружность центр вилки описывает 3 раза за один оборот кардана. Поэтому трехповодковый кардан неуравновешен. Он пригоден для электровозов, где угол между осями γ очень мал, и не годится для автомобилей, у которых этот угол гораздо больше.

Угол поворота ведомого вала

$$\varphi = \alpha - \frac{\pi}{3} + \frac{1}{4\sqrt{3}} \gamma^2,$$

где α — угол поворота ведущего вала. Третий член в формуле показывает, что ведомый вал получает добавочный угол поворота, пропорциональный квадрату угла между осями γ . При $\gamma = \text{const}$, как обычно и бывает, передаточное число постоянно.

Обыкновенный кардан передает между валами четыре условия связи, момент и силы по трем осям координат. Поэтому потребуются четыре соединительные тяги. Тяги и вилки должны быть расположены в разных плоскостях, иначе получится статическая неопределенность и лишняя подвижность вдоль оси вала (рис. 3.31).

При правильном расположении: $w = 1 + 4 = 5$ (четыре местные подвижности тяг) избыточные связи отсутствуют, т. е. $q = 5 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 8 + 2 \cdot 1 = 0$.

В четырехповодковом кардане нагрузка на шарниры почти в 2 раза меньше, чем у обычного карданного шарнира.

3.6. КАРДАНЫ С ВЫСШИМИ ПАРАМИ

В последнее время получили распространение соединения валов, в которых силы передаются через шарики. В таких механизмах легко достичь постоянства передаточного отношения. Однако конструкции таких механизмов отличаются большим числом избыточных связей.

В механизме Вейса (рис. 3.32, а) силы от ведущей вилки к ведомой передаются не через крест, а через два шарика, которые катятся по круговым желобам, выполненным на вилках. Два других шарика служат для передачи момента в обратном направлении, а при прямом направлении момента они не работают, поэтому учитывать их не будем. Средний шарик служит для центрирования вилок. Вследствие симметричности механизма относительно ведущей и ведомой вилок их угловые скорости одинаковы, поэтому передаточное число постоянно и равно единице. Число подвижных звеньев (две вилки и три шарика) $n = 5$. При определении подвижности следует помнить, что каждый шарик вследствие возможного проскальзывания имеет местные (пассивные) подвижности — вращение вокруг трех осей координат, поэтому $\omega = 1 + 3 \cdot 3 = 10$.

Соединение шариков по желобу является кинематической парой II_3 (кольцевой). Центральный шарик с вилками составляет сферические пары III'_2 . По (1.1) найдем $q = 10 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 4 = 4$.

Механизм можно усовершенствовать, если двойные вилки заменить тройными и передавать момент через три шарика. Тогда нагрузка на шарик уменьшится в 1,5 раза; средний шарик не нужен, так как три шарика сами центрируют вилки.

Одну из кинематических пар V_2 надо заменить парой III'_2 (сферической). В этом механизме $\omega = 1 + 3 \cdot 3 = 10$ и $n = 5$; $q = 10 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 6 = 0$. Такой механизм разработан В. В. Смирновым (МВТУ).

Механизм Рцеппа (рис. 3.32, б) состоит из звеньев сферической формы с желобами для шариков в осевой плоскости (меридиональными). Одно из звеньев имеет внешнюю сферическую поверхность, а другое — внутреннюю. В желобах заложены шарики (обычно шесть), которые при помощи сепаратора и делительного механизма удерживаются в плоскости, делящей угол между осями пополам. Подвижность механизма складывается из основной подвижности, местной подвижности шести шариков и местной подвижности (вращения) рычага делительного механизма. Поэтому $\omega = 1 + 6 \cdot 3 + 1 = 20$.

Каждый шарик соединен с сепаратором и головками ведущего и ведомого валов тремя кольцевыми парами II_3 . Две такие же пары имеются между делительным рычагом и головкой и рычагом и сепаратором. Опорные подшипники считаем парой V_2 . Число избыточных связей $q = 20 - 6 \cdot 10 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 20 = 13$. При таком огромном числе избыточных связей механизм может работать только при очень точном изготовлении.

Колокольный кардан (рис. 3.33, а) является универсальным, т. е. допускает осевое перемещение осей. Поэтому он не требует осевой подвижности в подшипниках. Последние выполняются: один как вращательная пара V_2 , другой как сферическая пара III'_2 . Каждый ролик работает по двум поверхностям — плоскости и цилиндру и сам состоит из цилиндрической и сферической рабочих поверхностей. Поэтому

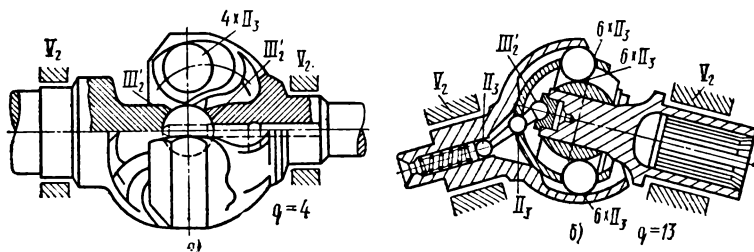


Рис. 3.32. Шарниры с постоянным передаточным числом:

а — Вейса; б — Рцеппа

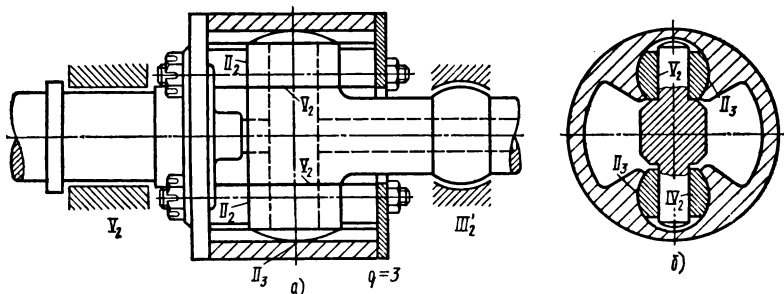


Рис. 3.33. Универсальные колокольные карданы:

а — с тремя избыточными связями; б — без избыточных связей

эти участки необходимо рассматривать как отдельные пары II_2 и II_3 . В радиальном направлении может прижиматься только один ролик, а в окружном — оба, поэтому $p_{II} = 3$.

Подвижность механизма (основная и проскальзывание двух роликов) $w = 3$. По формуле (1.1) $q = 3 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 3 = 3$.

Избыточные связи могут вызвать неравномерное распределение нагрузки по образующей ролика и сферической поверхности. Поэтому необходимо точное изготовление механизма. Устранить эти связи трудно. Можно ролики выполнить сферическими (рис. 3.33, б), а рабочие поверхности колокола — в виде двух параллельных цилиндров. Тогда число кинематических пар типа II_3 (кольцевых) $p_{II} = 2$.

Кинематическую пару между одним роликом и водилом следует считать парой V_2 , а между другим роликом и водилом — парой IV_2 , так как водило в радиальном направлении может прижиматься только к одному ролику. Как и у всякого универсального кардана, его опорными подшипниками выбирают: один V_2 , а другой — III'_2 . Избыточные связи $q = 3 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 0$. К сожалению, в этом механизме при наличии угла между осями водило не будет точно центрироваться, поэтому механизм является неуравновешенным.

Не имеет избыточных связей и механизм, разработанный М. И. Лысовым. В нем ролик выполнен сферическим, а соответствующий ему желоб цилиндрическим. Механизм передает только силу (одно условие связи), поэтому опоры обоих валов выполнены на вращательных парах V_2 (рис. 3.34, а). Подвижность $w = 2$ (основная и проскальзывание ролика). Избыточные связи $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0$. Подшипники этого механизма нагружены окружной силой.

Для устранения избыточных связей (случай небольшого угла между осями) очень удобен зубчатый кардан. Шлицевое соединение при малой длине за счет больших зазоров получает дополнительные угловые подвижности, т. е. становится соединением не V_3 , а III'_5 , что требуется для универсального кардана. В зубчатых карданах для удобства изготовления применяют эвольвентное зацепление. Внутренний венец выполняет зубодолблением. На внешнем венце делают бочкообразный зуб. Правда, в зубчатой муфте нагрузка распределяется между многими зубьями, т. е. получается статистически неопределимое распределение сил с многими избыточными связями. Однако они являются избыточными связями в кинематической паре, которую можно выполнить очень точно (например, одинаковый шаг зубьев), поэтому эти избыточные связи не вредны и их подсчитывать не требуется. Вредными являются избыточные связи в механизме, где на распределение нагрузок влияют размеры многих звеньев и может иметь место суммирование погрешностей изготовления. Поэтому в расчетах зубчатое соединение следует рассматривать как кинематическую пару III'_6 . При определении подвижности двойного зубчатого кардана надо учитывать продольный разбег муфты, поэтому $w = 2$. Избыточные связи в пределах механизма отсутствуют, т. е. $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0$.

К сожалению, зубчатый кардан допускает только небольшой угол между осями, т. е. не больше $1^\circ 30'$.

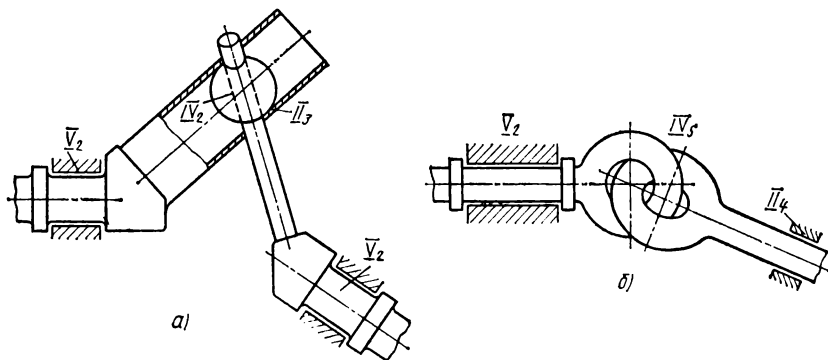


Рис. 3.34. Карданы:

а — конструкции М. И. Лысова; б — с цепной парой

Карданным шарниром может служить также цепная пара IV_4 , которая дает необходимые четыре условия связи (рис. 3.34, б). Из-за плохого контакта и больших зазоров такой шарнир непригоден для механического привода; его можно применять только при ручном приводе (для открывания дверей, заслонок, жалюзи). Для тех же целей может служить пара IV_3 — шаровая со штифтом.

3.7. ГИБКИЕ КАРДАНЫ

В последнее время начали широко применять гибкие соединения валов, не требующие смазывания, не боящиеся загрязнения, не подверженные изнашиванию. Такие соединения при правильной конструкции работают безотказно. На рис. 3.35, а показан двойной гибкий кардан Броун-Бовери, применяемый на электровозах. Карданный вал проходит внутри полого вала электродвигателя. Этим объясняется необычное расположение опор. На электровозах применяют двойной кардан. Для простоты рассмотрим одинарный кардан, считая подшипники валов парами V_2 и III_2 , как и делают у всякого универсального кардана. Он состоит из гибкого стального листа, к которому крепят вилки ведущего и ведомого валов. Лист накладывает три условия связи, т. е. является парой III_4^1 , что требуется для универсального кардана. Избыточные связи $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$, что указывает на правильность конструкции.

Гибкий кардан Сешерон применен на электровозах ЧС-1. В нем вместо одного листа используют 12 пластин, каждую из которых можно рассматривать как гибкий лист (пара III_4^1). Концы пластин следует считать жесткими звеньями. С вилками их соединяют с помощью трех цапф (пары V_2). Поэтому кардан Сешерон имеет большое число избыточных связей. Он требует очень точного изготовления и сборки. Это важно помнить при ремонте и замене деталей такого механизма.

На электровозах карданы Сешерон, так же как и карданы Броун-Бовери, применяют двойными. Ставят их на быстроходном валу, причем карданный валик располагают внутри полого вала тягового электродвигателя. Гибкие карданы никакими кожухами не закрывают. Угол между осями небольшой, что способствует долговечности механизма, несмотря на его быстроходность и большие передаваемые моменты.

Применяют и резиновые гибкие соединения валов: в виде листа (рис. 3.35, б) или в форме автомобильной шины (рис. 3.35, в). Последняя конструкция соответствует двойному соединению первого типа. Подвижность в этом случае удобно определить исходя из того, что при последовательном соединении кинематических пар их подвижности складываются. Следует учесть, что подвижность в осевом направлении создают оба соединения, а получается одна общая осевая подвижность, т. е. $3 \cdot 2 - 1 = 5$ — три перемещения по трем осям координат и два вращения вокруг двух осей, перпендикулярных к оси вала. Накладываемое условие связи $1 = 6 - 5$ соответствует передаваемому моменту вокруг оси вала.

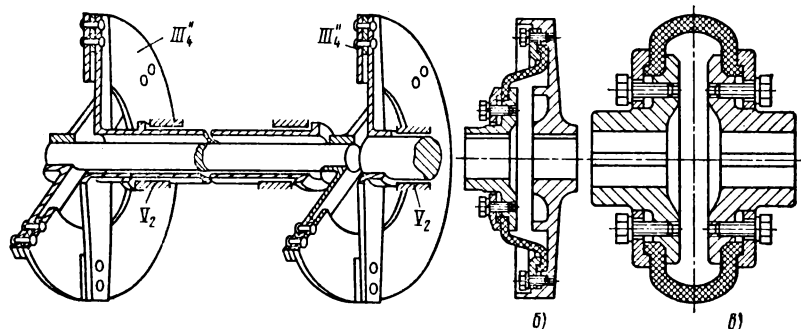


Рис. 3.35. Гибкие карданы:

а — двойной Броун-Бовери; б — одинарный резиновый; в — двойной типа автомобильной шины

Механизм, изображенный на рис. 3.35, в, выполняют на подшипниках, представляющих собой вращательные пары V_2 . Избыточные связи здесь отсутствуют, т. е. $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 1 \cdot 1 = 0$.

К сожалению, на поперечные линейные подвижности этот кардан дает очень большую жесткость. Это выявилось при эксплуатации вагонов ЭР (выход из строя подшипников ведущего зубчатого колеса и неравномерность нагрузки по длине зуба). Поэтому рассчитывать на поперечные линейные подвижности в нем нецелесообразно. Следовательно, кардан типа автомобильной шины надо использовать только как одинарный, а не как двойной.

3.8. О НЕОБЫЧНОЙ СХЕМЕ ДВОЙНОГО КАРДАННОГО ШАРНИРА

Для карданных шарниров общепринятыми являются следующие положения: в двойном кардане для получения постоянного передаточного отношения вилки обоих карданов на промежуточном валу должны располагаться в одной плоскости; в каждом кардане угол между осями должен быть не более 45° и во всяком случае не может составлять 90° .

На международной химической выставке в Москве (1966 г.) экспонировался смеситель швейцарской фирмы Вили А. Бахофен (ВАБ), механизм которого опровергает эти положения (рис. 3.36 и 3.37).

Рис. 3.36. Двойной карданный шарнир, применяемый в смесителях

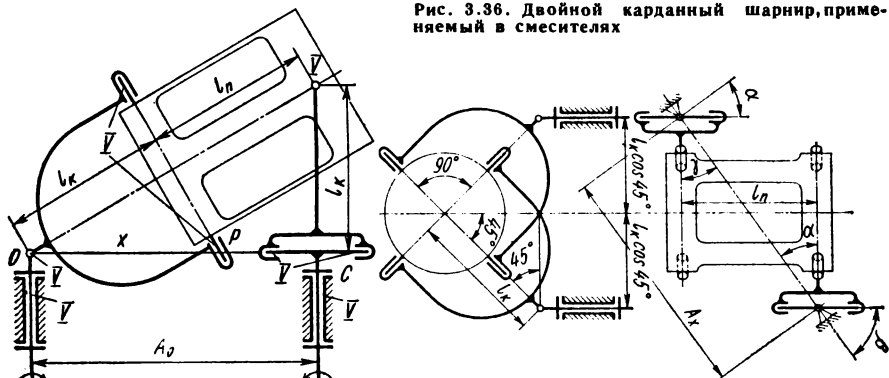


Рис. 3.37. Другое положение карданного шарнира, применяемого в смесителях

Угол между осями в нем составляет 180° , т. е. по 90° на каждый кардан. На промежуточном валу длиной l_n вилки обоих карданов стоят под углом 90° . Оформлен он в виде пространственной рамы, внутри которой располагается барабан (на рисунке не показан) со смешиваемым материалом. Сложное движение этого звена способствует хорошему перемешиванию. Крестовины обоих карданов выполнены со скрещенными осями — расстояние между осями A_0 . Шлицевое соединение на промежуточном валу отсутствует. Поэтому в механизме имеется одна избыточная связь. В этом можно убедиться, используя формулу (1.1): $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 6 = 1$.

Устранить натяги, создаваемые этой связью, можно, если ведомый вал установить на подвижной (вращающейся) раме, что позволило бы механизму работать при переменном расстоянии между осями валов, или, как предложил Овакимян, опору одного из валов сделать парой IV_2 .

При коэффициенте неравномерности $\delta = 0,034$ (близком к нулю) изменение межцентрового расстояния составляет $0,19l_k$, т. е. довольно значительно, поэтому нельзя избежать постановки подшипника ведомого вала на качающуюся раму.

Интересно отметить, что период изменения межцентрового расстояния в этом механизме составляет $1/4$ оборота, в трехпроводковом же кардане период смещения подвижного вала равен $1/3$ оборота. В механизмах, полученных из муфты Ольдгема, период смещения равен $1/2$ оборота, а в обычных плоских механизмах с низшими парами — одному обороту.

К сожалению, эти рассуждения пока имеют только теоретический интерес, так как амплитуда этого колебания слишком мала для практического применения.

3.9. ЛОКОМОТИВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В настоящее время в пассажирских локомотивах в связи с ростом скоростей возникла необходимость уменьшения его неподрессоренной массы. Трамвайное подвешивание тягового двигателя, у которого половина его силы тяжести передается на ось через моторно-осевые подшипники двигателя, стало непригодным. Теперь стали крепить двигатель к тележке с передачей вращения на ось через шарнирный механизм. Этот механизм необходим, чтобы дать возможность локомотиву колебаться на рессорах. Он должен передавать момент вокруг оси колеса и оставлять свободными остальные подвижности; перемещения по трем осям координат и вращения вокруг двух осей, перпендикулярных к оси колеса, т. е. механизм должен иметь такие же подвижности, как двойной универсальный шарнир Кардана (см. табл. 1.8.е).

Двойной кардан широко применяют для этих целей в вагонах серий Д и Е метрополитена, электропоездах ЭР, электровозах Шкода ЧС-1, ЧС-2, ЧС-3 и ЧС-4 и в приводах Жакмена французских электровозов. Все они не имеют избыточных связей и поэтому удовлетворяют поставленным условиям. Двойной кардан хорошо уравновешен. Муфта Ольдгема (с поступательными кинематическими парами) не получила распространения из-за большого трения и изнашивания. Кроме того, она неуравновешена, что является очень большим недостатком для скоростных электровозов.

Механизмы приводов с вращательными парами полностью себя оправдали и получили широкое распространение. Момент в таких механизмах передается двумя

тягами, расположенными в плоскости, перпендикулярной к оси вращения (рис. 3.38). Тяги снабжают шаровыми шарнирами (пары III_2). Благодаря этому ведомое звено имеет две угловые подвижности относительно ведущего — вращения вокруг осей, расположенных в плоскости чертежа. Эти шарниры также обеспечивают две линейные подвижности: одну — вдоль оси колеса (перпендикулярно плоскости чертежа) и одну — горизонтальную S_1 (рис. 3.38, а) в данном положении механизма.

Чтобы обеспечить вертикальную подвижность (в данном положении), тяги

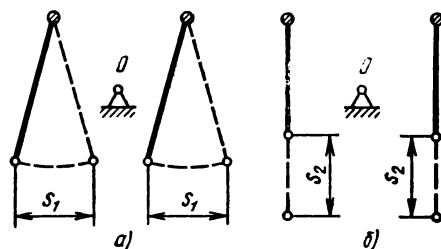


Рис. 3.38. Относительные перемещения в механизме локомотивного привода:

а — горизонтальные; б — вертикальные

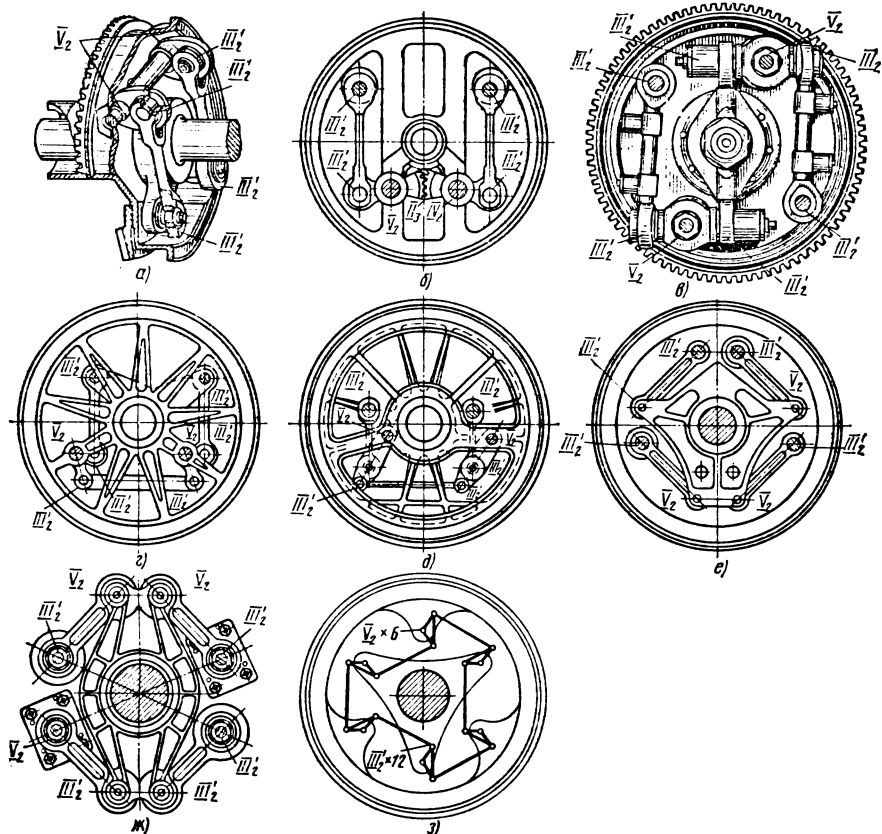


Рис. 3.39. Локомотивные приводы систем:

а — Сименс-Шуккерт; б — Бухли (Броун-Бовери); в — Эрликон-1; г — Ганц; д — Шкода; е — А. И. Кравченко; ж — Альстом; з — В. Н. Ермак

с ведомым звеном необходимо соединить с помощью механизма, который позволил бы им перемещаться только на равные расстояния S_2 (рис. 3.38, б) относительно этого звена. Допустить неравные перемещения S_2 нельзя, так как тогда возникнет поворот ведомого звена относительно ведущего.

В качестве механизма для такого соединения могут применяться вал с двумя кривошипами — механизм Сименс-Шуккерт (рис. 3.39, а); два рычага, соединенные зубчатой передачей (рис. 3.39, б); два прямых рычага, соединенные тягой (рис. 3.39, в); два угловых рычага, соединенные тягой (рис. 3.39, г); два косых рычага, соединенные тягой (рис. 3.39, д); механизм параллельного кривошипа А. И. Кравченко (рис. 3.39, е); механизм антипараллелограмма Альстом (рис. 3.39, ж).

Интересный многоповодковый механизм предложил В. Н. Ермак. Такой механизм можно выполнять с четырьмя, с шестью (рис. 3.39, з) и с еще большим числом поводков (но обязательно четным), за счет чего уменьшаются нагрузки в шарнирах.

На всех этих схемах шарниры, соединенные с ведомым звеном, показаны левой штриховкой, а соединенные с ведущим звеном — правой. Следует отметить, что понятия ведущее и ведомое звено в этом случае чисто условные и их (если это удобнее конструктивно) можно поменять местами. Все перечисленные механизмы одновременно являются уравнительными, т. е. выравнивают нагрузки на тягах. Благодаря

этому на ведущее и ведомое звенья передаются только моменты, и поэтому исключаются добавочные нагрузки на подшипники.

Механизм Сименс-Шуккерт (см. рис. 3.39, а) — самый простой из них. В нем из шести звеньев пять подвижные. Его легко выполнить без избыточных связей. Для этого тяги выполняют с шаровыми головками III_2 , а остальные пары могут быть вращательными V_2 . Подшипники ведущего и ведомого валов (пары V_2) на рис. 3.39 не показаны. Подвижность этого механизма $\omega = 3$ (основная плюс две местные — вращения тяг вокруг своих осей), а избыточные связи по (1.1) $q = 3 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 4 = 0$.

Силы в шарнирах невелики, они равны приблизительно силам, передаваемым тягами. Механизм легко уравновесить, для этого необходимо поставить противовесы на уравнительный вал. Единственным недостатком такого механизма является крутящий момент, передаваемый уравнительным валом.

Механизм Бухли (см. рис. 3.39, б) более сложен — имеет семь звеньев, из них шесть подвижных. Чтобы избежать избыточных связей при линейчатом контакте между зубьями (пара II_2), что очень важно из-за больших сил, один из рычагов должен опираться на пару IV_3 . Для этого необязательно делать ее шаровой со штифтом. Можно рычаг опереть на сферическую опору, а лишнюю подвижность устранить выступами в корпусе, ограничивающими перемещение обода вдоль оси: по формуле (1.1) находим $q = 3 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 3 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 4 + 2 \cdot 1 = 0$.

Лучше применить арочный зуб — пару II_3 , а один из рычагов поставить на пару IV_2 .

Если оба рычага опираются на вращательные пары V_2 , то для устранения избыточных связей зубья следует выполнить с точечным контактом (пара I_2), что невыгодно из-за больших сил. Силы, передаваемые зубьями уравнительного механизма, примерно равны силам в тягах (при равных радиусах). Сила на осях этих рычагов (если не учитывать центробежные силы) в 2 раза больше, что невыгодно. Механизм легко уравновесить.

Механизмы Эрликон-1, Ганц, Шкода, А. И. Кравченко и Альстом имеют восемь звеньев, из них семь подвижных.

В механизме Эрликон-1 (рис. 3.39, в) для предотвращения избыточных связей концы всех трех тяг делают на шаровых опорах (пара III_2), а опоры рычагов — на вращательных парах V_2 ; по формуле (1.1) $q = 4 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 6 = 0$.

Силы в шаровых парах равны силам в тягах, а силы во вращательных в 2 раза больше их (без учета центробежных сил). Механизм хорошо уравновешен. При правильных размерах звеньев он не требует противовесов.

Механизм Ганц (см. рис. 3.39, г) для устранения избыточных связей должен иметь такие же кинематические пары, как и механизм Эрликон-1. Силы в шаровых парах равны силам в тягах (при равных плечах), а силы во вращательных парах в 1,4 раза ($\sqrt{2}$) больше, чем в тягах. Механизм можно уравновесить. Для этого необходимо ставить противовесы на угловые рычаги.

Механизм Шкода (см. рис. 3.39, д) должен иметь такие же кинематические пары, как и механизмы Эрликон-1 и Ганц. Силы в кинематических парах зависят от соотношения плеч и угла наклона рычагов. Они примерно равны силам в механизме Ганц. Уравновесить этот механизм труднее, чем механизм Ганц, так как противовесы на рычагах могут выйти за габарит.

В механизмах А. И. Кравченко (см. рис. 3.39, е) и Альстом (см. рис. 3.39, ж) вращающий момент передается через плавающую рамку, которая висит на поводках. Чтобы рамка оставалась в заданной плоскости, она должна направляться тремя поводками, так как плоскость определяют три точки. Четвертый поводок во избежание избыточных связей не должен быть направляющим. Поэтому на обоих концах у него должны быть шаровые пары III_2 . Здесь имеется одна местная подвижность — вращение вокруг своей оси. У каждого направляющего поводка должна быть одна вращательная пара V_2 и одна сферическая III_2 опорная точка. Чтобы лучше направлять плавающую рамку, следует опорные точки расположить как можно дальше друг от друга. В соответствии с этим на рис. 3.39, е и ж выбрано расположение вращательных и шаровых пар. По (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 5 + 3 \cdot 5 = 0$.

При выполнении этих механизмов на резиновых блоках, которые, хотя и являются цилиндрическими, но за счет деформации резины допускают некоторый пово-

рот вокруг двух других осей, все шарниры делают одинаковыми. Силы, передаваемые кинематическими парами, в механизмах на рис. 3.39, е и ж невелики. В механизме Альстом все четыре тяги работают или на растяжение, или на сжатие, в механизме А. И. Кравченко две тяги работают на растяжение, две — на сжатие, что способствует более спокойной работе. Механизм Альстом дает некоторую неравномерность передаточного отношения, практически неощутимую. В механизме А. И. Кравченко передаточное отношение строго постоянное. Механизмы А. И. Кравченко и Альстом не уравновешены. При наличии смещения осей плавающая рамка движется по окружности, диаметр которой равен этому смещению (как в муфте Ольдгем). При этом за один оборот колеса центр тяжести рамки обходит окружность 2 раза. Поэтому в скоростных электровозах центробежная сила огромна.

На французских электровозах, поставивших рекорд скорости 300 км/ч, центробежная сила достигла $75 \cdot 10^{-3}$ Н. Уравновесить эти механизмы практически невозможно, так как для этого потребовалось бы ставить противовесы на продолжении поводков, т. е. выйти за габарит. Кроме того, силы инерции противовесов здесь настолько бы увеличили нагрузки в кинематических парах, что осуществить их стало бы невозможно.

Механизм В. Н. Ермака (рис. 3.39, з) состоит из угловых равноплечих рычагов. Одна половина их опирается на ведущий вал с помощью пар V_2 , а другая — на ведомый вал с помощью таких же пар. Рычаги соединяются поводками III'_2 , III'_2 . Механизм хорошо уравновешен. Передаточное число в нем постоянно. Силы в шарнирах небольшие, а увеличивая число поводков, можно их еще уменьшить. В механизме есть еще местная, групповая подвижность — вращение всех рычагов вокруг своих осей. Поэтому надо предусмотреть надлежащие упоры, чтобы она не была вредной.

При i поводках подвижность $\omega = 1 + i + 1$ (основная плюс вращение i поводков плюс групповая). По формуле (1.1) $q = (2 + i) - 6(2 + 2i) + 5(2 + i) + 3 \cdot 2i = 0$.

Анализ перечисленных механизмов показал, что одни схемы хорошо уравновешены, но имеют большие нагрузки в шарнирах, другие, наоборот, имеют малые нагрузки в шарнирах, но плохо уравновешены.

При проектировании инженеру необходимо правильно оценить, какой из этих факторов важнее, и на основании этого выбрать схему механизма.

Сравнение рассмотренных механизмов, приведено в табл. 3.2. Очень важным параметром, характеризующим механизм, является наибольшая нагрузка в кинематической паре, так как в тяговых передачах часто бывает трудно разместить в габарите пару достаточных размеров.

Таблица 3.2

Параметр	Сименс-Шуккерт	Бухли	Эрликон-1	Ганц	Шкода	А. И. Кравченко	Альстом	Ермак (трехповодковый)	Двойной кардан
Число подвижных звеньев	5	6	7	7	7	7	7	14	6
Число кинематических пар	7	9	10	10	10	10	10	20	7
Наибольшая нагрузка	Q	$2Q$	$2Q$	$\sqrt{2}Q$	$\sqrt{2}Q$	Q	Q	$0,578Q$	Q
Суммарная нагрузка	$6Q$	$9Q$	$10Q$	$8,8Q$	$8,8Q$	$8Q$	$8Q$	$7,46Q$	$8Q$
Уравновешивание *	1/2	1/2	1	1/2	1/2	0	0	1	1

* Полностью уравновешенные механизмы обозначены 1; механизмы, которые можно уравновесить, — 1/2; механизмы, для которых автору неизвестны пути уравновешивания, — 0.

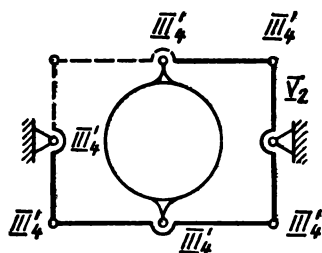


Рис. 3.40. Механизм фиктивного шкворня (штриховой линией показаны звенья, удаленные для устранения избыточных связей)

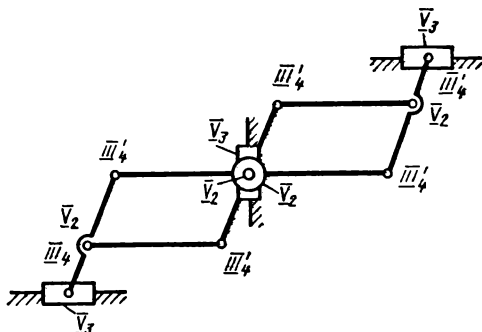


Рис. 3.41. Механизм безвального генератора газов

Суммарная нагрузка в кинематических парах гораздо лучше, чем число пар, характеризует механизм; кроме того, в первом приближении она характеризует потери на трение.

Полностью уравновешенными механизмами из приведенных в табл. 3.2 являются Эрликон-I, механизм Ермака и двойной кардан. Их и следует применять для самых быстрходных локомотивов.

По наибольшей нагрузке (см. табл. 3.2) лучшим является механизм Ермака (0,578Q), затем двойной кардан и хуже всех Эрликон-I и Бухли — 2Q. Поэтому в локомотивах оправдано применение большого числа звеньев (у механизма Ермака — 14).

Самую простую конструкцию имеет механизм Сименс-Шуккерт (пять подвижных звеньев).

Все перечисленные механизмы обеспечивают поступательное движение ведущего звена относительно ведомого (в плоскости, перпендикулярной к оси вращения), которое аналогично движению в чертежном приспособлении кулман. Поэтому значение этих механизмов гораздо больше, чем локомотивных приводов. Например, их можно применять для направления ведущей пластины в многшпиндельной сверлильной головке.

В локомотивах применяют механизм фиктивного шкворня (рис. 340), который служит для соединения тележки с кузовом в тех случаях, когда место шкворня занято другими устройствами (например, тяговым двигателем). Механизм Фойт представляет собой параллелограмм (на рис. 3.40 часть его звеньев показана штриховыми линиями). Середины поперечных рычагов соединены с кузовом (условно считается неподвижным). Середины продольных рычагов соединены с тележкой (изображена условно кружком).

По формуле (1.5) найдем $q_n = 1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 8 = 2$. Две избыточные связи создают два натяга (при сборке параллелограмма на кузове и соединении его с тележкой) и вызывают неравномерную нагрузку поперечных и продольных рычагов. Для устранения натягов необходимо убрать участки рычагов, показанные штриховыми линиями, и один шарнир. Тогда по формуле (1.5) $q_n = 1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 = 0$.

Особо вредных избыточных связей не будет. Чтобы избыточных связей не было совсем, следует применить кинематические пары, показанные на рис. 3.40.

Подвижности механизма — вращения тележки вокруг трех осей, вертикальное перемещение (игра рессор) и вращения трех звеньев вокруг своих осей (пары III'_4). Всего подвижностей семь. Найдем число избыточных связей по формуле (1.1): $q = 7 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 6 = 0$.

Пескаром предложены безвальные генераторы газов, которые теперь и применяют в тепловозах. Поршни безвального генератора газов должны двигаться навстречу друг другу с одинаковой скоростью и, следовательно, проходить одинаковые пути. Это обеспечивает шарнирный уравнительный механизм (рис. 3.41). Бывают

и другие системы, например зубчатые. Сложность уравнильного механизма объясняется малыми габаритами и поэтому большими углами поворота коромысел (180°), чего не допускает двоянный кривошипно-ползунный механизм.

Чтобы избежать особо вредных избыточных связей, надо центральный шарнир делать самоустанавливающимся в вертикальном направлении на ползуне (как на рис. 3.41). По формуле (1.5) найдем $q_n = 1 - 3 \cdot 9 + 2 \cdot 13 = 0$. В безвальном генераторе Пескара особо вредные избыточные связи остались.

При структурном проектировании механизма (назначении классов кинематических пар) для отсутствия избыточных связей необходимо, чтобы не было натягов при замыкании контуров механизма.

Поршни безвального генератора являются поступательными парами V_3 , так как их вращению препятствуют эксцентричные штоки. Поставим вспомогательный ползун на поступательную пару V_3 , а коромысла — на вращательные пары V_2 . При соединении длинного коромысла с поршнями (образование двух контуров) для предотвращения натягов применим звенья (рычаги) с шаровыми парами III'_4 по концам. Ползуны при этом можно передвигать, а коромысло поворачивать до совпадения элементов соединяемых пар. Середины этих рычагов с коротким коромыслом тоже можно соединять звеньями с шаровыми парами III'_4 по концам (образование еще двух контуров). Однако соединение с рычагом лучше выполнить вращательной парой V_2 . Сборке это не мешает и натягов не вызовет, так как при сборке другой конец III'_4 поводка V_2 III'_4 сможет двигаться в плоскости чертежа вследствие поворота вокруг вращательной пары V_2 , а перпендикулярно плоскости чертежа из-за вращения рычага III'_4 V_2 III'_4 вокруг пар III'_4 III'_4 . Эти два движения обеспечат без натяга совпадение элементов соединяемой пары.

Приведенный порядок сборки целесообразен только для выявления натягов и установления классов кинематических пар. Сборку при монтаже можно вести в любом порядке.

Проверить механизм на избыточные связи можно по формуле (1.1): $q = 1 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 6 = 0$.

3.10. ГЛАВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ТОКОПРИЕМНИКОВ

Пантограф представляет собой сложный пространственный механизм. При отклонении размеров звеньев от номинальных за счет допусков при изготовлении, а также перекосов основания пантографа при монтаже на крыше в обычных конструкциях пантографов сильно возрастает трение. Поэтому трудно бывает выдерживать заданную разницу давлений на контактный провод при подъеме и опускании пантографа.

Чтобы облегчить изготовление и эксплуатацию пантографа, его механизм следует конструировать так, чтобы отклонения в размерах не вызывали увеличения трения. Этому условию удовлетворяют механизмы без избыточных связей. Главные валы пантографов соединяются механизмом антипараллелограмма, который обеспечивает перемещение полоза по вертикали.

Пантограф является направляющим механизмом, обеспечивающим прямолинейное движение лыжи по вертикали. Направление этого движения можно регулировать длиной тяги, соединяющей главные валы. При увеличении длины прямая наклонится вправо, а при уменьшении — влево (рис. 3.42, б).

Механизм антипараллелограмма выполняется с одной или с двумя тягами. При одной тяге соединительный механизм не имеет избыточных связей. Благодаря этому небольшие отклонения размеров тяги, расстояний между осями главных валов и радиусов кривошипов на трение не влияют. При двух тягах вследствие наличия избыточных связей отклонения в размерах вызовут перегрузку шарниров. Поэтому главные валы пантографа должны соединяться одной, а не двумя тягами. Опасаться поломки этой тяги не следует, так как в некоторых конструкциях соединительные тяги выполняются деревянными и служат предохранительным звеном, которое разрушается, если пантограф зацепит за контактную сеть, при этом другие, более дорогие детали сохраняются. В правильной конструкции пантографа такое предохранительное звено должно быть предусмотрено. Лучше всего его включить в соединительную тягу. Саму тягу для этого использовать нецелесообразно, так как при

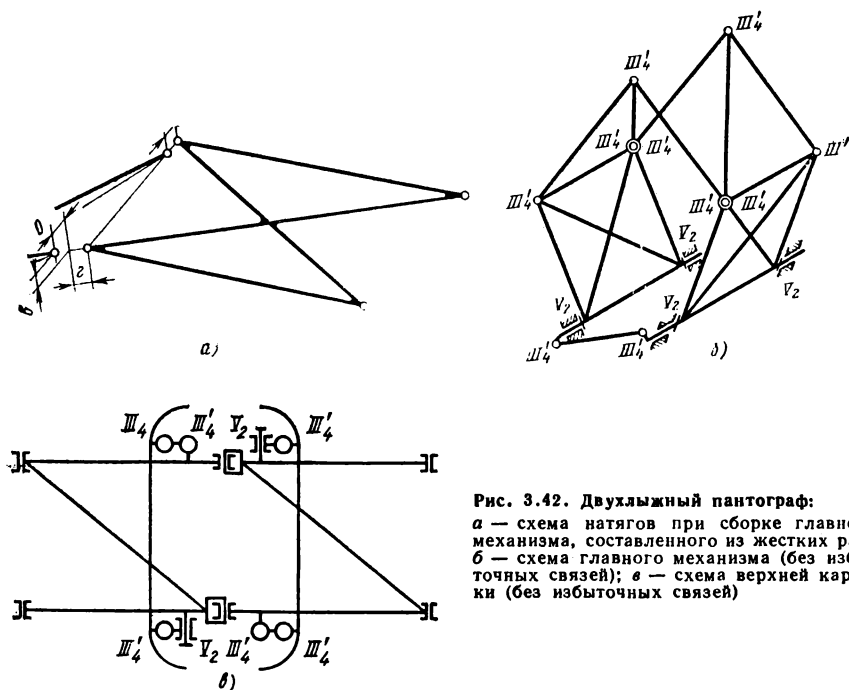


Рис. 3.42. Двухзлыный пантограф:

а — схема натягов при сборке главного механизма, составленного из жестких рам; б — схема главного механизма (без избыточных связей); в — схема верхней каретки (без избыточных связей)

движению поезда в одном направлении она работает на растяжение, а при движении в противоположном направлении — на продольный изгиб, и, следовательно, будет разрушаться при силах, сильно отличающихся друг от друга.

Рассмотрим главный механизм. В пантографе ДЖ-4, как показывает теория, имеются три избыточные связи. Они обнаруживаются при сборке пантографа (рис. 3.42, а). Если соединить верхние рамы с нижними, установленными на основании пантографа, то соединять между собой верхние рамы при отклонении их размеров от номинальных приходится с натягом, увеличивающим трение; так как один из шарниров не совпадает в осевом направлении (O на рис. 3.42, а), а другой, кроме того, в горизонтальном (g) и вертикальном (v) направлениях.

Чтобы уменьшить вред от этих натягов, следует устранить или уменьшить их на середине рабочей высоты.

Для устранения осевого несовпадения шарниров O под один из изоляторов следует подкладывать шайбы; для уничтожения горизонтального несовпадения шарниров g необходимо нарушить параллельность главных валов; для устранения вертикального несовпадения шарниров v верхние рамы следует изгибать (выкручивать). Однако добиться совпадения шарниров можно только в небольших пределах, и натяги будут устранены только при одном положении пантографа. Устранить натяг можно, применяя конструкцию главного механизма пантографа, показанную на рис. 3.42, б. Здесь верхние рамы представляют собой два «треножника», опирающихся своими «ногами» на шарниры нижних рам. «Треножники» представляют собой трехпроводковые группы нулевой подвижности без базовых звеньев, поэтому их можно собрать без натяга при любых отклонениях размеров звеньев от номинальных. Однако при этом расстояние между шарнирами сочленения верхних рам также будет отличаться от номинального и может оказаться разным при различных положениях механизма (различной высоте лыж). Следовательно, эти шарниры нельзя соединять жесткими тягами, так как тогда возникает избыточная связь. Последнее

условие трудно выполнить в однолыжных пантографах, так как у них обычно сама лыжа дает такое соединение.

При эксплуатации таких пантографов, чтобы устранить повышенное трение, вызываемое натягом (если не выдерживается характеристика давления на контактный привод), следует снять верхнюю каретку и добиться постоянства расстояний между шарнирами сочленений верхних рам при различных положениях механизма. Подкладыванием шайб на один из изоляторов следует установить расстояние, соответствующее длине каретки, чтобы можно было собрать механизм без натягов. Это достигается или изменением длины косых тяг, или перекашиванием основания пантографа, что может потребовать увеличения отверстий для болтов, крепящих его к изоляторам.

Напротив, в двулыжных пантографах это условие выполнить легко. Для этого каретка должна быть устроена так, чтобы каждая лыжа относительно одного «треножника» имела, а относительно другого не имела осевого (поперечного) перемещения. Для этого следует один рычаг $V_2III'_5$, поддерживающий лыжу, сохранить, а другой заменить пластиной $III'_4III'_4$, которая вследствие зазоров в шарнирах не будет препятствовать осевому перемещению лыжи.

На рис. 3.42, в эти шарниры условно показаны шаровыми, а сами лыжи условно повернуты на 90° (скобы каретки не показаны).

В однолыжных пантографах избыточные связи можно устранить удалением одной из косых тяг верхних рам. Такая схема встречается в конструкциях пантографов WVSS-54 (Австрия) и DBS-54 (ФРГ). Она имеет тот недостаток, что боковую жесткость обеспечивает только одна половина механизма, а другая лишь утяжеляет пантограф. Такая конструкция пантографов ограничивает их применение для скоростного подвижного состава, где особенно важны легкость и боковая жесткость. Поэтому для однолыжного пантографа схема верхних рам из двух «треножников» не годится. Рассмотрим эту схему (рис. 3.43, б). Верхние рамы должны быть группой нулевой подвижности, т. е. если их нижние шарниры присоединить к стойке, то

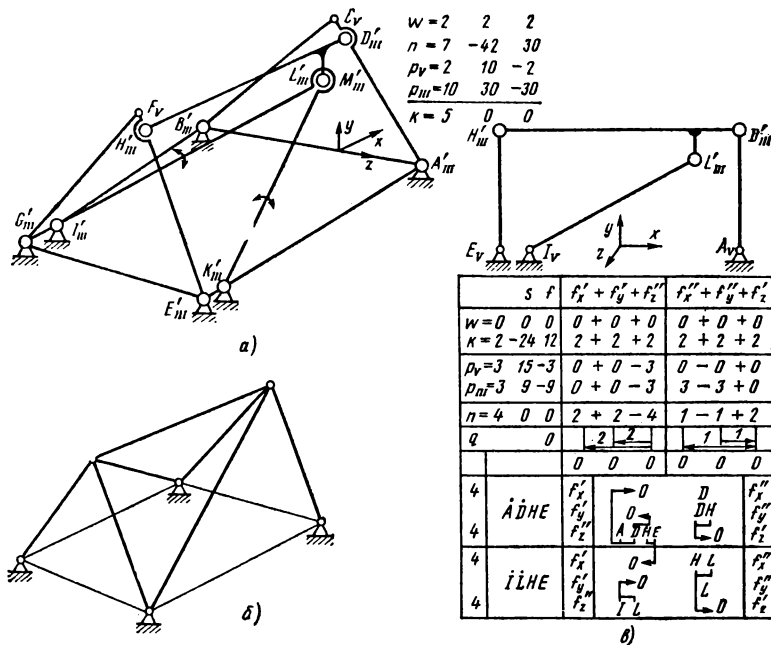


Рис. 3.43. Верхние рамы однолыжного пантографа

система должна быть неподвижной. В таком виде (для упрощения) ее и будем рассматривать. Конечно, когда верхние рамы присоединяются к нижним, система вследствие подвижности нижних рам получает подвижность.

Горизонтальная поперечная тяга, которая служит основанием верхней каретки, держится на шести поводках: четырех продольных тягах и двух диагональных. К сожалению, все шесть поводков пересекают ось этой тяги, т. е. нарушено условие № 10 в табл. 3.1. Система становится статически неопределимой и возникает местная подвижность — вращение основания каретки вокруг своей оси.

Для устранения этой подвижности в пантографе IOPP поставлены кулисные механизмы. Для исправления схемы надо сместить не меньше одного поводка (для симметрии — два) от оси поперечной тяги. В качестве таких поводков следует взять диагональные тяги и сместить их вниз, так как над поперечной тягой место занято поломом. Придется также изменить направление одной из диагональных тяг, направив обе диагональные тяги к одному верхнему узлу (рис. 3.43, а), иначе останутся подвижности (вращение поперечной тяги с одновременным поперечным перемещением) и натяг вследствие второй диагональной тяги.

На рис. 3.43, а (а. с. № 333080) кинематические пары *C* и *D*, а также *F* и *H* для лучшей видимости разнесены. В исполненной конструкции они совпадают. Избыточные связи подсчитаны в таблице, приведенной на этом рисунке. Получилось пять контуров. На примере этого механизма покажем, как можно их число сократить. Для этого поводки первого класса объединяем попарно и рассматриваем как поводки второго класса (рис. 3.43, в). Поводки *AC* и *CB* образуют треугольник, вращающийся около оси *AB*, которую рассматриваем как пару пятого класса. Пара *D* сохраняется, и получается поводок *AD*.

Аналогично из двух поводков первого класса *LI* и *MK* получается поводок второго класса *LI*. И из поводков *FE* и *FG* — поводок *EH*.

Число контуров уменьшилось до двух (см. таблицу подвижностей на рис. 3.43, в), что значительно упрощает их исследование. Схема подвижностей в этих контурах показана на том же рисунке.

Чтобы полюз перемещался вертикально без поперечного смещения, надо нижние концы диагональных тяг присоединить не к верхним рамам, а к нижним, соответственно выбрав точку присоединения. Кулисные механизмы для направления верхней каретки тогда становятся ненужными¹. По проекту, выполненному студенческим СКБ МВТУ, в электровозном депо Москва III изготовлены такие пантографы. При этом часть ordinarily шарикоподшипников заменена двухрядными сферическими. Удвоенная сила трения, приведенная к полюзу, сразу уменьшилась с 25—30 Н до 8—9 Н и перестала зависеть от эксплуатационных размеров (например, высоты изоляторов), ремонт значительно упростился, а проверка характеристики стала ненужной. Избыточные связи по формуле (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \times \times 2 + 3 \cdot 10 = 0$.

Обобщая сказанное, можно сделать вывод, что при выборе схемы однополюсного пантографа диагональные тяги надо направлять к одному верхнему узлу (рис. 3.44) и выполнять еще два условия: ввести подвижность, устраняющую натяги; обеспечить равенство нагрузок диагональных тяг при воздействии на полюз поперечной силы.

В рассмотренном механизме оба эти условия выполняются с помощью поперечной тяги (основание верхней каретки) путем присоединения косых тяг ниже ее оси.

У токоприемников П-1, П-3 основание верхней каретки соединяется с верхними рамами с помощью пазов, надетых на валики. В этом случае следует косые тяги направить к одному верхнему узлу (рис. 3.45) и присоединить их не к продольным тягам, а к основанию верхней каретки. Подвижность при этом получится за счет перемещения в пазах, а равенство нагрузок тяг — вследствие симметричного

¹ Решетов Л. Н., Соломин В. В. Токоприемник электроподвижного состава. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1972, № 11 (а. с. № 333080).

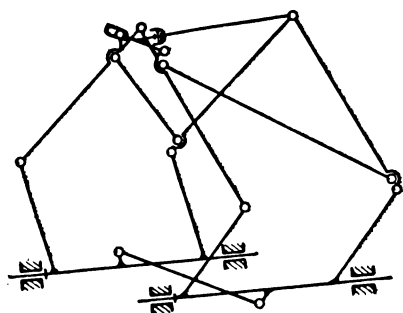


Рис. 3.44. Схема пантографа с диагональными тягами, направленными в одному верхнему узлу

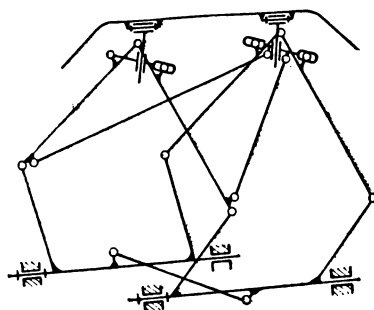


Рис. 3.45. Схема пантографа с диагональными тягами, присоединенными к основанию верхней каретки (а. с. № 350340)

расположения сил, действующих на основание верхней каретки. Возможны еще два решения той же проблемы¹ (рис. 3.46 и 3.47 — косые тяги не показаны).

В схеме на рис. 3.46 подвижность достигается за счет осевого (поперечного) перемещения в шарнире, соединяющем верхние рамы.

Равномерное распределение нагрузок от поперечной силы достигается рычагом с пазом, надетым на валик, к середине которого присоединено основание верхней каретки.

На рис. 3.47 продольные тяги верхних рам соединяются двумя перекрестными тягами с шаровыми головками. Благодаря шаровым головкам продольные тяги получают относительную подвижность в осевом направлении. Одна из перекрестных тяг служит рычагом, выравнивающим нагрузки косых тяг от поперечной силы. Точка пересечения косых тяг является центром мгновенного вращения одной продольной тяги относительно другой.

Схемы, представленные на рис. 3.45—3.47, проверены автором на моделях, имеющихся в МВТУ.

Подвижность, предназначенная для устранения натяга, может быть направлена вдоль локомотива (см. рис. 3.43, б и 3.45) или поперек (рис. 3.46 и 3.47), что практически безразлично.

Гораздо легче избежать избыточных связей в асимметричном пантографе (рис. 3.48), который применяется в последнее время для электрозвозов переменного тока. При переменном токе вследствие высоких напряжений сила тока, потребляемая

¹ Решетов Л. Н. Токоприемник электроподвижного состава. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1970, № 36.

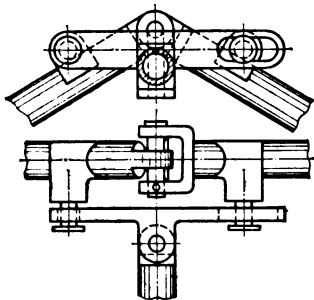


Рис. 3.46. Схема главного верхнего узла с осевым разбегом между продольными тягами (а. с. № 288017)

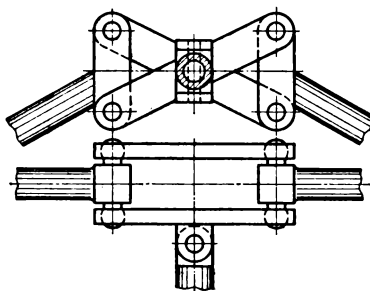


Рис. 3.47. Схема главного верхнего узла с перекрестными тягами, (а. с. № 288017)

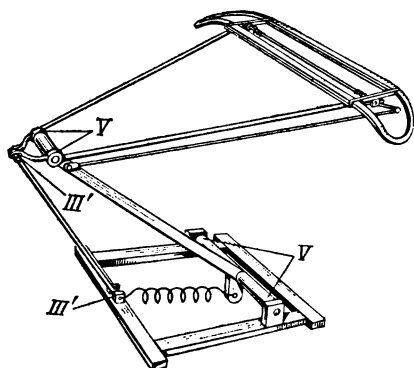


Рис. 3.48. Главный механизм асимметричного пантографа (полупантографа)

своей оси, поэтому по формуле (1.1) $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0$.

Промежуточной схемой между симметричным пантографом (четырёхрычажным) и полупантографом (однорычажным) является полусимметричный (трехрычажный) пантограф (рис. 3.49). Одна половина его совершенно такая же, как и в четырехрычажном токоприемнике, другая половина состоит из однорычажной нижней рамы и треугольной верхней. Основание этого токоприемника крепится на три изолятора.

Для устранения избыточных связей вместо отверстий сделаны пазы (неподвижное соединение по рис. 2.4, г), которые позволяют избежать натягов и поломок изоляторов при монтаже пантографа. По сравнению с полупантографом в нем значительно меньше нагружены шарниры.

Для современных пассажирских локомотивов требуются токоприемники, обеспечивающие надежный токосъем при скорости 200 км/ч. При такой скорости очень важна масса токоприемника, приведенная к полюзу. Чтобы ее уменьшить, И. А. Беляев предложил «автуправляемый» токоприемник, который состоит из верхнего пантографа, движущегося от нажатия контактного провода, и нижнего, приводимого пневматическим цилиндром. Впуском и выпуском сжатого воздуха в этот цилиндр управляет верхний пантограф. Верхний пантограф получился очень малень-

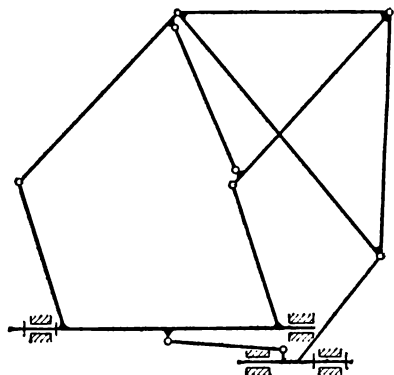


Рис. 3.49. Полусимметричный (трехрычажный) токоприемник (а. с. № 233001)

электровозом, уменьшилась в 7—8 раз по сравнению с постоянным. Поэтому стали ненужными двухрычажные пантографы тяжелой серии. К пантографам легкой серии относится асимметричный токоприемник (полупантограф). Он состоит из нижней трубчатой рамы VV в виде двутавра и верхней, в форме трапеции. Тяга III_1III_4 обеспечивает движение верхней рамы.

Кинематика этого механизма должна дать лыже прямолинейное вертикальное движение, т. е. механизм является простым (так же, как и симметричный пантограф). Проектирование такого механизма можно вести так же, как и portalного крана с жесткой оттяжкой (см. рис. 6.25).

При подсчете избыточных связей к основной подвижности прибавляется вращение тяги III_1III_4 вокруг

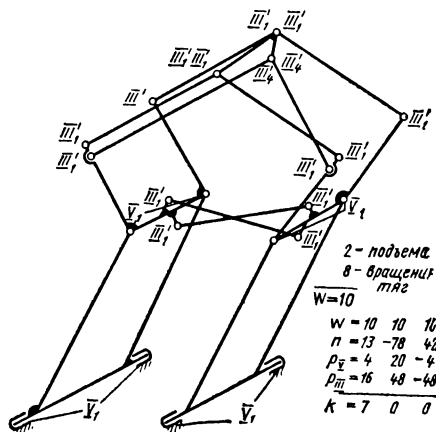


Рис. 3.50. Автуправляемый токоприемник

ким, и соответственно уменьшилась и его приведенная масса. Рассмотрим конструкцию автоуправляемого токоприемника, где избыточные связи устранены полностью¹ (рис. 3.50). Нижний механизм в токоприемнике представляет собой механизм параллельного кривошипа. Каждый кривошип состоит из нижнего вала и двух рычагов. Он соединяется парой V_1 с основанием и парой V_1 с главным валом верхнего пантографа. Нижний механизм приводится пневматическим цилиндром с помощью кривошипно-ползунного механизма, который на рис. 3.50 не показан, так как этот механизм был рассмотрен выше (см. рис. 2.28). Верхний механизм представляет собой симметричный пантограф (пятиугольник). Избыточные связи в нем устраняются с помощью одной из описанных выше схем, приведенных на рис. 3.43, 3.45—3.47 (на рис. 3.50 использована схема рис. 3.43).

Чтобы устранить избыточные связи в нижнем механизме, у верхнего пантографа нет основания (рамы), а вместо него есть второй механизм антипараллелограмма, соединяющего главные валы. Размеры звеньев этих антипараллелограммов должны быть найдены из условий наибольшей точности передаточного отношения (единицы), теория которого дана В. В. Соломиным [35], так как иначе расстояние между главными валами будет переменным. Расчеты показали, что при правильном выборе размеров изменение межцентрового расстояния выражается долями миллиметра. В результате экспериментов было установлено, что у автоуправляемого токоприемника расход накладок сократился в несколько раз. Соответственно изнашивание контактного провода должно уменьшиться.

Токоприемник, изображенный на рис. 3.50, имеет два недостатка: во-первых, он сложен (два пневматических цилиндра); во-вторых, нижний механизм несимметричный, что затрудняет его применение для обоих направлений движения. Эти недостатки удалось устранить².

3.11. РАБОТА ТОКОПРИЕМНИКА, ИМЕЮЩЕГО ДВЕ ПОДВИЖНОСТИ

Контактная сеть представляет собой многомассовую систему с многими степенями свободы, исследование движения которой представляет очень сложную задачу.

Чтобы ее упростить, допустим (как Б. Финк, И. Бейер, Ф. Нитхамер и И. А. Беляев), что полоз движется по синусоиде (рис. 3.51):

$$y = \frac{y_{\max}}{2} (1 - \cos \omega t), \quad (3.7)$$

где ω — угловая скорость вектора, вертикальная проекция которого дает перемещение полоза;

$$\omega = 2\pi \frac{v}{\lambda}, \quad (3.8)$$

где λ — длина волны.

Обозначим массу полоза через m_p , массу подвижных рам, приведенную к верхнему шарниру, которую будем считать постоянной, через m_r , силу подъемных пружин, приведенную к верхнему шарниру рам, через Q_r ; будем считать ее постоянной. Это условие особенно точно выполняется у пантографов с цепной передачей от подъемных пружин к главному валу.

Обозначим через h_1 высоту верхнего шарнира над основанием пантографа (переменную) и через h_2 — высоту каретки — расстояние от верхнего шарнира до полоза (также переменная). Тогда

$$h_1 + h_2 = y_0 + y, \quad (3.9)$$

где y_0 — наименьшая высота провода над основанием токоприемника.

¹ Беляев И. А. Пантограф электроподвижного состава. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1970, № 10 (а. с. 262932).

Решетов Л. Н., Беляев И. А. и др. Токоприемник для высокоскоростного подвижного состава. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1974, № 2 (а. с. 410990).

² Беляев И. А., Решетов Л. Н. и др. Токоприемник электроподвижного состава. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 16 (а. с. 512087).

откуда

$$B_2 = \frac{y_{\max} \omega^2 m_p}{2(c_{\Pi} - \omega^2 m_p)} \quad (3.15)$$

и

$$C_2 = h_{2cв} - \frac{Q_p}{c_{\Pi}} + \frac{g m_p}{c_{\Pi}}. \quad (3.16)$$

Найдем контактное нажатие P_K . Для этого по принципу Даламбера рассмотрим проекции на вертикаль всех сил, действующих на полоз: контактное нажатие — P_K , силу тяжести — $m_{\Pi}g$, силу пружин каретки

$$c_{\Pi}(h_{2cв} - h_2) = c_{\Pi}h_{2cв} - B_2 c_{\Pi} \cos \omega t - C_2 c_{\Pi},$$

силу инерции полоза — $m_{\Pi} \frac{d^2 y}{dt^2}$.

Запишем

$$-P_K - m_{\Pi}g + c_{\Pi}h_{2cв} - B_2 c_{\Pi} \cos \omega t - C_2 c_{\Pi} - m_{\Pi} \frac{d^2 y}{dt^2} = 0.$$

Определяя P_K и подставляя $\frac{d^2 y}{dt^2}$ из (3.7), B_2 из (3.15) и C_2 из (3.16), получим

$$P_K = -m_{\Pi}g + c_{\Pi}h_{2cв} - \frac{y_{\max} \omega^2 m_p c_{\Pi}}{2(c_{\Pi} - \omega^2 m_p)} \cos \omega t - c_{\Pi}h_{2cв} + \\ + Q_p - m_p g - \omega^2 m_{\Pi} \frac{y_{\max}}{2} \cos \omega t.$$

Отсюда

$$P_K = Q_p - \omega^2 \frac{y_{\max}}{2} \cos \omega t \left[\frac{m_p c_{\Pi}}{c_{\Pi} - \omega^2 m_p} + m_{\Pi} \right] - (m_{\Pi} + m_p) g. \quad (3.17)$$

При $c_{\Pi} = \infty$ (жесткая каретка без пружин)

$$P_K = Q_p - \frac{\omega^2 y_{\max}}{2} (m_{\Pi} + m_p) \cos \omega t - (m_{\Pi} + m_p) g. \quad (3.18)$$

При критической скорости ω_K из выражения $c_{\Pi} - \omega_K^2 m_p = 0$ имеем

$$\omega = \omega_K = \sqrt{\frac{c_{\Pi}}{m_p}}; \quad (3.19)$$

величины h_1 , h_2 и P_K обращаются в ∞ (без учета трения).

При $\omega < \omega_K$ из формул (3.15) и (3.13) видно, что рамы движутся в одной фазе с полозом. При $\omega > \omega_K$ рамы движутся в противофазе с полозом. Из (3.17) видно,

что при $\frac{m_p c_{\Pi}}{c_{\Pi} - \omega_0^2 m_p} + m_{\Pi} = 0$ контактное нажатие $P_K = \text{const}$ или

$$m_p c_{\Pi} + m_{\Pi} c_{\Pi} - \omega_0^2 m_p m_{\Pi} = 0.$$

Отсюда

$$\omega_0 = \sqrt{c_{\Pi} \frac{m_p + m_{\Pi}}{m_p m_{\Pi}}}, \quad (3.20)$$

или, поделив это выражение на (3.19),

$$\frac{\omega_0}{\omega_K} = \sqrt{\frac{m_p}{m_{\Pi}} + 1}. \quad (3.21)$$

Так как обычно $m_p \approx 2m_{\Pi}$, то

$$\frac{\omega_0}{\omega_K} \approx 1,73. \quad (3.22)$$

Идея создания пантографа, работающего при скоростях выше критической и в особенности при $P_K = \text{const}$, очень привлекательна, так как следует ожидать улучшения токосъема на больших скоростях. Поэтому большой интерес представляет работа О. И. Позднякова и В. П. Михеева, которые осуществили пантограф с кареткой повышенной эластичности и получили хороший результат. По-видимому, они работали на скоростях выше критической и близкой к ω_c .

Аналогичные результаты получили во Франции с токоприемниками, имеющими очень большой ход верхней каретки.

3.12. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМНЫХ ПРУЖИН

Назначение этих механизмов — поддерживать постоянное прижатие полоза к контактному проводу во всех положениях.

В симметричном пантографе (рис. 3.52) пружина обычно воздействует на кривошип на обоих главных валах и поэтому остается горизонтальной. Это упрощает расчет и позволяет выполнить его аналитически.

В механизме подъемных пружин радиус кривошипа r и угол поворота главного вала 2δ считаем заданными. Неизвестные величины: натяжение пружины в нижнем положении T_H (наибольшее), жесткость половины пружины c_r (так как в дальнейшем будем рассматривать один главный вал и половину пружины) и угол установки кривошипа в среднем положении φ . Для их определения возьмем три уравнения заданных моментов в нижнем положении M_H , в среднем M_C и в верхнем M_B , т. е. будем вести расчет по трем точкам:

$$M_H = T_H r \sin(\varphi - \delta); \quad (3.23)$$

$$M_C = \{T_H - c_r r [\cos(\varphi - \delta) - \cos \varphi]\} r \sin \varphi; \quad (3.24)$$

$$M_B = \{T_H - c_r r [\cos(\varphi - \delta) - \cos(\varphi + \delta)]\} r \sin(\varphi + \delta). \quad (3.25)$$

Найдем из (3.23)

$$T_H = \frac{M_H}{r \sin(\varphi - \delta)}; \quad (3.26)$$

из (3.24)

$$T_H = \frac{M_C}{r \sin \varphi} + c_r r [\cos \varphi \cos \delta + \sin \varphi \sin \delta - \cos \varphi]; \quad (3.27)$$

из (3.25)

$$T_H = \frac{M_B}{r \sin(\varphi + \delta)} + c_r r 2 \sin \varphi \sin \delta. \quad (3.28)$$

Подставив значение T_H из формулы (3.26) в формулы (3.27) и (3.28) и сделав необходимые преобразования, получим

$$\begin{aligned} \frac{M_H}{r \sin(\varphi - \delta)} - \frac{M_C}{r \sin \varphi} &= c_r r \left[\sin \varphi \sin \delta - 2 \cos \varphi \sin^2 \frac{\delta}{2} \right]; \\ \frac{M_H}{r \sin(\varphi - \delta)} - \frac{M_B}{r \sin(\varphi + \delta)} &= c_r r \cdot 2 \sin \varphi \sin \delta. \end{aligned} \quad (3.29)$$

Для исключения c_r поделим эти формулы друг на друга:

$$\frac{M_H \sin \varphi - M_C \sin(\varphi - \delta)}{M_H \sin(\varphi + \delta) - M_B \sin(\varphi - \delta)} = \frac{\sin \varphi}{\sin(\varphi + \delta)} \frac{\sin \varphi \sin \delta - 2 \cos \varphi \sin^2 \frac{\delta}{2}}{2 \sin \varphi \sin \delta}.$$

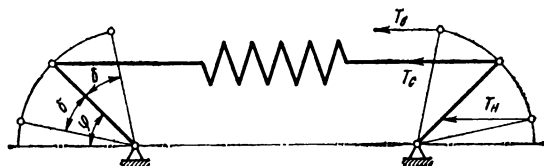


Рис. 3.52. Механизм подъемных пружин симметричного пантографа

После преобразования получим

$$\frac{M_H \sin \varphi - M_C \sin \varphi \cos \delta + M_C \cos \varphi \sin \delta}{M_H \sin \varphi \cos \delta + M_H \cos \varphi \sin \delta - M_B \sin \varphi \cos \delta + M_B \cos \varphi \sin \delta} =$$

$$= \frac{\frac{1}{2} \sin \varphi - \frac{1}{2} \cos \varphi \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}}{\sin \varphi \cos \delta + \cos \varphi \sin \delta},$$

или, умножив на два и поделив числители и знаменатели обеих частей на $\cos \varphi$, получим

$$\frac{2M_H \operatorname{tg} \varphi - 2M_C \operatorname{tg} \varphi \cos \delta + 2M_C \sin \delta}{M_H \operatorname{tg} \varphi \cos \delta + M_H \sin \delta - M_B \operatorname{tg} \varphi \cos \delta + M_B \sin \delta} = \frac{\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}}{\operatorname{tg} \varphi \cos \delta + \sin \delta}.$$

Освобождаясь от знаменателя, получим

$$2M_H \operatorname{tg}^2 \varphi \cos \delta - 2M_C \operatorname{tg}^2 \varphi \cos^2 \delta + 2M_C \operatorname{tg} \varphi \sin \delta \cos \delta + 2M_H \operatorname{tg} \varphi \sin \delta -$$

$$- 2M_C \operatorname{tg} \varphi \sin \delta \cos \delta + 2M_C \sin^2 \delta = M_H \operatorname{tg}^2 \varphi \cos \delta + M_H \operatorname{tg} \varphi \sin \delta -$$

$$- M_B \operatorname{tg}^2 \varphi \cos \delta + M_B \operatorname{tg} \varphi \sin \delta - M_H \operatorname{tg} \varphi \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} - M_H \sin \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} +$$

$$+ M_B \operatorname{tg} \varphi \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} - M_B \sin \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2},$$

т.е. имеем квадратное уравнение вида

$$A \operatorname{tg}^2 \varphi + B \operatorname{tg} \varphi + C = 0, \quad (3.30)$$

где $A = 2M_H \cos \delta - 2M_C \cos^2 \delta - M_H \cos \delta + M_B \cos \delta$, или

$$A = (M_H - 2M_C \cos \delta + M_B) \cos \delta; \quad (3.31)$$

$$B = 2M_C \sin \delta \cos \delta + 2M_H \sin \delta - 2M_C \sin \delta \cos \delta - M_H \sin \delta -$$

$$- M_B \sin \delta + M_H \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} - M_B \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2},$$

или

$$B = (M_H - M_B) \left(\sin \delta + \cos \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} \right) = (M_H - M_B) \frac{\sin \delta \cos \frac{\delta}{2} + \cos \delta \sin \frac{\delta}{2}}{\cos \frac{\delta}{2}}.$$

Отсюда

$$B = (M_H - M_B) \frac{\sin \frac{3}{2} \delta}{\cos \frac{\delta}{2}}; \quad (3.32)$$

$$C = 2M_C \sin^2 \delta + M_H \sin \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} + M_B \sin \delta \operatorname{tg} \frac{\delta}{2},$$

или

$$C = 2M_C \sin^2 \delta + 2(M_H + M_B) \sin^2 \frac{\delta}{2}. \quad (3.33)$$

Из формулы (3.32) видно, что B влияет на M_H и M_B , т. е. на наклон силовой характеристики токоприемника. Аналогично из формулы (3.31) видно, что A влияет на вогнутость. Следовательно, изменяя A и B , можно управлять параметрами характеристики.

При проектировании механизма следует найти по формуле (3.30) угол φ , по (3.26) наибольшую силу пружины и из (3.29) жесткость, т. е.

$$c_r = \frac{\frac{M_H}{\sin(\varphi - \delta)} - \frac{M_B}{\sin(\varphi + \delta)}}{2r^2 \sin \varphi \sin \delta}.$$

Из двух корней квадратного уравнения (3.30) следует брать тот, при котором жесткость c_r будет более конструктивной.

Для контроля целесообразно по формулам (3.23)–(3.25) подсчитать значения моментов и проверить их совпадение с заданными.

Следует отметить, что в формулу (3.29) входит $c_r r^2$, поэтому необязательно задаваться величиной r , а можно при заданной жесткости пружины c_r подобрать соответствующий радиус r .

Пример. Рассмотрим токоприемник П-1. Приведенная сила тяжести звеньев принята постоянной. Считаем заданными $M_H = 48\,908$ Н·см; $\delta = 18^\circ 45'$; $M_C = 44\,214$ Н·см; $r = 10$ см; $M_B = 34\,935$ Н·см.

По формуле (3.31) найдем $A = (48\,908 - 2.44 \cdot 214 \cos 18^\circ 45' + 34\,935) \cos 18^\circ 45' = 102.1$; по формуле (3.32) определим $B = (48\,908 - 34\,935) \frac{\sin 28^\circ 7'}{\cos 9^\circ 23'} = 6676$; по формуле (3.33) найдем $C = 2.44 \cdot 214 \sin^2 18^\circ 45' + (48\,908 + 34\,935) \sin^2 9^\circ 23' = 11\,361$; по (3.30) определим

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q} = -\frac{p}{2} \left(1 \pm \sqrt{1 - \left(\frac{q}{p^2}\right)^2} \right),$$

где

$$\frac{p}{2} = \frac{B}{24} = \frac{6676}{2 \cdot 102.1} = 32.7;$$

$$q = \frac{C}{A} = \frac{11\,361}{102.1} = 111.2;$$

$$\operatorname{tg} \varphi = -32.7 \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{111.2}{(32.7)^2}} \right);$$

$$\varphi_1 = 119^\circ 48' \text{ и } \varphi_2 = 90^\circ 54'.$$

Так как первое значение дает очень невыгодную величину жесткости пружины, его опускаем, и принимаем $\varphi = 90^\circ 54'$. Из формулы (3.29) жесткость половины пружины*

$$c_r = \frac{\frac{M_H}{\sin(\varphi - \delta)} - \frac{M_B}{\sin(\varphi + \delta)}}{2r^2 \sin \varphi \sin \delta} = \frac{\frac{48\,908}{\sin(90^\circ 54' - 18^\circ 45')} - \frac{34\,935}{\sin(90^\circ 54' + 18^\circ 45')}}{2 \cdot 10^2 \sin 90^\circ 54' \sin 18^\circ 45'} = 222 \text{ Н/см.}$$

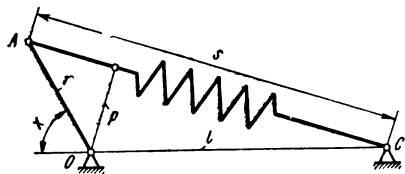
Так как в токоприемнике П-1 применяют две пружины, жесткость каждой из них равна $\frac{222}{4} = 55$ Н/см. По формуле (3.23) наибольшее натяжение каждой пружины

$$\frac{T_H}{2} = \frac{M_H}{2r \sin(\varphi - \delta)} = \frac{48\,908}{2 \cdot 10 \sin(90^\circ 54' - 18^\circ 45')} = 2580 \text{ Н.}$$

В асимметричных токоприемниках один главный вал. Поэтому второй конец пружины нельзя соединить со вторым кривошипом, а приходится присоединять к неподвижной точке (рис. 3.53). Такой механизм встречается и в симметричных токоприемниках, например в токоприемнике М7. Пружина здесь при подъеме пантографа изменяет свое направление, поэтому зависимости для ее длины s и плеча p получаются более сложными и практически расчет механизма выгоднее вести подбормом.

* Формула очень удобна для расчетов на микрокалькуляторе (Решетов Л. Н. Решение квадратного уравнения на счетной линейке. — Труды МВТУ, 1973, № 160, с. 112–115).

Рис. 3.53. Механизм подъемных пружин асимметричного пантографа



Так же, как и в симметричном токоприемнике, расчет будем вести по трем точкам:

нижней с $x_H = \varphi - \delta$ и $s = s_H$;

средней с $x_C = \varphi$ и $s = s_C$;

верхней с $x_B = \varphi + \delta$ и $s = s_B$.

Найдем жесткость пружины на участке между нижним и средним положениями

$$c_H = \frac{T_H - T_C}{s_H - s_C} \quad (3.34)$$

и на участке между средним и верхним положениями:

$$c_B = \frac{T_C - T_B}{s_C - s_B}. \quad (3.35)$$

Эти жесткости должны быть равны, что и целесообразно использовать для подбора значения угла φ .

Из треугольника OAC (см. рис. 3.52) найдем

$$s = \sqrt{r^2 + l^2 + 2rl \cos x}.$$

Для решения на счетной линейке выражение целесообразно привести к виду

$$s = \sqrt{r^2 + l^2} \sqrt{1 + \frac{2rl}{r^2 + l^2} \cos x}$$

или

$$s = \sqrt{A} \sqrt{1 + B \cos x}, \quad (3.36)$$

где один раз для всех значений угла вычисляются величины

$$A = r^2 + l^2 \text{ и } B = \frac{2rl}{r^2 + l^2}.$$

Конечно, определять s можно по любой из формул для решения треугольника по двум сторонам и одному углу. Площадь треугольника OAC равна

$$\frac{1}{2} ps = \frac{1}{2} rl \sin x,$$

откуда

$$p = \frac{rl \sin x}{s}.$$

Сила пружины

$$T = \frac{M}{p} \text{ или } T = \frac{Ms}{rl \sin x}. \quad (3.37)$$

При подборе следует, задаваясь значением φ , по формуле (3.36) находить s_H , s_C и s_B и по формуле (3.37) — T_H , T_C и T_B . Затем определять c_H и c_B по (3.34) и (3.35). Целесообразно вычертить график зависимости этих жесткостей от угла φ . Это позволит обнаружить ошибки расчета и ускорить решение задачи.

Если $c_H > c_B$, угол φ следует увеличить, а если $c_H < c_B$, — уменьшить.

Подъемные пружины, обычно воздействующие на кривошип, соединенные с главными валами (рис. 3.54), должны обеспечить постоянство прижатия лыжи к контактному проводу. Для этого в конструкции пантографа предусмотрено регулирование не только среднего значения силы нажатия, но и силы в отдельных точках. Для такого регулирования в пантографе ДЖ-4 предусмотрено два комплекта пружин (рис. 3.54, а). У наружных пружин кривошпы закреплены под большим углом, чем у внутренних. Благодаря этому подтягиванием наружных пружин можно усилить нажатие при высоких положениях пантографа, а подтягиванием внутренних — при низких.

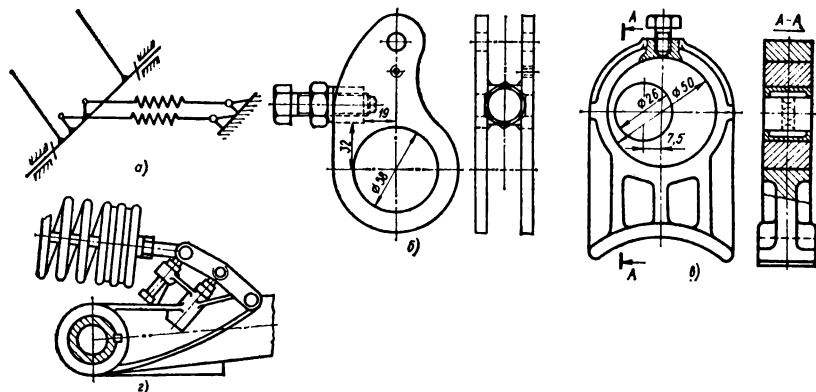


Рис. 3.54. Механизмы, применяемые для регулирования контактного нажатия в отдельных точках рабочей высоты пантографов:

а — ДЖ-4; б — П-7; в — П-3А; г — 9РР и 10РР

Несколько иное регулирование применено в пантографах П-7, в них можно регулировать силу пружины и угол крепления кривошипа (рис. 3.54, б) (конструкция В. А. Шияна).

В пантографе П-3А (рис. 3.54, в) палец кривошипа насажен на эксцентрик, поворотом которого изменяют угол крепления. Эксцентрик фиксируют болтом. Постоянства силы нажатия достигают путем проб. Это труднее, чем у пантографа ДЖ-4, тем более, что при повороте эксцентрика меняется не только угол, но и радиус кривошипа, который также влияет на силу нажатия лыжи.

Регулирование в трех точках имеется в пантографах 9РР и 10РР чешских электровозов серии ЧС-1, ЧС-2 и ЧС-3 (рис. 3.54, г). Здесь между пружиной и главным валом установлена цепная передача. Силу нажатия в верхней точке рабочей высоты регулируют натяжением пружины; в середине рабочей высоты — первым болтом, устанавливающим плечо силы пружины в этом положении; в нижней точке рабочей высоты — вторым болтом. Единственным недостатком этого механизма является его сложность.

Регулирование изменением жесткости пружины путем ввинчивания тарелок и изменения числа работающих витков (применяется в центробежных регуляторах) в пантографах не получило распространения.

Для получения постоянного контакта нажатия надо не только правильно спроектировать механизм подъемных пружин, но и отрегулировать его, чтобы устранить влияние всех допусков, неизбежных при изготовлении. Механизмы для такого регулирования были описаны выше (см. рис. 3.54).

Рассмотрим механизм пантографа П-7 (см. рис. 3.54, б), у которого регулируется угол φ . Он позволяет отрегулировать нажатие в двух точках, обычно верхней и нижней (так как регулируются два параметра — сила пружины и угол φ). Если сюда добавить регулирование жесткости пружины ввинчиванием и вывинчиванием тарелок, то получим регулирование по трем точкам, что вполне достаточно.

Условимся характеристики пантографа, т. е. зависимости силы нажатия от высоты, называть с учетом того места, где имеется перегрузка и, следовательно, где момент больше расчетного: перегрузка наверху — верхняя, внизу — нижняя, в середине — средняя.

Верхнюю перегрузку устраняют увеличением угла φ (отвинчиванием винта, регулирующего угол) или увеличением жесткости пружины, сокращая число рабочих витков путем ввинчивания тарелок. Нижнюю перегрузку устраняют уменьшением угла φ завинчиванием винта, регулирующего угол, или вывинчиванием тарелок пружины (уменьшением жесткости).

Среднюю перегрузку, как показали расчеты, устраняют увеличением угла φ (отвинчиванием винта) с одновременным уменьшением жесткости пружины (вы-

винчиванием тарелок). При средней недогрузке следует завинчивать винт кривошипа и тарелки пружины.

Для повышения производительности гряда или при регулировании следует разработать таблицы, в которых для отклонения контактного нажатия в данной точке были бы даны все регулировочные параметры.

Таким образом, можно обойтись без сложной цепной передачи и в простом механизме обеспечить регулирование характеристики по трем точкам.

3.13. ТЯГОВАЯ СЕТЬ ДЛЯ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Центральные районы Сибири наиболее удалены от океана. На дорогах Сибири климат наиболее континентальный, т. е. имеется наибольший перепад температур, поэтому тяговая сеть должна быть рассчитана на такие перепады температур. Слабым звеном этой сети является изолятор, точнее соединение фарфора с шапкой. При низких температурах шапка (вследствие большого температурного коэффициента линейного расширения стали по сравнению с фарфором) сжимается сильнее и вызывает усталостное разрушение фарфора. Это разрушение во время сильных морозов стало настоящим бедствием. Радикальным решением является вообще отказ от шапок. Такое решение для подвесных изоляторов давно известно. Это седельные изоляторы и изоляторы Hewlett. Их и следует применять в условиях низких температур. Некоторые их недостатки можно устранить увеличением числа изоляторов в гирлянде. Очень важное преимущество этих изоляторов, что при их разрушении тяговая сеть не падает, а остается висеть.

Если есть причины сохранить обычный тип подвесного изолятора, то шапку следует делать самоустанавливающейся (рис. 3.55). Для этого несущую поверхность фарфора необходимо выполнять конической, с углом конуса больше угла трения. Правда, шапку придется делать составной из двух половинок, закрытых колпаком, как показано на рис. 3.55, или применить аналогичную конструкцию.

Труднее решить задачу для стержневого изолятора, так как он может работать как на сжатие и растяжение, так и на изгиб. Изгиба можно избежать, снабжая изолятор шарнирами по концам. Избежать растяжения можно надлежащей поперечной конструкцией сети (рис. 3.56). Здесь консоль — изолированная, поворотная, изолятор снабжен шарнирами — шаровым III_1' и вращательным V_2 . Тогда вместо шапок можно применить штыри (рис. 3.57). Такой изолятор может хорошо работать, так как благодаря наличию шарниров он почти не подвергается изгибу. Изгиб будет только от ветровой нагрузки в продольном направлении. Чтобы избежать его полностью, следует два стержневых изолятора ставить треугольником в горизонтальной плоскости. Надо только так подобрать параметры поперечной конструкции сети, чтобы стержневой изолятор никогда не подвергался растяжению. Для радикального решения этой проблемы лучше совсем отказаться от

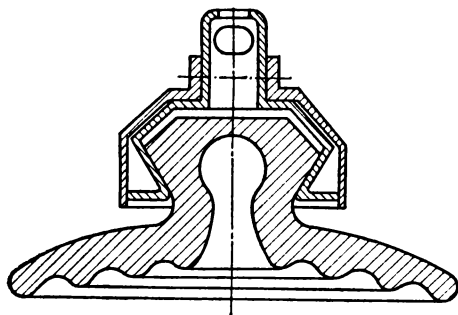


Рис. 3.55. Гирляндный изолятор для низких температур (без избыточных связей)

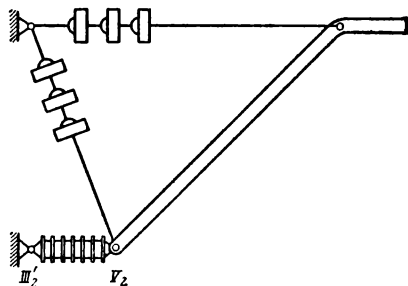


Рис. 3.56. Консоль, предотвращающая изгиб стержневого изолятора

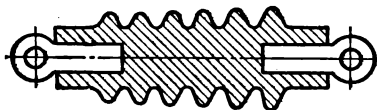
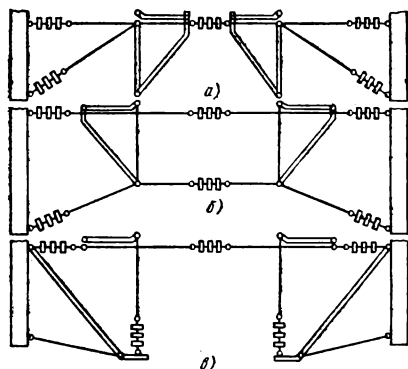


Рис. 3.57. Стержневой изолятор на штырях

Рис. 3.58. Поперечная подвеска:

а — без стержневых изоляторов с заземленными консолями и нижним поперечным тросом; б — гибкая; в — с уменьшенной высотой опор



стержневых изоляторов. Для этого применительно к двухпутным участкам можно указать три способа.

1. Применить заземленную консоль (рис. 3.58, а) и нижний поперечный фиксирующий трос. К нему присоединять фиксаторы с помощью наклонных угольников, как показано на рис. 3.58, а. Правда, консоль здесь получается довольно высокой благодаря трем подвесным изоляторам. Однако при компенсированной подвеске эти изоляторы дадут достаточную подвижность несущему тросу и поэтому консоль можно будет сделать неповоротной, что значительно упростит ее конструкцию.

2. Применить гибкую поперечную конструкцию (рис. 3.58, б) с наклонными фиксаторными стойками. Верхнего фиксирующего троса целесообразно не делать. Это обеспечит продольную подвижность несущему тросу, необходимую при компенсированной подвеске, и уменьшит число требуемых изоляторов. Местная подвижность будет в значительной степени устранена наклонными фиксаторными стойками. Следует отметить, что гибкие поперечные подвески без верхнего фиксирующего троса применялись и без наклонных фиксаторных стоек.

Недостатком рассмотренной конструкции является увеличенная высота опор. Этого можно избежать применением поперечной конструкции с цепной подвеской и жесткими стойками (рис. 3.58, в). Устойчивость жестких стоек обеспечивают наклонные стойки, которые здесь обязательны.

3. Трубу фиксатора делать из изолирующего материала.

Во всей конструкции тяговой сети не должно быть избыточных связей. Натяжной блок надо устанавливать на один подшипник серии 0000 или 2000, а не на два, так как это надежнее. Нельзя применять конические подшипники серии 7000, так как они требуют регулирования, которое может быть нарушено. Также нельзя допускать избыточных связей в консоли и крепящих ее изоляторах, они могут вызывать их перегрузку и разрушение. Таким образом, тяговую сеть, надежно работающую даже при низких температурах, сконструировать можно.

3.14. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В многоповодковой группе, если каждый поводок накладывает одно условие связи, подвижность равна шести минус число поводков. Для самоустанавливаемости надо выполнять определенные условия расположения поводков.

В механизмах гидроприводов и механизмах вертолетов вследствие широкого применения шаровых пар избыточные связи отсутствуют и появляются только при конструкторских ошибках. Механизм автомата перекоса винта вертолета можно значительно упростить правильным выбором его структурной схемы (с 13 до 7 звеньев).

Известны конструкции гидрационных дробилок без избыточных связей как для первичного, так и для вторичного дробления, испытанные многолетней работой.

В карданных шарнирах при правильной конструкции избыточных связей нет. В кардане прокатных станов было семь избыточных связей, а в новой конструкции, применяемой в пилигримовых станах, они устранены. Интересно отметить, что муфта Ольдгема может служить карданным шарниром (кардан с кубиком).

В локомотивных механизмах — шарнирных передачах между параллельными осями избыточные связи легко устранить. При выборе схемы надо учитывать уравновешенность, число шарниров, максимальную нагрузку на шарнир и сумму нагрузок на все шарниры.

В локомотивных токоприемниках устранение избыточных связей позволяет уменьшить трение в 3—4 раза и сделать его независимым от допусков на размеры звеньев (проверено работой опытной партии). Установлено, что имеется скорость, при которой контактное нажатие полоза постоянно (проверено в лаборатории). Механизм подъемных пружин следует проектировать по трем точкам.

Расчет жесткости для случая, когда между пружиной и расчетной точкой имеется передаточный механизм, показал, что жесткость пружины зависит от квадрата передаточного числа.

МЕХАНИЗМЫ
С ВЫШШИМИ ПАРАМИ

4.1. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Наиболее распространена конструкция кулачкового механизма с роликовым толкателем. Толкатель движется в направляющих прямолинейно (рис. 4.1) или по окружности на рычаге. Механизм, кроме основной, имеет одну местную подвижность вследствие возможного проскальзывания ролика, т. е. $w = 2$.

Если рассматривать плоскую схему этого механизма, то, подставив в формулу (1.5) значения $n = 3$, $p_H = 3$ и $p_B = 1$, получим $q_H = 2 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 3 + 1 = 0$, т. е. независимо от классов кинематических пар на плоской схеме кулачок с роликовым толкателем и силовым замыканием избыточных связей не имеет.

При кинематическом замыкании независимо от того, выполняется ли оно пазовым кулачком (рис. 4.2, а) или сдвоенным механизмом (рис. 4.2, б), добавляется одна высшая пара, поэтому $q_H = 1$.

При пазовом кулачке, который обрабатывают пальцевой фрезой диаметром, равным диаметру ролика, оба профиля обрабатывают за один проход. Поэтому избыточная связь здесь не очень вредна. При сдвоенном механизме связь требует очень точного использования механизма во избежание заклинивания или стука от чрезмерных зазоров. Поэтому эта избыточная связь особенно нежелательна, как и во всех случаях сдвоенных механизмов.

При рассмотрении действительных механизмов с силовым замыканием, подставив в формулу (1.1) значения $w = 2$, $q = 0$ и $n = 3$, получим $0 = 2 - 6 \cdot 3 + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I$, откуда $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I = 16$. Так как в механизме четыре кинематические пары, то $p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I = 4$.

Эти уравнения удовлетворяются при $p_V = 3$, $p_{IV} = p_{III} = p_{II} = 0$ и $p_I = 1$ (см. рис. 4.1, а). В этом случае для получения кинематической пары первого класса (точечной) применяют бочкообразный ролик. Такая конструкция применима как к дисковым, так и к цилиндрическим кулачкам с толкателем, движущимся на ползуне или рычаге.

Уравнения удовлетворяются также при $p_V = 2$, $p_{IV} = 1$, $p_{III} = p_I = 0$ и $p_{II} = 1$ (см. рис. 4.1, б). В этом случае применяют цилиндрический ролик. Кроме того, для получения пары четвертого класса направляющую толкателя выполняют цилиндрической. Конструкция целесообразна при больших углах давления. Необходимо только ограничить вращение толкателя в пределах, достаточных для получения самоустанавливаемости. Такая конструкция применена в механизме реостатного контроллера системы автора (а. с. № 56607) для вагонов пригородного сообщения и метрополитена и полностью себя оправдала. Ползун толкателя, охватывая кулачок, ограничивает поворот толкателя.

Пневматический привод контроллера ПКГ-320 (напряжение 3000 и 1500 В) (рис. 4.3) вращает кулачковый вал контроллера только в одну сторону с помощью зубчатой передачи (ток выключается другим аппаратом — линейным контактором). Кулачок (звезда) приварен к валу привода. Ролики кулачкового механизма вращаются на игольчатых подшипниках. Подшипники вала смонтированы на фланце, вместе с которым вынимаются вал и звезда. Этот же фланец служит для крепления привода.

Реостатный контроллер ПКГ-756 применен в вагонах метрополитенов. Вал в нем проходит сквозь привод (рис. 4.4) для более надежной опоры вала и отделения низковольтной части аппарата от высоковольтной. Для вала в штоке профрезерован паз. Это потребовало увеличения толщины штока (см. рис. 4.3 и 4.4). Чтобы вставлять шток через цилиндр, тарелки поршня выполнены съемными. Кроме того, поверх-

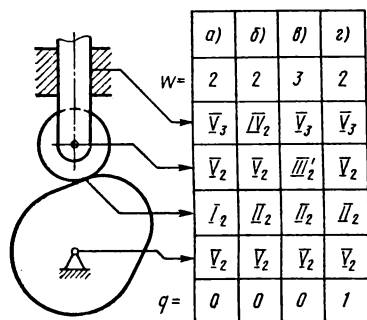


Рис. 4.1. Схема кулачков с роликовым толкателем и силовым замыканием:

а—в — без избыточных связей; г — с одной избыточной связью

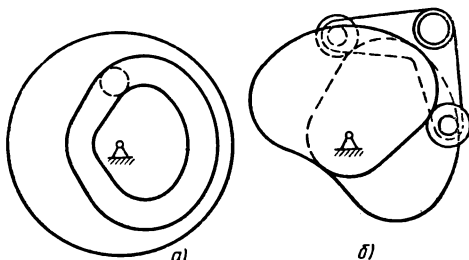


Рис. 4.2. Кулачки с кинематическим замыканием:

а — пазовый; б — сдвоенный

ности 1, 2 (см. рис. 4.4) пришлось обточить по цилиндрической поверхности, ось которой смещена относительно оси цилиндра, а ось поверхности 3 совпадает с осью цилиндра.

Конструкция, изображенная на рис. 4.1, б, вполне пригодна и для цилиндрического кулачка. Однако она неприменима для кулачков с вращающимся толкателем, так как в этом случае ось цилиндрической пары оказывается параллельной линии касания кулачка и ролика и вместо самоустанавливаемости получается недопустимая подвижность толкателя вдоль его оси вращения.

Получить конструкцию без избыточных связей с цилиндрическим роликом можно путем применения шаровой кинематической пары (сферического подшипника качения) на оси вращения ролика (см. рис. 4.1, в). При этом ролик получает еще одну местную подвижность — вращение вокруг оси, перпендикулярной к линии соприкосновения с кулачком. Эту подвижность необходимо ограничить в пределах, необходимых для самоустанавливаемости, что очень легко, так как обычно ролик помещают в прорези ползуна толкателя.

По формуле (1.1) при $w = 3$, $n = 3$ и $p_V = 2$ найдем $p_{IV} = p_I = 0$; $p_{III} = 1$; $p_{II} = 1$ и $q = 3 - 6 \times \times 3 + 5 \cdot 2 + 3 + 2 = 0$.

Рассмотренная конструкция применима как для дисковых, так и для цилиндрических кулачков с толкателем, движущимся на ползуне или рычаге.

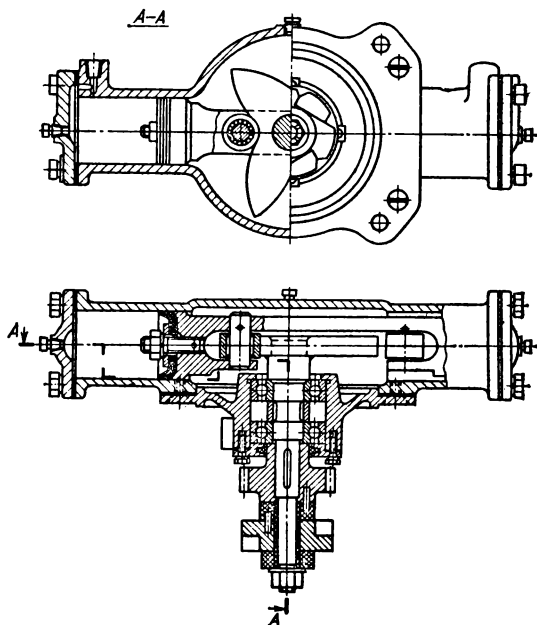


Рис. 4.3. Пневматический кулачковый привод контроллера ПКГ-320 на 3000/1500 В для электропоезда

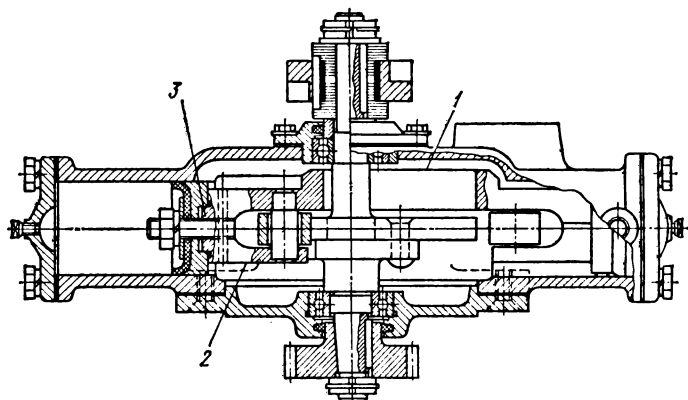
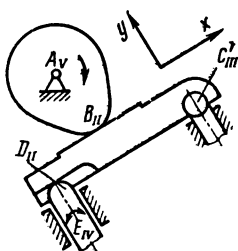


Рис. 4.4. Пневматический кулачковый привод контроллера ПКГ-756 на 750 В для вагона метрополитена

Если применить цилиндрический ролик (линейчатая пара второго класса) и остальные пары пятого класса (см. рис. 4.1, *з*), то по формуле (1.1) при $w = 2$, $n = 3$, $p_v = 3$ и $p_l = 1$ найдем $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 2 \cdot 1 = 1$. Наличие избыточной связи требует точного выполнения ряда размеров в этой конструкции.

Легко устранить избыточные связи в механизмах с вращающимся (рычажным) толкателем (рис. 4.5) постановкой рычага на сферическую опору III_2' . Вторая угловая подвижность рычага устраняется кольцевой парой II_3 , соединяющей его с толкателем клапана. Такая конструкция для плоского толкателя двигателя показана на рис. 4.5; внизу на рисунке приведены подвижности в контуре.



4.2. СИЛОВЫЕ КОНТАКТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

В электрических аппаратах широко применяют линейчатые контакты — пары II_2 , так как плоскостной контакт себя не оправдал. Линейчатый контакт требует хорошего соприкосновения губок. Если работает незначительная часть теоретической длины контакта, то нагрузочная способность падает и губки горят. Размер рабочей части контакта контролируется при приемке аппарата. Но при эксплуатации он нарушается, что и приводит к подгарам губок. Достичь хорошего контакта можно, если использовать принцип самоустанавливаемости. Примером правильного решения могут служить контакты реверсора 18МР электровоза ЧС-2, у которого при номинальной силе тока 550 А нажатие пальцев на сегменты составляет всего 22—25 Н. Для сравнения укажем, что при отсутствии самоустановки в реверсоре ПР-156В при токе 400 А

s	t	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w = 2$	2 2	$0 + 0 + 1$	$0 + 1 + 0$
$\kappa = 2$	-18 12	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
$p_v = 1$	5-1	$0 + 0 - 1$	$0 + 0 + 0$
$p_{v'} = 1$	4-2	$0 - 1 + 0$	$0 - 1 + 0$
$p_{m'} = 1$	3-3	$0 + 0 - 1$	$-1 - 1 + 0$
$p_{n2} = 1$	2-4	$-1 + 0 - 1$	$0 - 1 - 1$
$p_{n3} = 1$	2-4	$-1 + 0 - 1$	$-1 - 1 + 0$
$n = 3$	0 0	$0 + 1 - 1$	$0 - 1 + 1$
		f	f
ABC		$B \quad \overbrace{0 \quad \overbrace{BC}^A}$	$C \quad \overbrace{BC}^D$
$ABDE$		$D \quad E \quad D$	$D \quad \overbrace{DE}^E \quad B$

Рис. 4.5. Самоустанавливающийся кулачковый механизм

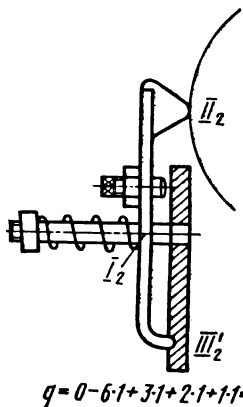


Рис. 4.6. Силовой контактный палец (без избыточных связей)

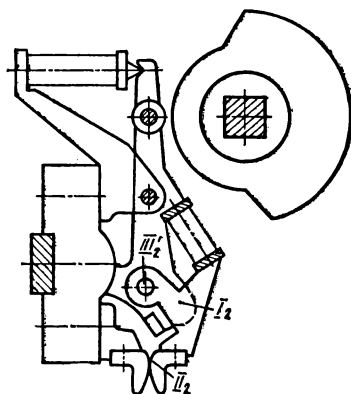


Рис. 4.7. Силовой контактор (без избыточных связей)

сила нажатия контактных пальцев равна 70—90 Н, ее увеличивают до 150—200 Н, а пальцы все равно горят.

Контактный палец без избыточных связей показан на рис. 4.6. С сегментом, привернутым к барабану, он образует пару II_2 . С изолированной стойкой он соединен шаровой парой III'_2 . Сегмент прижимается пружиной, шпindel которой проходит через паз в сегменте и образует с ним пару первого класса I_2 . Упорный болт, показанный на рис. 4.6, служит для ограничения «провала» пальца, когда при переключениях из-под него уходит сегмент барабана. Чтобы ток не нагревал пары I_2 и III'_2 , параллельно им ставят гибкий шунт (на рис. 4.6 не показан).

По формуле (1.1) найдем $q = 0 - 6 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 1 \cdot 1 = 0$, т. е. избыточных связей нет. При исполнении этой конструкции необходимо строго следить, чтобы пары I_2 и III'_2 обеспечивали необходимые подвижности.

Избежать избыточных связей можно и в силовых контакторах. На рис. 4.7 показан контактор с кулачковым приводом во включенном положении. Контактор включается пружиной и выключается кулачком. Избежать избыточных связей здесь можно, применив шаровую пару III'_2 между главным рычагом и держателем подвижного контакта. Вредную угловую подвижность можно устранить упорами I_2 держателя в щеки главного рычага. Такую схему предложил А. В. Падалко. Эти же рассуждения пригодны также для контакторов с пневматическим и электромагнитным приводом, так как рассматривается не привод, а только звенья, нагруженные во включенном положении.

4.3. КОНТАКТНЫЕ УСТРОЙСТВА ЦЕПИ УПРАВЛЕНИЯ (СЛАБОТОЧНЫЕ)

Контакты цепи управления вследствие малых токов обычно выполняют точечными — I_2 . Для безотказной работы (что здесь особенно важно) в них должны быть обеспечены надежное скольжение (притирание) и точное контактное нажатие.

Для поддержания постоянства контактного нажатия пружина должна иметь малую жесткость и соответственно большую деформацию. Плоские пружины, применяемые в контактных пальцах тяговых аппаратов, и особенно рубящие контакты в радиотехнике не удовлетворяют этому условию и поэтому работают плохо.

Хорошую (малую) жесткость дают винтовые пружины. Но при большом числе контактов их трудно разместить. Поэтому возникает проблема нагружения нескольких контактов одной пружиной. Давно известны мостиковые блокировки, у которых пружина, расположенная в середине прямолинейного мостика, прижимает два контакта (условие № 2, табл. 3.1). В этом случае сила пружины и нагрузки двух кон-

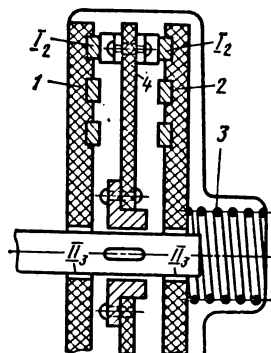


Рис. 4.8. Контактное устройство, в котором одна пружина прижимает шесть контактов

тактов направлены параллельно и в одной плоскости. Для увеличения числа контактов надо вместо того, чтобы располагать их в одной плоскости, взять параллельные силы в пространстве (условие № 5, табл. 3.1). Тогда одна пружина будет прижимать три контакта, а если использовать силу и другого конца пружины, то шесть контактов (рис. 4.8).

Это устройство было разработано автором и применено для группового контроллера на 14 позиций моторного вагона (а. с. № 65376). Провода цепи управления подводятся к сегментам, укрепленным на текстолитовых дисках 1 и 2. Сегменты выполнены разрезными с изоляционными вставками согласно развертке цепи управления. Диски стягиваются пружиной 3 (в опытной конструкции было две пружины), обеспечивающей контактное нажатие. Для устранения вращения каждый диск соединен поводком с корпусом аппарата, что обеспечивает самоустановку дисков. Подвижные контакты — три пары — установлены на текстолитовом диске 4, закрепленном на валу контроллера. Для создания одинаковой нагрузки контактов, работающих на сегментах различных радиусов, центральные углы соответственно выполнены различными. Такая конструкция очень надежно работала в течение нескольких лет.

Число контактов можно увеличить, заменив один из них равноплечим рычагом (балансиром), контактирующим с двумя сегментами. Такое устройство было испытано на вагоне метрополитена и тоже работало надежно. Если же контакты заменить рычагами, то получится 12 контактов от одной пружины; такое их число не требуется, так как на практике больше восьми контактов никогда не применяли.

Дальнейший путь увеличения числа контактов, прижимаемых одной пружиной — это использование более общего случая пространственного расположения сил (условие № 7, табл. 3.1), где силы контактов действуют в параллельных плоскостях и пересекают прямую (см. рис. 3.3, б). Поэтому каждый конец пружины прижимает четыре контакта. Автором установлено, что практически это означает, что сегменты должны быть расположены на поверхности цилиндра (а. с. № 68668). Контактная пластина должна соединяться с приводом кольцевой парой I_3 , ось которой перпендикулярна оси цилиндра. Если использовать оба конца пружины, то последняя дает прижатие восьми контактов. Преимущество этой схемы и в том, что она пригодна как для поступательного движения управляющего звена, так и для вращательного.

Наконец, можно получить от одного конца пружины прижатие шести контактов (см. рис. 3.5, б). Для этого надо использовать общий случай расположения сил (условие № 11, табл. 3.1). К сожалению, в этом случае скольжение (притирание) контактов не обеспечено, поэтому его можно применять только там, где загрязнение контактов абсолютно исключено.

4.4. РЯДОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В современных зубчатых передачах коэффициент перекрытия ϵ всегда бывает больше единицы. Это указывает на то, что в начале и конце линии зацепления одновременно работают две пары зубьев (при $\epsilon < 2$), нагрузка между которыми распределяется статически неопределимо, т. е. имеется одна избыточная связь в кинематической паре, а не в механизме, и поэтому она не является вредной, так как кинематическую пару легко выполнить с достаточной точностью.

При большом коэффициенте перекрытия зубчатые передачи спокойнее работают и менее требовательны к точности изготовления зубьев. Объяснить это можно следующим образом. Если работает одна пара зубьев, то всякий дефект в профиле (например, выемка) вызывает изменение закона движения ведомого колеса, сопровождающееся динамическими нагрузками, шумом и т. п. Если же работают одно-

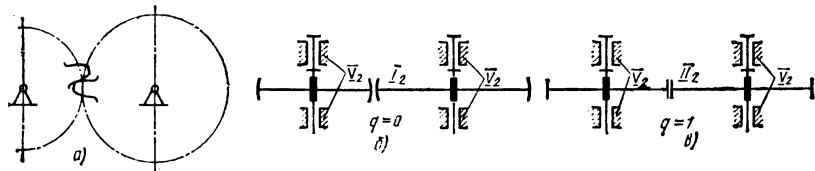


Рис. 4.9. Схемы цилиндрической зубчатой передачи:

а — плоская; б — без избыточных связей; в — с одной избыточной связью

временно две пары зубьев, то выемка в одном из профилей вызывает только перераспределение нагрузок между зубьями и почти не влияет на закон движения ведомого колеса. Поэтому избыточную связь, возникающую вследствие одновременной работы двух пар зубьев, в дальнейшем не будем учитывать, считая, что работает только одна пара зубьев.

По формуле (1.5) для плоской схемы зубчатая передача между параллельными осями (рис. 4.9, а) независимо от конструкции кинематических пар избыточных связей не имеет. В этом легко убедиться, подставляя значения $n = 2$, $\omega_n = 1$, $p_n = 2$ и $p_n = 1$ в формулу (1.5): $q_n = 1 - 3 \cdot 2 + 2 \cdot 2 + 1 = 0$.

Совершенно те же значения избыточных связей получаются для конической передачи между пересекающимися осями, если их определить по формуле для сферической схемы.

При рассмотрении действительных механизмов при $\omega = 1$, $n = 2$ и $q = 0$ по формуле (1.1) получим

$$0 = 1 - 6 \cdot 2 + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I,$$

откуда $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I = 11$.

Так как в механизме три кинематические пары, то $p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I = 3$.

Эти уравнения удовлетворяются при $p_V = 2$:

$$p_{IV} + p_{III} + p_{II} = 0 \text{ и } p_I = 1 \text{ (рис. 4.9, б).}$$

Следовательно, зубчатую передачу без избыточных связей можно получить путем применения зубьев с сосредоточенным пятном касания (бочкообразных), которые образуют пару первого класса¹. Однако это малоэффективно, так как линейчатый контакт заменяется точечным, что повышает давления. При перекосях бочкообразного зуба равнодействующая окружной силы сильно смещается к торцу зубчатого колеса, что также повышает контактные и изгибные напряжения. Кривую, очерчивающую бочкообразный зуб, принимаем за окружность (рис. 4.10, а) и находим ее радиус ρ из условия

$$\frac{\Delta}{b/2} = \frac{b/2}{(2\rho - \Delta)},$$

или, пренебрегая величиной Δ в знаменателе, получаем

$$\rho = \frac{b^2}{8\Delta}. \quad (4.1)$$

Долговечность зубьев резко уменьшается при скрещивании осей колес. Скрещивание происходит вследствие нагрузки зубьев, которая изгибает ведущий и ведомый валы в противоположных направлениях. Особенно велик угол скрещивания в электровозных передачах на подшипниках скольжения.

¹ Условимся на схемах такие зубья изображать со слегка выпуклой формой обода (см. рис. 4.9, б).

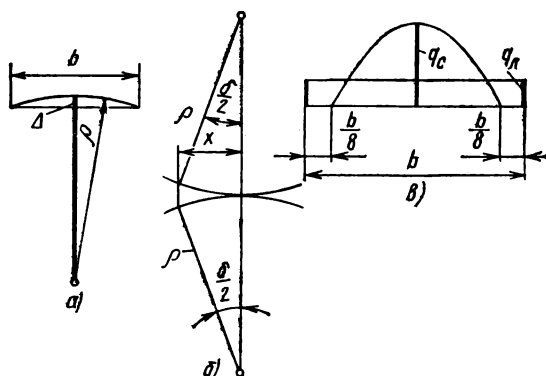


Рис. 4.10. Бочкообразный зуб:

a — линия зуба; b — смещение точки касания при перекосе; δ — эпюра нагрузок

При скрещивании осей под углом δ смещение равнодействующей окружной силы (рис. 4.10, б) от середины зуба

$$x = \rho \frac{\delta}{2} \text{ или } x = \frac{b^2 \delta}{16 \Delta}, \quad (4.2)$$

т. е. смещение силы x уменьшается с увеличением Δ , но зато толщина зуба уменьшается до толщины $S_0 - 2\Delta$.

Сравним наибольшую нагрузку q_c по длине зуба при сосредоточенном пятне касания с нагрузкой q_n при линейчатом контакте. На рис. 4.10, в показаны эпюры нагрузок на зуб. При линейчатом контакте самоустанавливающегося колеса эпюра нагрузок будет прямоугольником, и нагрузка на зуб

$$Q = q_n b. \quad (4.3)$$

При бочкообразном зубе примем, что пятно контакта не доходит до торцов на расстояние $b/8$, так как большего пятна достигнуть трудно. Допустим, что эпюра нагрузок будет параболой. Тогда нагрузка на зуб изобразится площадью параболы:

$$Q = \frac{2}{3} q_c \frac{3}{4} b = \frac{q_c b}{2}. \quad (4.4)$$

Приравняв нагрузки (4.3) и (4.4), получим

$$q_c = 2q_n. \quad (4.5)$$

Такая нагрузка будет в тот момент, когда пятно работает самой широкой частью. В других положениях q_c будет еще больше. Поэтому важно при перекосах осей обеспечить равномерную нагрузку по длине зуба при линейчатом контакте, применяя бочкообразный зуб только в тех случаях, когда линейчатый контакт осуществить не удалось.

Поэтому важно при перекосах осей обеспечить равномерную нагрузку по длине зубьев при линейчатом контакте.

Если применить цилиндрический зуб с линейчатым контактом, то между зубьями получим пару второго класса (см. рис. 4.9, в), где $p_V = 2$, $p_{IV} = p_{III} = p_I = 0$ и $p_{II} = 1$.

В этом случае $q = 1$, что требует точного выполнения параллельности осей ведущего и ведомого валов. При перекосах и деформации валов нагрузка по длине зуба становится неравномерной.

Применить в подшипнике цилиндрическую пару IV_2 нельзя, так как она кроме основной подвижности — угловой имеет осевую линейную, а для устранения избыточной связи нужна угловая подвижность вокруг оси, перпендикулярной к линии зуба. Избыточная связь вызывается моментом M_y , передаваемым между зубьями линейчатой парой II_2 (см. табл. 1.1). Устранить ее можно также, заменив пару II_2

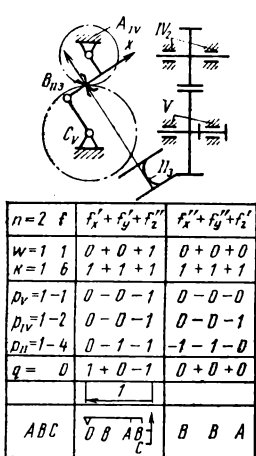


Рис. 4.11. Цилиндрическая передача с арочным (криволинейным) зубом

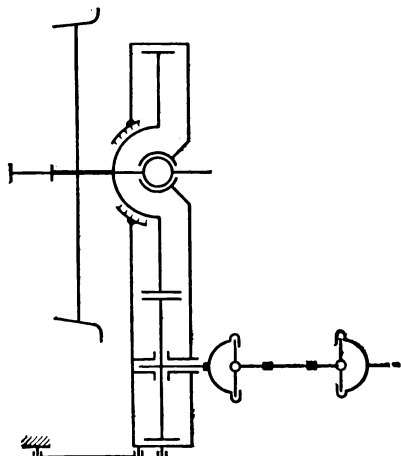


Рис. 4.12. Тяговый привод с самоустанавливающимися колесами

кольцевой парой II_3 , которая передает две силы по двум осям координат и не передает моментов между зубьями. Зубья тогда будут арочной формы (рис. 4.11). Опоры валов колес надо выполнять — одну как пару V , а другую как пару IV_2 . Подсчет избыточных связей по структурным формулам и подвижности в контуре даны на рис. 4.11. Такая передача будет иметь большую несущую способность вследствие малых контактных напряжений.

Попытка применить такую передачу была сделана автором еще в 40-х годах. Но осуществить ее не удалось. В настоящее время занимаются разработкой арочного зуба многие ученые¹. Арочную форму зубьев применяет фирма Глиссон (США) в конических колесах, достигнув тем самым существенного увеличения их несущей способности. Такие колеса широко применяют в автомобилях. Однако полностью использовать выгоды от устранения избыточных связей не удалось, так как осевая сила в конических колесах не позволяет допустить соответствующую подвижность.

Фирма Эрликон (Швейцария) применяет непрерывную нарезку арочных зубьев многозаходной плоской резцово-головкой. Увеличение числа заходов (до 11) очень значительно повышает производительность процесса (в 11 раз). Для нарезания прямозубых колес применяют только однозаходные червячные фрезы, так как увеличение числа заходов в этом случае снижает точность профиля зуба.

В простой цилиндрической передаче с парами V_2 имеется одна избыточная связь, которая при перекосах и деформациях валов вызывает неравномерную нагрузку по длине зуба. Чтобы эту неравномерность устранить, необходимо заменить одну пару V_2 парой IV_3 — шаровой со штифтом. Такую пару трудно осуществить конструктивно. Легче необходимую угловую подвижность получить установкой корпуса редуктора на сферическую опору, расположенную в средней плоскости зубчатых колес внутри большого колеса² (рис. 4.12). Редуктор подвешивается на

¹ Дровозов Г. П., Ерихов М. Л., Ратманов Э. В. Способ обработки круговых зубьев колес цилиндрических и винтовых передач. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1974, № 20 (а. с. № 429909).

Ерихов М. Л. Способ обработки круговых зубьев цилиндрических и винтовых передач. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1970, № 30 (а. с. № 282897).

Коростелев Л. В., Ясько В. В. Способ обработки зубчатых колес. — Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1968, № 27 (а. с. № 225669).

Коростелев Л. В., Ясько В. В. Способ изготовления зубчатых колес. — Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1968, № 32 (а. с. № 229190).

Мошковский Г. И., Догода М. И. Способ нарезания криволинейных по длине зубьев цилиндрических зубчатых колес. — Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1968, № 29 (а. с. № 227066).

² Решетов Л. Н. Осевой редуктор локомотива. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1971, № 11 (а. с. № 299138).

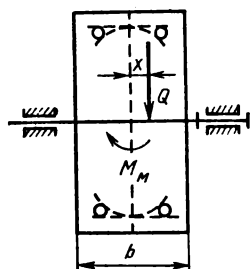


Рис. 4.13. Смещение окружной силы за счет трения в зубчатом кардане

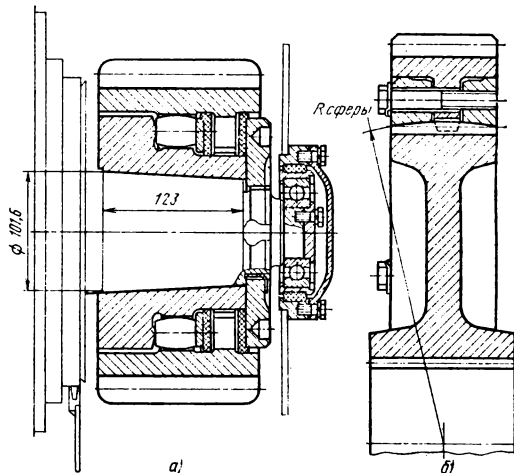


Рис. 4.14. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса:

а — системы А. И. Беляева;
б — Волгоградского тракторного завода

двух тягах: вертикальной, передающей вращающий момент (как обычно), и горизонтальной, устраняющей лишнюю угловую подвижность.

Еще один путь устранения избыточных связей в одинарной зубчатой передаче с линейчатым контактом зубьев — это соединение венца одного из колес со ступицей с помощью шлицевой пары IV_6 ; подвижность увеличится на единицу и будет равна двум. Подставив значения $n = 3$, $\omega = 2$, $p_V = 2$, $p_{IV} = 1$ и $p_{II} = 1$ в формулу (1.1), получим $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0$.

Вторая подвижность местная — вращение зубчатого венца вокруг нормали к профилям зубьев. Как показал опыт, она безвредная, так как хорошо демпфируется трением в зубьях. К сожалению, трение в зубчатом кардане (шлицевой паре) нарушает равномерное распределение нагрузки по длине зуба (рис. 4.13).

Если взять момент трения в зубчатом кардане $M_M = 0,1M$ (M — момент, передаваемый карданом), то смещение x окружной силы Q найдется из условия $Qx = M_M = 0,1M = 0,1Qr$, откуда $x = 0,1r$.

Если взять, как крайний случай, распределение нагрузки на зуб по треугольнику, то смещение будет $b/6$. Подставляя это значение в формулу для x , получим $b/6 > 0,1r$, откуда

$$r < \frac{10}{6} b. \quad (4.6)$$

Это условие выполняется только в том случае, если на зубчатый кардан поставлено малое колесо.

Хорошую конструкцию шлицевой пары предложил А. И. Беляев¹ (рис. 4.14, а). Соединение венца со ступицей в конструкции осуществлено с помощью бочкообразных роликов, взятых из сферического роликоподшипника. Осевая подвижность устранена резиновыми кольцами. Одно из них поставлено между вторым гребнем на венце и гайкой, крепящей ступицу на валу; второе — между гребнями через стальную шайбу. Подшипник качения, поставленный на торце вала двигателя, служит опорой кожуха редуктора. Результат испытания тепловозного привода с такой шлицевой парой положительный — прекратился шум. После стендового испытания, соответствующего пробегу локомотива в 250 тыс. км, поверхность зубьев стала зеркальной; износа нет. Работавшая вместе с испытываемой старой передача (в замкнутой схеме) сильно шумела и имела значительный износ.

¹ Беляев А. И. Передаточный механизм для электрического подвижного состава. — Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1967, № 23 (а. с. № 205060).

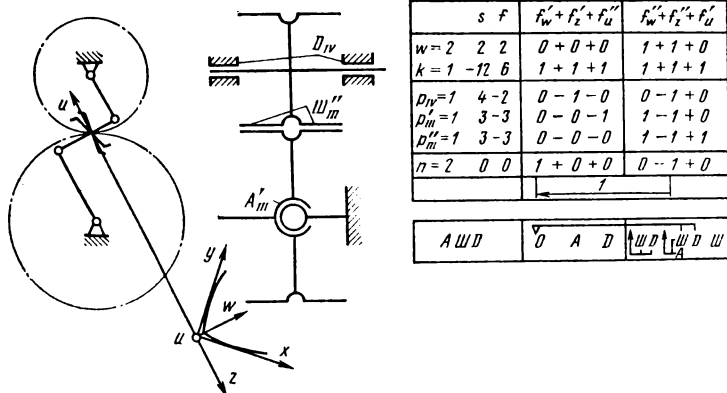


Рис. 4.15. Цилиндрическая передача с шевронным зубом и одним из колес на сферической опоре

Эксперименты по самоустанавливающимся колесам в бортовой передаче трактора ведутся на тракторных заводах (рис. 4.14, б). Достигнуто значительное уменьшение неравномерности нагрузки по длине зуба, несмотря на то, что венец большого зубчатого колеса ставили на зубчатый кардан.

При шевронных зубьях и цельных колесах избежать избыточных связей невозможно даже при сферической опоре одного из колес (рис. 4.15).

В этом механизме между зубчатыми колесами две линейчатые пары B_{II} и C_{II} , соединенные параллельно. Заменяем их одной, которую обозначим буквой ω (шевронная кинематическая пара). Связи, накладываемые этой парой, найдем суммированием связей слагаемых пар. В качестве расчетной плоскости возьмем плоскость зацепления. Оси x и y возьмем в этой плоскости как касательные к линиям зуба обоих полушевронов. Ось z направим по оси колес, ось ω — перпендикулярно к ней в плоскости зацепления, ось u — перпендикулярно плоскости зацепления (расчетной плоскости).

Линейные связи по табл. 1.1

$$\begin{aligned}\bar{s}_a &= \bar{s}_x' + \bar{s}_u'' \\ \bar{s}_c &= \bar{s}_y' + \bar{s}_u'' \\ \bar{s}_\omega &= \bar{s}_x' + \bar{s}_y' + 2\bar{s}_u''\end{aligned}$$

— подвижности шевронной пары; так как линейная связь по оси u отсутствует, то будет только f_u' . Угловых связей вокруг осей x и y нет, следовательно, будут f_x'' и f_y'' ; в сумме

$$f_\omega = f_u' + f_x'' + f_y''.$$

Угловые подвижности f_x'' и f_y'' , расположенные в плоскости зацепления, можно сложить геометрически, а затем разложить по двум осям, расположенным в той же плоскости, например z и ω . Тогда $f_\omega = f_u' + f_z'' + f_\omega''$. Подвижности и связи у шевронной пары получились такие же, как и у универсального зубчатого кардана III_6 , что мы и используем для ее обозначения. Рассмотренная замена — мгновенная и для непрерывной передачи вращения непригодна. При суммировании получилось $2s_u''$, одна из них избыточная. Следовательно, $q_u'' = 1$. Поэтому получилась кинематическая пара третьего класса, а не четвертого.

Полученную избыточную связь правильнее отнести к связям в кинематических парах, а не во всем механизме. Неравномерное распределение нагрузки по длине зуба

будет при выполнении колес с неодинаковыми углами спирали зуба, а их можно выполнить с большей точностью. При скрещивании осей шевронные зубья касаются в двух точках, поэтому их нагрузочная способность выше, чем у прямых или винтовых зубьев, которые при скрещивании касаются в одной точке. Неравномерность нагрузки зуба, возникающая за счет скрещивания шестерни, здесь ничем не устраняется. Поэтому вместо шевронных лучше применять арочные зубья, учитывая также очень высокую производительность изготовления таких зубьев на зуборезных станках.

Исследование структуры этого механизма по уточненным формулам и методом подвижности в контуре дано на рис. 4.15; в качестве расчетной плоскости взята плоскость зацепления. Избыточных связей в ней не прибавилось. Обнаружилась одна местная подвижность $f''_w = 1$, но она безвредна, так как трение в зубьях обычно хорошо демпфирует такие подвижности.

4.5. МЕХАНИЗМЫ С ОДНИМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ КОЛЕСОМ

Задачу выбора рациональной структурной схемы проще всего решить для передач с промежуточным колесом (рис. 4.16), которые начинают применять в двухосных электровозных тележках с односторонним приводом и широко используют в планетарных механизмах. Для получения рациональной структурной схемы достаточно промежуточное колесо в этой передаче поставить на сферический подшипник¹.

При всех видах перекосов, как показывают теоретический расчет и экспериментальные результаты, промежуточное колесо самоустанавливается, поворачиваясь вокруг двух осей координат, практически сохраняя линейчатый контакт зубьев. Правда, при этом промежуточное колесо поворачивается вокруг нормали к поверхности зуба, и по краям образуется зазор. Однако даже при самых больших перекосах этот зазор настолько мал (не более 1 мкм) по сравнению с деформацией смятия зубьев, что практически его можно считать равным нулю.

Рассмотрим подвижности двух независимых контуров этого механизма (рис. 4.17). Выберем следующие оси координат: x_1 и x_2 , направленные по нормальным к поверхности зубьев; y_1 и y_2 — по касательным к профилям; z — по оси колес.

Рассмотрим линейные подвижности:

по нормальям они отсутствуют: $f'_{x_1} = f'_{x_2} = 0$;

по касательным в парах В и Д — скольжение зубьев, $f'_{y_1} = 1$ и $f'_{y_2} = 1$;

по оси z в обоих контурах — продольная подвижность в зацеплении, $f'_z = 1$ в парах В и Д.

Рассмотрим угловые подвижности:

по нормальям — верчение зубьев, $f''_{x_1} = 1$ и $f''_{x_2} = 1$, в парах В и Д;

¹ Решетов Л. Н. Зубчатый тяговый привод электровоза с промежуточными колесами. — Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1962, № 20 (а. с. № 150848).

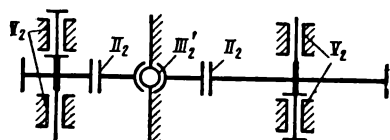
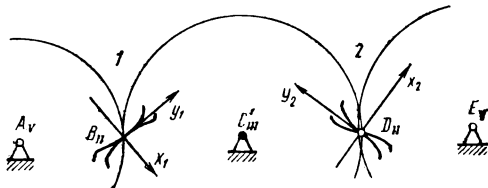


Рис. 4.16. Передача с промежуточным колесом и линейчатым контактом (без избыточных связей)



$\dot{A} \dot{B} \dot{C}$	$\begin{matrix} f'_{x1} \\ f'_{y1} \\ f'_z \end{matrix}$	$\begin{matrix} \text{D} \\ \text{B} \\ \text{A} \end{matrix}$	$\begin{matrix} f'_{x1} \\ f'_{y1} \\ f'_z \end{matrix}$
$\dot{C} \dot{D} \dot{E}$	$\begin{matrix} f'_{x2} \\ f'_{y2} \\ f'_z \end{matrix}$	$\begin{matrix} \text{D} \\ \text{C} \\ \text{D} \end{matrix}$	$\begin{matrix} f'_{x2} \\ f'_{y2} \\ f'_z \end{matrix}$

Рис. 4.17. Подвижности в контурах механизма с промежуточным колесом

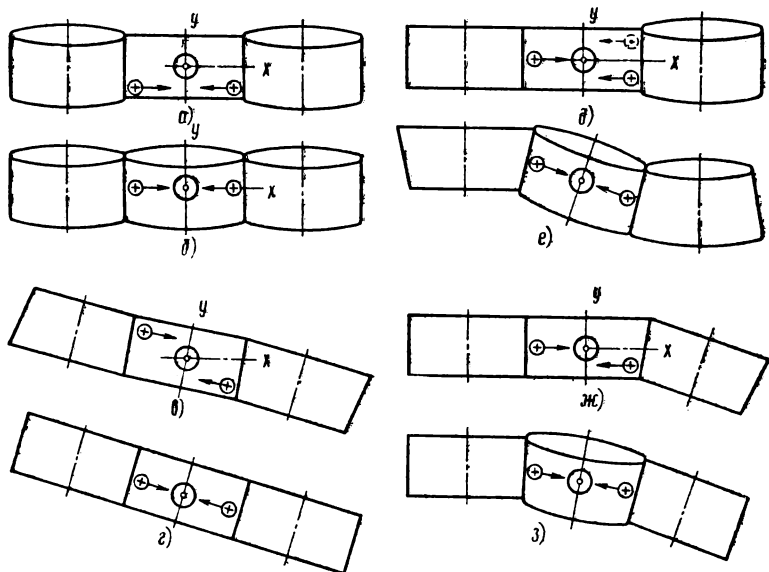


Рис. 4.18. Схемы перекоса: обеих осей в плоскости yoz досамоустановки (а) и после самоустановки (б); обеих осей в плоскости xou до самоустановки (в) и после (г); одной оси в плоскости yoz (скрещивание) до самоустановки (д) и после (е); одной оси в плоскости xou (отклонение от параллельности) до самоустановки (ж) и после (з)

по касательным в парах B и D угловая подвижность отсутствует. Поэтому на замыкание контуров пойдут подвижности сферической пары C , которые и обеспечат самоустанавливаемость. При этом $f''_{y_1} = 0 + 1 = 1$ и $f''_{y_2} = 0 + 1 = 1$.

Подвижности вокруг осей z — вращения в парах A_V и E_V качения зубьев в обоих зацеплениях B_{II} и D_{II} и вращение в паре C'_{III} , которое отнесем к первому контуру. Поэтому для первого контура $f''_z = 2 + 1 = 3$, для второго $f''_z = 2$.

Рассмотрим распределение подвижностей. В каждом контуре по одной подвижности f''_z пойдет на замену f'_x . Это возможно вследствие поворота ведущего и ведомого колес. Остается одна свободная подвижность f''_z в первом контуре, которая и будет общей подвижностью механизма.

Проверим избыточные связи по формуле (1.1) для передачи с промежуточным колесом: $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 0$.

При эвольвентном зацеплении даже при перекосах осей линейчатый контакт можно сохранить с достаточной точностью.

Будем считать плоскость осей xou горизонтальной (рис. 4.18), а ось z , перпендикулярную к плоскости чертежа, вертикальной. Рассмотрим, как будет самоустанавливаться промежуточное колесо (рис. 4.18, а, б). Силы, действующие на это колесо (опорную и окружные), изображаем точкой (начало стрелки) или крестиком (конец стрелки), радиальные силы в зубьях — стрелками. Опорная сила в подшипнике промежуточного колеса в 2 раза больше окружной силы. Аксоидные поверхности колес будут цилиндрами, а направление перекосов видно по изображению их торцов.

При перекосе обеих осей в плоскости yoz в одном направлении, показанном на рис. 4.18, а в преувеличенном виде, радиальные силы уравниваются и на перемещение промежуточного колеса не влияют. Окружные и опорные силы создают момент, поворачивающий промежуточное колесо вокруг оси x до тех пор, пока эти три силы не расположатся на одной прямой, а оси трех колес не станут параллельными (рис. 4.18, б).

При перекосе обеих осей в плоскости $хоу$ в одном направлении (рис. 4.18, *в*) окружные силы вместе с опорной реакцией располагаются на одной прямой и на перемещение промежуточного колеса не влияют. Радиальные силы создают момент, поворачивающий промежуточное колесо вокруг оси z до тех пор, пока эти силы не расположатся по одной прямой (рис. 4.18, *е*), т. е. практически на середине длины зуба.

Таким образом, при сохранении параллельности осей ведущего и ведомого валов независимо от направления и величины их общего отклонения от номинального положения ось промежуточного колеса устанавливается параллельно им. Это происходит независимо от направления передаваемого момента.

Линейчатый контакт зубьев с равномерным распределением нагрузки полностью сохраняется при перекосе зубьев, например из-за неточной установки направляющих на зубострогальном станке. При нарушении параллельности вследствие перекоса одного из валов в любом направлении линейчатый контакт зубьев также практически сохраняется.

Рассмотрим перекос одной оси в плоскости $уоз$ (рис. 4.18, *д*). Направление перекоса можно проследить по изображению торца аксоидного цилиндра. Радиальные силы создают момент, поворачивающий промежуточное колесо вокруг оси z , окружные — момент, поворачивающий его вокруг оси x . Эти моменты устанавливают промежуточное колесо в такое положение, при котором окружные и радиальные силы и реакции располагаются в одной плоскости (рис. 4.18, *е*). Силы, действующие между перекошенным и промежуточными колесами при изменении направления передаваемого момента, показаны штриховыми линиями (см. рис. 4.18, *д*). Радиальные силы сохраняют направление, но знак их плеча изменяется, и поэтому промежуточное колесо самоустанавливается относительно оси z в обратном направлении. Окружные силы меняют направление. Изменяется и знак их плеча. Поэтому промежуточное колесо самоустанавливается относительно оси x в том же направлении.

Выше предполагалось, что направление перекоса не зависит от направления передаваемого момента. Это будет справедливо для случая, когда перекос осей происходит вследствие неточности изготовления колес.

Если перекос возникает из-за зазоров или деформаций звеньев, то при перемене знака передаваемого момента знаки окружных сил и направление перекоса в плоскости $уоз$ изменяются на обратные. Следовательно, направление самоустанавливания промежуточного колеса вокруг оси z не изменится.

Перекос одной оси в плоскости $хоу$ показан на рис. 4.18, *ж* (сильно преувеличен). Радиальные и окружные силы здесь расположены так же, как и в предыдущем случае (рис. 4.18, *д*). Так же устанавливается и промежуточное колесо (рис. 4.18, *е*). При изменении направления передаваемого момента направление перекоса в плоскости $хоу$ всегда сохраняется. Для перекоса, вызванного неточностью изготовления, это очевидно. Для перекоса, обусловленного зазорами и деформациями звеньев, следует учесть, что перекос в плоскости $хоу$ вызывает радиальные силы, которые направления не меняют.

При изменении направления момента радиальные силы и их плечи знаков не меняют. Поэтому направление поворота промежуточного колеса вокруг оси x сохраняется. Окружные силы изменяют направление, а их плечи сохраняют свой знак, поэтому поворот промежуточного колеса вокруг оси x при изменении направления передаваемого момента будет происходить в обратном направлении.

Таким образом, при всех случаях перекосов осей промежуточное колесо на сферической опоре самоустанавливается, что обеспечивает хороший контакт зубьев при равнодействующей окружной силы, расположенной практически посередине длины зуба. При этом могут работать две пары зубьев, следовательно, сохраняется коэффициент перекрытия. Выдвинутые положения подтверждены на экспериментальной установке в МВТУ.

Цилиндрические зубья, зацепляющиеся с боковым зазором, образуют линейчатую кинематическую пару II_2 . Эта пара накладывает два условия связи — ограничивает относительное перемещение по нормали и относительное вращение вокруг оси, перпендикулярной к общей нормали и линии контакта зубьев. Остаются четыре относительные подвижности: два перемещения по направлениям, перпенди-

кулярным к общей нормали, и вращения вокруг общей нормали и вокруг линии контакта зубьев.

На работу эвольвентного зацепления поступательные перемещения не влияют, поэтому определим только углы перекоса. При этом вектор угловой скорости, как обычно, направим по оси относительного вращения. Интересующие нас векторы вследствие малых углов перекоса составляют с плоскостью, перпендикулярной к осям, очень небольшие углы. Они редко превышают 1° и только в исключительных случаях (установка для демонстрации перекосов) могут доходить до 5° . Поэтому с достаточной точностью примем их расположенными в плоскости, перпендикулярной к осям (рис. 4.19). Благодаря этому угловые скорости вращения колес из рассмотрения исключаются.

В кинематических парах между зубьями рассмотрим только одну подвижность — относительное вращение вокруг общей нормали к профилям зубьев. Все сводится к решению плоской задачи. Соотношение между угловыми скоростями, выражаемое векторным многоугольником, остается постоянным, поэтому получается такое же соотношение между углами. Угол перекоса δ_3 складывается геометрически из угла δ_p перекоса вокруг радиальной оси и угла δ_T перекоса вокруг тангенциальной оси ¹:

$$\bar{\delta}_3 = \bar{\delta}_p + \bar{\delta}_T. \quad (4.7)$$

С другой стороны, этот угол складывается из углов δ_{21} и δ_{32} , т. е. углов поворота второго колеса относительно первого и третьего относительно второго. Векторы углов δ_{21} и δ_{32} направлены по линиям зацепления. Поэтому

$$\bar{\delta}_3 = \bar{\delta}_{21} + \bar{\delta}_{32}. \quad (4.8)$$

Соответствующий многоугольник показан на рис. 4.19. Проектируя векторный многоугольник на горизонталь и вертикаль, получим

$$\delta_{21} \sin \alpha + \delta_{32} \sin (\alpha + \psi) = \delta_p \quad (4.9)$$

$$\text{и} \quad -\delta_{21} \cos \alpha + \delta_{32} \cos (\alpha + \psi) = \delta_T. \quad (4.10)$$

Умножая выражение (4.9) на $\cos (\alpha + \psi)$, а (4.10) на $\sin (\alpha + \psi)$, имеем

$$\delta_{21} \sin \alpha \cos (\alpha + \psi) + \delta_{32} \sin (\alpha + \psi) \cos (\alpha + \psi) = \delta_p \cos (\alpha + \psi);$$

$$-\delta_{21} \cos \alpha \sin (\alpha + \psi) + \delta_{32} \sin (\alpha + \psi) \cos (\alpha + \psi) = \delta_T \sin (\alpha + \psi);$$

вычитая последнее уравнение из предпоследнего, получим

$$\delta_{21} [\sin \alpha \cos (\alpha + \psi) + \cos \alpha \sin (\alpha + \psi)] = \delta_p \cos (\alpha + \psi) - \delta_T \sin (\alpha + \psi), \quad (4.11)$$

откуда

$$\delta_{21} = \frac{\delta_p \cos (\alpha + \psi) - \delta_T \sin (\alpha + \psi)}{\sin (2\alpha + \psi)}.$$

Умножая выражения (4.9) на $\cos \alpha$ и (4.10) на $\sin \alpha$, имеем

$$\delta_{21} \sin \alpha \cos \alpha + \delta_{32} \sin (\alpha + \psi) \cos \alpha = \delta_p \cos \alpha;$$

$$-\delta_{21} \sin \alpha \cos \alpha + \delta_{32} \cos (\alpha + \psi) \sin \alpha = \delta_T \sin \alpha.$$

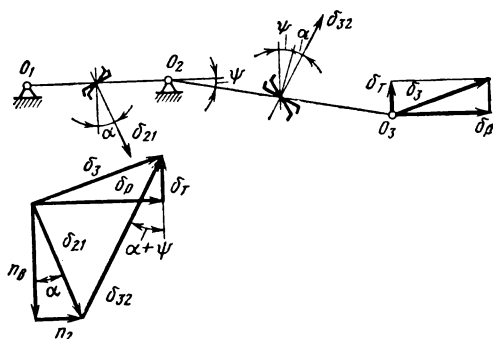


Рис. 4.19. Векторы угловых перекосов в передаче с промежуточным колесом

¹ Оси взяты по отношению к первому колесу.

После сложения двух последних формул, получим

$$\delta_{32} [\sin(\alpha + \psi) \cos \alpha + \cos(\alpha + \psi) \sin \alpha] = \delta_p \cos \alpha + \delta_T \sin \alpha,$$

откуда

$$\delta_{32} = \frac{\delta_p \cos \alpha + \delta_T \sin \alpha}{\sin(2\alpha + \psi)}. \quad (4.12)$$

При перемене направления передаваемого момента меняется знак перед ψ и формулы (4.11) и (4.12) принимают следующий вид:

$$\delta_{21} = \frac{\delta_p \cos(\alpha - \psi) - \delta_T \sin(\alpha - \psi)}{\sin(2\alpha - \psi)}; \quad (4.13)$$

$$\delta_{32} = \frac{\delta_p \cos \alpha + \delta_T \sin \alpha}{\sin(2\alpha - \psi)}. \quad (4.14)$$

При $\psi = 2\alpha$ $\delta_{21} = \delta_{32} = \infty$; самоустанавливаемости нет [14].

Даже при малых углах ψ самоустанавливаемость ухудшается, так как этот угол соответственно увеличивает углы δ_{21} и δ_{32} . Только при $\psi = 4\alpha$ углы δ восстанавливают то значение, которое они имели при $\psi = 0$. Поэтому в дальнейшем будем считать $\psi = 0$, т. е. что линия центров прямая. Тогда формулы (4.13) и (4.14) примут вид

$$\delta_{21} = \frac{\delta_p}{2 \sin \alpha} - \frac{\delta_T}{2 \cos \alpha}; \quad (4.15)$$

$$\delta_{32} = \frac{\delta_p}{2 \sin \alpha} + \frac{\delta_T}{2 \cos \alpha}. \quad (4.16)$$

Угол δ_{21} представляет собой полный угол поворота промежуточного колеса при самоустанавливании. Он складывается из углов n_T — поворота вокруг горизонтальной оси и n_B — вокруг вертикальной оси:

$$n_T = \delta_{21} \sin \alpha; \quad (4.17)$$

$$n_B = -\delta_{21} \cos \alpha. \quad (4.18)$$

Для частного случая $\delta_T = 0$ (см. рис. 4.18, б, е) по формулам (4.15) и (4.16) найдем

$$\delta_{21} = \delta_{32} = \frac{\delta_p}{2 \sin \alpha}. \quad (4.19)$$

По формулам (4.17) и (4.18) определим

$$n_T = \frac{\delta_p}{2}, \quad (4.20)$$

т. е. на проекции осей на вертикальную плоскость ось промежуточного колеса делит пополам угол между осями крайних колес:

$$n_B = \frac{\delta_p}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (4.21)$$

Для частного случая при $\delta_p = 0$ (см. рис. 4.18, ж, з) по формулам (4.15) и (4.16) найдем

$$-\delta_{21} = \delta_{32} = \frac{\delta_T}{2 \cos \alpha}. \quad (4.22)$$

Из формул (4.17) и (4.18)

$$n_T = \frac{\delta_T}{2} \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.23)$$

$$n_B = \frac{\delta_T}{2}, \quad (4.24)$$

т. е. ось промежуточного колеса делит пополам угол между осями крайних колес.

Для электровозных передач с подшипниками скольжения с большими зазорами у третьего колеса (полый вал) логично предположить направление перекоса совпадающим с направлением силы между зубьями. В нашем изображении это будет при $\delta_{32} \perp \delta_3$. Тогда

$$\delta_T = -\delta_P \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.25)$$

Подставив это равенство в формулы (4.15) и (4.16), получим

$$\delta_{21} = \frac{\delta_P}{\sin 2\alpha \cos \alpha}; \quad (4.26)$$

$$\delta_{32} = \frac{\delta_P}{\operatorname{tg} 2\alpha \cos \alpha}. \quad (4.27)$$

Из формул (4.17) и (4.18) найдем

$$n_r = \delta_P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin 2\alpha} \quad (4.28)$$

и

$$n_B = -\delta_P \frac{1}{\sin 2\alpha}. \quad (4.29)$$

По наибольшему из полученных углов δ_{21} или δ_{32} (ниже его будем обозначать δ) следует рассчитывать контакт зубьев.

Два цилиндрических эвольвентных зуба при наличии перекоса на угол δ вокруг общей нормали начинают работать как бочкообразные. Определим стрелу бочкообразности. Известно, что эвольвентное зацепление можно рассматривать как ленту длиной $A \sin \alpha$, перематывающуюся с одного основного цилиндра на другой, с точками касания N_1 и N_2 (рис. 4.20). При перекосе зубьев на угол δ лента скручивается (изображена жирной линией), а крайние ее слои растягиваются от $N'_1 N'_2 = N_1 N_2$ до $N''_1 N''_2$. Удлинение $2f = N''_1 N''_2 - N'_1 N'_2$ дает зазор между зубьями. На стрелу бочкообразности каждого зуба приходится половина этого зазора.

На основании обычных соотношений между диаметром окружности $2(A \sin \alpha + 2f)$, полухордой $N'_1 N''_1 = \frac{b}{2} \delta$ и стрелой дуги этой окружности $2f$ имеем

$$\frac{2f}{\frac{b}{2} \delta} = \frac{\frac{b}{2} \delta}{2(A \sin \alpha + 2f)}.$$

Пренебрегая в знаменателе членом $2f$ (он очень мал), получим

$$f = \frac{(b\delta)^2}{16A \sin \alpha}. \quad (4.30)$$

Подставив значение $A = m \frac{z_1 + z_2}{2}$, получим

$$f = \frac{(b\delta)^2}{8m(z_1 + z_2) \sin \alpha}. \quad (4.31)$$

Рассмотрим, как будет выглядеть формула (4.31) для различных случаев перекоса. При скрещивании крайних осей (см. рис. 4.18, ∂ , e), когда $\delta_T = 0$, на основании формулы (4.19)

$$\delta = \delta_{21} = \frac{\delta_P}{2 \sin \alpha}.$$

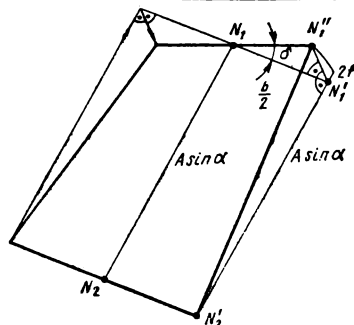


Рис. 4.20. Деформация плоскости зацепления при перекосе на угол δ вокруг общей нормали

Подставляя это значение в (4.31), получим

$$f = \frac{(b\delta_p)^2}{32m(z_1 + z_2)\sin^3 \alpha}. \quad (4.32)$$

При перекосе в плоскости осей (рис. 4.18, ж, в), когда $\delta_p = 0$, по формуле (4.22) найдем $\delta = \delta_{22} = \frac{\delta_T}{2 \cos \alpha}$. Подставляя это значение в (4.31), получим

$$f = \frac{(b\delta_T)^2}{32m(z_1 + z_2)\sin \alpha \cos^2 \alpha}. \quad (4.33)$$

При перекосе в плоскости сил, действующих на зуб третьего колеса, по формуле (4.26) найдем $\delta = \delta_{21} = \frac{\delta_p}{\sin 2\alpha \cos \alpha}$. После подстановки в (4.31) получим

$$f = \frac{(b\delta_p)^2}{4m(z_1 + z_2)\sin^3 2\alpha \cos \alpha}. \quad (4.34)$$

Подсчитаем стрелу этой бочкообразности на примере электровозных передач. Пусть $z_1 = 29$; $z_2 = 43$; $m = 14$; $\alpha = 20^\circ$ и $b = 140$ мм. Расстояние между концами подшипника полого вала (вал третьего колеса) 1000 мм. Зазор в подшипниках (по норме) 3 мм. Приняв, что один конец полого вала прижимается к верхней части подшипника, а другой к нижней, получим линейный перекося на краю зуба $b\delta = 6,0 \frac{140}{1000} = 0,84$ мм. Это в 2 раза больше той величины, которую брали в примере расчета бочкообразного зуба.

Считая этот перекося вокруг радиальной оси по формуле (4.32) получим

$$f = \frac{0,84^2}{32 \cdot 14 (29 + 43) \sin^3 20^\circ} = \frac{0,705}{32 \cdot 14 \cdot 72 \cdot 0,040} = 0,000546 \approx 0,5 \text{ мкм.}$$

Следовательно, даже при таких огромных перекосях контакт практически остается линейчатый. Стрела получается еще меньше, если перекося рассчитывать вокруг тангенциальной оси.

В этом случае по формуле (4.33) получим

$$f = \frac{0,84^2}{4 \cdot 14 \cdot 72 \sin 20^\circ \cos^2 20^\circ} = 0,000072 \approx 0,07 \text{ мкм.}$$

Если взять перекося в плоскости сил, действующих на зуб третьего колеса, то по формуле (4.34) найдем

$$f = \frac{0,84^2}{32 \cdot 14 \cdot 72 \sin^3 40^\circ \cos 20^\circ} = 0,000699 \approx 0,7 \text{ мкм.}$$

При повороте промежуточного колеса на угол n_b (рис. 4.21) во время самоустанавливания радиальный зазор уменьшается на $n_b \frac{b}{2}$. Подставив сюда значение n_b из (4.18) и δ_{21} из (4.19) и опустив знак, получим

$$\frac{n_b b}{2} = \frac{b\delta_p}{4 \tan \alpha}. \quad (4.35)$$

Чтобы определить уменьшение зазора по нормали, надо полученную величину умножить на $2 \sin \alpha$. Поэтому

$$n_b b \sin \alpha = \frac{b\delta_p}{2} \cos \alpha. \quad (4.36)$$

Из величины n_b надо вычесть $4f$, так как у торца колеса даже при отсутствии нормальных зазоров посередине при перекося образуются два нормальных зазора по $2f$ каждый.

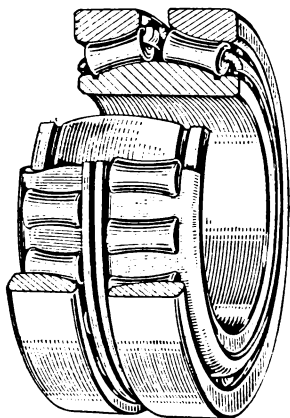


Рис. 4.23. Подшипник с вогнутыми роликами и сферой на внутреннем колесе

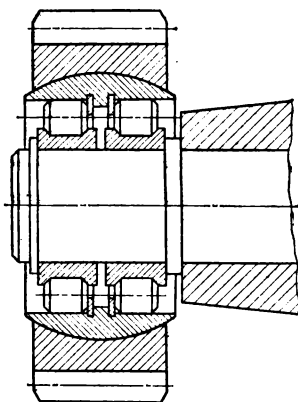


Рис. 4.24. Сателлит с самоустанавливающейся опорой системы Д. И. Шаткуса

которого вал сателлита опирается на два подшипника, расположенные в водиле, поэтому их диаметр не ограничен.

Необходимые угловые подвижности получаются сферическим соединением венца с валом. Для сборки сфера составлена из трех сегментов с центральными углами 135° , 135° и 90° . Сегменты закладываются в повернутом на 90° положении (рис. 4.25, б), после чего вся сфера разворачивается в нормальное положение.

В двухступенчатом редукторе для получения самоустанавливаемости ставить блок промежуточных колес на сферическую опору нельзя. Если так сделать, то распорные силы, которые действуют не по одной прямой (как при паразитном колесе),

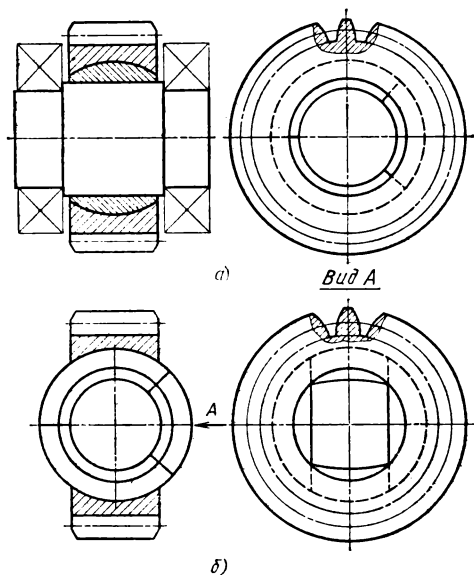


Рис. 4.25. Сателлит с самоустанавливающейся опорой системы В. Н. Ермака

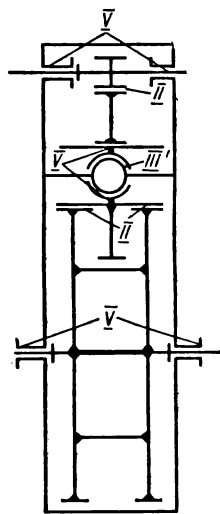


Рис. 4.26. Двухступенчатый редуктор с промежуточным блоком шестерен на сферической опоре и раздвоенной тихоходной ступенью

вывернут блок и колеса расцепятся. Чтобы этого избежать, редуктор следует сделать симметричным, выполняя тихоходную ступень (рис. 4.26) или быстроходную раздвоенной. Нарезку зубьев раздвоенной ступени следует вести с одного прохода, или должно быть обеспечено их точное совпадение. К сожалению, прочность оси промежуточного блока ограничивает диаметр шестерни тихоходной ступени, а следовательно, и передаточное отношение. Чтобы избежать этого, В. Н. Ермак предложил делать раздвоенными обе ступени. Сферический подшипник промежуточного блока тогда располагается между колесами и размеры его не ограничены, соответственно не ограничена и прочность вала промежуточного блока. Конечно, условие точного совпадения зубьев половинок раздвоенной ступени здесь остается.

4.6. МЕХАНИЗМЫ С ДВУМЯ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ КОЛЕСАМИ

В планетарных передачах ведущий и ведомый валы соосны, что в большинстве случаев является их преимуществом. В некоторых случаях, например в электро-вах, расположение валов несоосное. Тогда целесообразно применять передачу с двумя промежуточными колесами (рис. 4.27), которая равноценна планетарной с двумя сателлитами. Если сравнить эту передачу с двусторонней (сдвоенной) передачей, то хотя число колес и одинаково, но в ней вместо большого зубчатого колеса, увеличивающего неподдрессоренную массу ската, имеется небольшое промежуточное.

Кроме того, в передаче с двумя промежуточными колесами остается больше места для размещения тягового двигателя, что при дальнейшем росте мощностей имеет большое значение. Конечно, в такой передаче необходимо обеспечить равномерное распределение сил между промежуточными колесами. При реверсировании изменяется соотношение сил, действующих на промежуточные колеса, что осложняет задачу выравнивания нагрузок. Лучше всего выровнять нагрузки можно с помощью уравнительного механизма (см. рис. 4.27), обеспечивающего равенство усилий Q , передаваемых зубьями этих колес. Для этого рассмотрим силы, действующие на опоры промежуточных колес:

$$R_1 = 2Q \sin(\beta - \alpha) \text{ и}$$

$$R_2 = 2Q \sin(\beta + \alpha),$$

где 2β — угол между линиями центров промежуточного и ведущего колес, а также промежуточного и ведомого.

Силы R_1 и R_2 не равны. Следует отметить, что при перемене направления передаваемого момента (реверсирование или переход от тяги к электрическому торможению) силы R_1 и R_2 меняются местами. Поэтому передаточное число уравнительного механизма должно быть различным для разных направлений передаваемого момента. Такой механизм¹ показан на рис. 4.27.

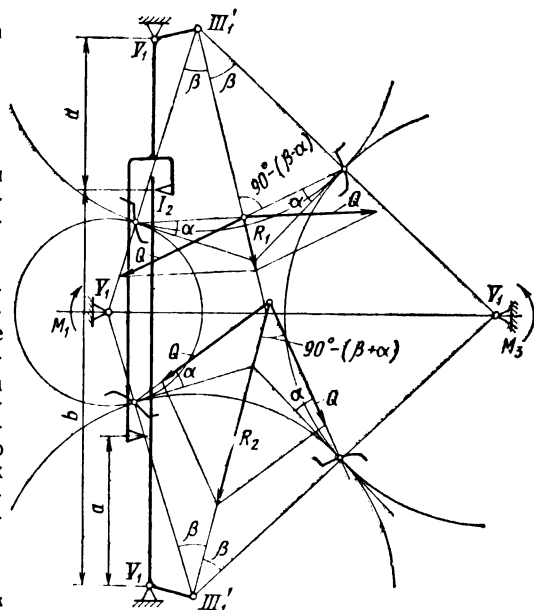


Рис. 4.27. Передача с двумя промежуточными колесами и уравнительным механизмом

¹ Решетов Л. Н., Ермак В. Н. Зубчатая передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1972, № 7 (а. с. № 329055).

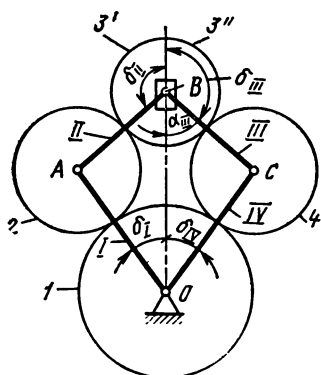


Рис. 4.28. Углы в передаче с двумя промежуточными колесами

Соотношение плеч в нем следующее:

$$\frac{a}{b} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin(\beta + \alpha)}.$$

Проверить самоустанавливаемость уравнительного механизма можно подсчетом числа избыточных связей по формуле (1.1):

$$q = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 4 + 1 = 0.$$

Передачи с двумя промежуточными колесами можно применять и там, где венец большого колеса должен выполняться с неполным числом зубьев по зубчатому венцу. В этом случае два промежуточных колеса обеспечивают кинематическую определенность работы механизма, а не способствуют уменьшению сил. Устанавливать здесь уравнительный механизм недопустимо, так как он нарушает определенность движения при проходе одного из сателлитов через разрыв зубьев на венце.

Передачи с двумя промежуточными колесами можно выполнять с любыми числами зубьев, одинаковыми и неодинаковыми промежуточными колесами, с нормальным и улучшенным (корригированным) зацеплением. Только расстояния между центрами сателлитов (или соответствующие им центральные углы) нельзя выбирать произвольно, их необходимо точно рассчитывать, так как иначе сборка может оказаться невозможной. Определение этих параметров для общего случая неодинаковых промежуточных колес приведено ниже.

Рассмотрим два кривошипно-ползунных механизма (рис. 4.28) OAB и OCB с ползуном,двигающимся вертикально, и шарнирами O, A, B, C , расположенными в центрах колес. Получается два шарнирно-планетарных механизма — один с колесами $1, 2, 3'$; другой с колесами $1, 4, 3''$. Общее колесо 1 обоих механизмов считаем неподвижным. При движении ползуна колеса $3'$ и $3''$ вращаются в противоположных направлениях.

Найдем те положения, в которых можно остановить ползун и заменить колеса $3'$ и $3''$ общим колесом. Это будет, когда зубья колес $3'$ и $3''$ полностью совпадут или сумма углов поворота этих колес $\delta_3' + \delta_3''$ будет равна целому числу угловых шагов общего колеса, т. е. $k(360^\circ/z_3)$, где k — целое число.

Получаем уравнение

$$\delta_3' + \delta_3'' = k \frac{360^\circ}{z_3}. \quad (4.37)$$

При определении углов начальным положением механизма будем считать такое, при котором шарниры O, A, B и C располагаются на одной вертикали. При этом все четыре полюса зацепления совпадают. Точки O и B располагаются снизу полюса зацепления, а точки A и C — сверху.

При одинаковых промежуточных колесах за начальное положение можно брать другое крайнее положение, при котором точка B располагается сверху, а полюсы зацепления попарно совпадают.

Положительным направлением поворота кривошипа для механизма OAB будем считать поворот против часовой стрелки, а для механизма OCB — по часовой стрелке. Водила шарнирно-планетарных механизмов обозначим римскими цифрами. Их длину найдем по обычным формулам из теории зацеплений; например, для водила I она будет

$$l_I = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\psi}} m \frac{z_1 + z_2}{2}. \quad (4.38)$$

Задаемся углом δ_{II} . Угол поворота водила II найдем из треугольника OAB :

$$\frac{\sin \delta_{II}}{\sin \delta_I} = \frac{l_I}{l_{II}}. \quad (4.39)$$

Перемещение ползуна, которое измеряем от точки O ,

$$S = l_{II} \frac{\sin(\delta_{II} - \delta_I)}{\sin \delta_I}. \quad (4.40)$$

Углы поворота водил III и IV найдем из треугольника OCB :

$$\cos \delta_{III} = -\frac{S^2 + l_{III}^2 - l_{IV}^2}{2Sl_{III}}; \quad (4.41)$$

$$\cos \delta_{IV} = \frac{S^2 + l_{IV}^2 - l_{III}^2}{2Sl_{IV}}. \quad (4.42)$$

Контрольная формула имеет вид

$$\frac{\sin \delta_{III}}{\sin \delta_{IV}} = \frac{l_{IV}}{l_{III}}. \quad (4.43)$$

Углы поворота колес можно найти по формуле Виллиса, в которой вместо угловых скоростей используем пропорциональные им углы поворота.

Поэтому для звеньев I , 2 и I

$$\frac{\delta_3 - \delta_I}{\delta_1 - \delta_I} = -\frac{z_1}{z_2}, \text{ но } \delta_1 = 0.$$

Следовательно,

$$\delta_2 = \delta_1 \left(1 + \frac{z_1}{z_2} \right). \quad (4.44)$$

Для звеньев $3'$, 2 и II

$$\frac{\delta'_3 - \delta_{II}}{\delta_1 - \delta_I} = -\frac{z_2}{z_3},$$

откуда

$$\delta'_3 = -\delta_2 \frac{z_2}{z_3} + \delta_{II} \left(1 + \frac{z_2}{z_3} \right). \quad (4.45)$$

Подставим в (4.45) значение δ_2 из формулы (4.44):

$$\delta'_3 = -\delta_1 \frac{z_1 + z_2}{z_3} + \delta_{II} \frac{z_2 + z_3}{z_3}. \quad (4.46)$$

Аналогично

$$\delta''_3 = -\delta_{IV} \frac{z_1 + z_4}{z_3} + \delta_{III} \frac{z_4 + z_3}{z_3}. \quad (4.47)$$

Задаваясь различными значениями угла δ_1 , по формулам (4.39), (4.41), (4.42), (4.46) и (4.47) можно найти углы δ'_3 и δ''_3 и подбором установить значение этих узлов, удовлетворяющие уравнению (4.37).

Конечно, необходимо следить, чтобы при этом выполнялись следующие условия (см. рис. 4.28):

$$S > \frac{D_{e1} + D_{e3}}{2}; \quad (4.48)$$

$$AC > \frac{D_{e2} + D_{e4}}{2}, \quad (4.49)$$

где D_{e1} , D_{e2} , D_{e3} и D_{e4} — наружные диаметры колес.

Задача значительно упрощается для одинаковых промежуточных колес, т. е. когда $z_2 = z_4$. В этом случае из-за симметричности механизма $\delta'_3 = \delta''_3$, а на основании уравнения (4.37)

$$\delta_3 = \delta''_3 = k \frac{180^\circ}{z_3}. \quad (4.50)$$

По формуле (4.39) определяем угол δ_{II} , по формуле (4.46) — угол δ_3 и подбираем такое значение угла δ_1 , чтобы удовлетворить уравнению (4.50).

Условия сборки передачи с двумя паразитными колесами, кинематика и ошибки положения разработаны В. Н. Ермаком¹.

4.7. ПЕРЕДАЧИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Интересным для рассмотрения является механизм напора экскаваторов. Применяющийся в нем реечный механизм в крупных машинах очень быстро изнашивается вследствие больших давлений. Чтобы уменьшить эти давления в портальных кранах (в механизме для измерения вылета), применяется двоянный реечный механизм с уравнительным рычагом между рейками. Наличие двух реек и уравнительных рычагов очень утяжеляет механизм. Можно обойтись одной рейкой, сцепив с ней обе напорные шестерни (рис. 4.29), но при этом применив уравнительный механизм, обеспечивающий распределение сил между шестернями поровну и основанный на выравнивании осевых нагрузок косозубых колес. Напорные шестерни должны быть прямозубые. Все большие зубчатые колеса должны иметь одно направление спирали (например, правое), а ведущая и промежуточная шестерни — другое. Привод может быть или от средней промежуточной шестерни или от боковой.

Механизм может служить и для привода нескольких напорных шестерен, усложнится только конструкция рычажного механизма. При двух шестернях он может состоять из двух рычагов, соединенных тягой. Выбором величины угла спирали можно ограничить осевые нагрузки, передаваемые этим механизмом, а расположением рычагов добиться работы тяги на растяжение.

Механизм получится значительно проще при приводе с коническими колесами (см. рис. 4.29, б). Здесь нет необходимости в рычажном механизме, так как уравнивание достигается осевым перемещением блока ведущих конических шестерен. Надо только обеспечить возможность такого перемещения постановкой соответствующей муфты на ведущем валу, а еще лучше — прямозубой цилиндрической передачи, так как тогда трение не будет искажать силы. Следует отметить, что уравнительные механизмы, основанные на осевых силах конических колес, себя полностью оправдали в авиационных редукторах. Описанные механизмы могут применяться, когда момент от одного двигателя нужно передавать через две или несколько шестерен, например в механизмах поворота кранов или электровозных передачах.

Последняя ступень механизма поворота выполняется как зубчатая передача с большим колесом как внешнего, так и внутреннего зацепления. В крупных машинах нагрузки в этом механизме огромные, что вызывает перекос

¹ Ермак В. Н. Двухпоточный тяговый привод локомотива. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1974, № 15 (а. с. № 424751).

Ермак В. Н. Муфта. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1975, № 22 (а. с. № 473859).

Ермак В. Н. Уравнительный механизм. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 12 (а. с. № 508614).

Ермак В. Н. Рычажная компенсирующая муфта. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки 1978, № 1 (а. с. № 587278).

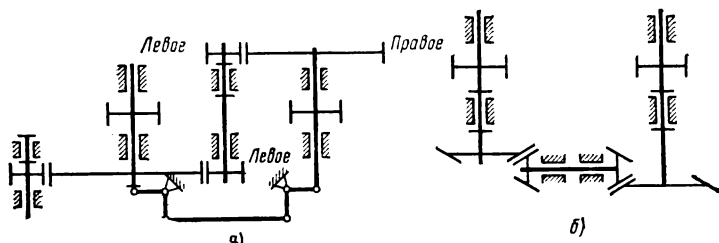


Рис. 4.29. Механизмы для выравнивания нагрузок на два напорных зубчатых колеса с использованием осевой силы:

а — косозубых колес; б — конических колес

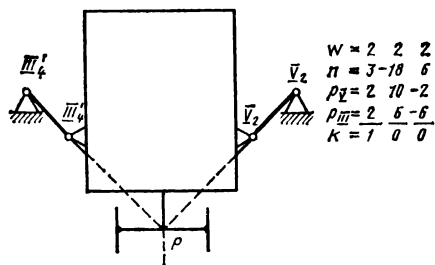


Рис. 4.32. Редуктор с подвеской на двух поводках

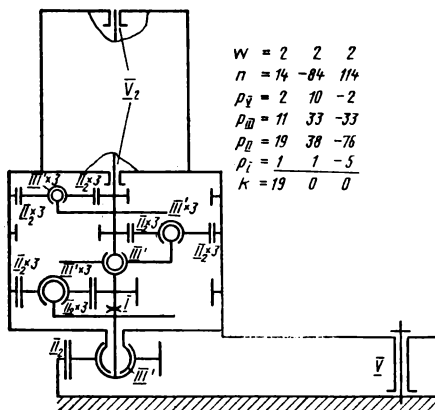
$$\begin{aligned} w &= 2 \quad 2 \quad 2 \\ n &= 3-18 \quad 6 \\ p_{\bar{V}} &= 2 \quad 10 \quad -2 \\ p_{III} &= 2 \quad 6 \quad -6 \\ k &= 1 \quad 0 \quad 0 \end{aligned}$$

Можно все крепление мотор-редуктора вынести вверх (рис. 4.32), используя для этого центр (ось) мгновенного вращения P , который заменяет горизонтальный шарнир и находится в точке пересечения поводков $III_4 III_4$ и $V_2 V_2$. Для этого поводок $V_2 V_2$ придется выполнить в виде жесткой рамы, соединенной вращательными парами как с платформой, так и с мотор-редуктором. По сравнению с краном КБ 100.1, где крепление достигается шарниром и тягой, механизм усложняется всего на один шарнир, но зато достигаются самоустанавливаемость и линейчатый контакт зубьев.

В механизмах с планетарным редуктором самоустанавливаемость шестерни последней ступени может быть достигнута использованием подвижности планетарного механизма. В кране КБ 100.1 шестерня поставлена на два шариковых подшипника, расположенных внутри нее. Для устранения избыточных связей следует заменить их одним сферическим, роликовым, расположенным в средней плоскости шестерни (рис. 4.33). Сателлиты следует поставить на сферические подшипники. Так как механизм трехступенчатый, то желательно между первым и вторым соединительными звеньями установить сферический подшипник. Это уменьшит число местных подвижностей. Остается одна местная подвижность — вращение шестерни последней ступени вокруг оси, перпендикулярной к плоскости чертежа, — безвредная, так как опыт показывает, что такие подвижности хорошо демпфируются трением в зубьях и никогда не вызывают резонансных колебаний.

Следующее решение, более простое — поставить шестерню на зубчатый кардан с ограничительными кольцами IV_5 (рис. 4.34). При этом будет такая же местная подвижность, как и в механизме на рис. 4.33, она также безвредна. Для размещения зубчатого кардана в этом случае возможно придется увеличить диаметр шестерни, что, в свою очередь, потребует увеличения передаточного числа редуктора.

Наконец, избежать избыточных связей можно применением шестерни с бочкообразным зубом, но при этом контакт зубьев становится не линейчатым, а точечным, вследствие чего возрастут контактные напряжения. Поэтому бочкообразный зуб (хотя конструкция редуктора и получается самой простой) можно рекомендовать только для самых малых машин.



$$\begin{aligned} w &= 2 \quad 2 \quad 2 \\ n &= 14 \quad -84 \quad 114 \\ p_{\bar{V}} &= 2 \quad 10 \quad -2 \\ p_{IV} &= 11 \quad 33 \quad -33 \\ p_{II} &= 19 \quad 38 \quad -76 \\ p_i &= 1 \quad 1 \quad -5 \\ k &= 19 \quad 0 \quad 0 \end{aligned}$$

Рис. 4.33. Планетарный редуктор с солнечным колесом на сферической опоре

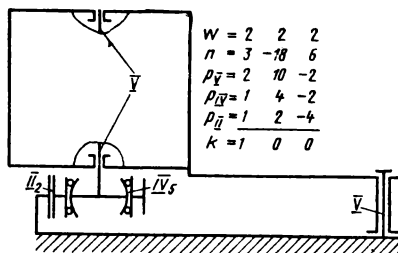


Рис. 4.34. Привод с зубчатым карданом в малом колесе

$$\begin{aligned} w &= 2 \quad 2 \quad 2 \\ n &= 3 \quad -18 \quad 6 \\ p_{\bar{V}} &= 2 \quad 10 \quad -2 \\ p_{IV} &= 1 \quad 4 \quad -2 \\ p_{II} &= 1 \quad 2 \quad -4 \\ k &= 1 \quad 0 \quad 0 \end{aligned}$$

4.8. ЭФФЕКТ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ В ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Электровозная передача с $m = 10$ мм с трудом передает мощность 800 кВт. На ее восстановление, по подсчетам ЦНИИ МПС, расходуется 8 млн. руб. в год.

Сравним электровозную передачу с подобной передачей, применяемой в морском транспорте. Зубчатая передача второй ступени турбинных паровозов типа «Ленинский комсомол» работает много лет без всякого ремонта, и никакого разрушения в ней не заметно. Ее параметры: $m = 7$ мм, окружная скорость примерно та же, что и на электровозах, а передаваемая мощность 10 000 кВт.

Из сравнения видно, что в тяговой передаче есть большие неиспользованные резервы, а причина плохой работы заключается в неправильной конструкции привода.

Рассмотрим неправильности этой конструкции. Первая неправильность — перекос осей ведомого и ведущего валов. Работает не вся ширина зубчатого колеса, причем работающая часть нагружена неравномерно, что в большой степени сокращает долговечность. Перекос вызывается износом моторно-осевых подшипников. Особенно велик он при односторонней передаче и при осевом (трамвайном) подвешивании двигателя. Причиной перекоса является также деформация тягового привода. Симметричным его сделать невозможно, так как середина локомотива занята тяговым двигателем. Нельзя увеличить жесткость, так как ее ограничивают масса привода и допустимая нагрузка на ось. Третья причина перекоса — допуски на размеры деталей привода. Например, в редукторе ЧС-2 имеется одиннадцать соединений, включающих допуски на отклонение от параллельности осей зубчатых колес. Перекос осей нельзя допустить больше 1 мкм (например, в редукторе ЧС-2 рабочая деформация зубьев при часовом токе равна 0,02 мм, а перекос, конечно, должен быть намного меньше этой деформации). Часовым током принято называть такой ток, который двигатель по нагреву может выдерживать в течение часа. На такой ток ведутся все расчеты электровозов.

Все же в рамно-осевом приводе (рамная подвеска двигателя и осевая — редуктора) из-за частичного устранения первой причины — перекоса — зубчатые колеса работают значительно лучше, чем в грузовых локомотивах. Конечно, причина этого не в том, что машина «пассажирская» (так как мощность тягового двигателя у нее не меньше, чем у грузовой), а в более правильной конструкции привода.

Надежнее всего достичь параллельности осей можно путем применения самоустанавливающихся колес. В сельскохозяйственных комбайнах они дали увеличение долговечности в 4 раза, и поэтому теперь их применяют во всех комбайнах, изготавливаемых в СССР.

В одинарных передачах хорошей работы передач при перекосах можно достичь с помощью эвольвентных зубчатых колес с арочным зубом. Такие колеса не боятся перекоса. Их разрабатывает М. И. Догода в проблемной лаборатории зуборезных станков при Краматорском индустриальном институте (в которой имеется зуборезный станок для таких зубьев). Аналогичную работу ведет проф. М. Л. Ерихов в Курганском машиностроительном институте.

Для локомотивов такие передачи очень перспективны.

Вторая неправильность существующих тяговых приводов — удары на стыках, которые передаются на зубчатую передачу и разрушают ее; кроме того, основательно разрушается якорь тягового двигателя. Устранить эти удары можно такой конструкцией тягового привода, при которой игра рессор не вызывает дополнительного поворота якоря. Другими словами, тяговый привод должен передавать на систему колесной пары только момент или горизонтальную силу (силу на зуб), но недопустимо, чтобы сила была вертикальной или наклонной. Оба эти положения приводятся здесь без доказательств. Удовлетворяются эти условия в приводах с полым валом и в приводе Жакмена с двойным карданом на оси колесной пары. Достигается это в скоростном приводе и при рамно-осевом приводе при подвеске редуктора горизонтальной тягой (предложение И. В. Бирюкова). Не полностью, но в достаточной степени устраняются удары постановкой пружин или резиновых блоков внутри большого зубчатого колеса или торсионного вала внутри якоря.

Условия, близкие к требуемым, были выполнены в очень старом электровозе серии ПБ. Здесь применялась передача с полым валом. Для точной установки ще-



Рис. 4.35. Шестерня электровоза серии ПБ после пробега 900 тыс. км

никаких следов разрушения и изнашивания нет, а пробег электровоза составил 900 тыс. км.

Надо еще учесть, что шестерни, изготовленные в то же время для электровозов с трамвайным подвешиванием, полностью разрушались уже через 200 тыс км. Это наблюдение позволяет выразить полную уверенность в том, что устранение двух указанных неправильностей конструкции позволит сделать тяговую зубчатую передачу более долговечной.

4.9. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЯГОВЫХ ПРИВодОВ

Возрастание скоростей вызвало появление новых конструкций тяговых приводов. Однако еще до настоящего времени применительно к ним пользуются устаревшей, случайной, а иногда и неправильной терминологией. Например, в термине «опорно-рамное подвешивание» слово «опорное» только усложняет понимание сущности такого подвешивания. Термин «независимое подвешивание» противоречит общепринятому понятию в автомобильном деле, где при независимом подвешивании колеса не соединены осью, а могут совершать колебания на рессорах действительно независимо.

А. А. Шацилло разделил тяговые приводы на четыре группы. К сожалению, номера групп даны условно и не отражают их сущности. Ниже предлагается терминология, отвечающая физической сущности рассматриваемого случая, при этом учитывается необходимость достаточной краткости. Тяговый привод состоит из двигателя, редуктора и передаточного механизма (карданы, механизм Альстом и др., см. п. 3.9). Поэтому первая часть термина должна характеризовать тип подвешивания двигателя, вторая — тип подвешивания редуктора и третья — передаточный механизм. Если при подвешивании двигателя все шесть условий связи передаются на раму, то такое подвешивание целесообразно называть рамным.

Если при подвешивании двигателя пять условий связи передаются на ось и одно на раму (трамвайное подвешивание), т. е. доминирует ось, то такое подвешивание целесообразно называть осевым. Такая же терминология целесообразна и для подвешивания редуктора.

Таким образом, приводы с осевым подвешиванием двигателя и редуктора (трамвайное) будут называться осевыми, с рамным подвешиванием двигателя и осевым редуктором (Д, ЭР, ЧС) — рамно-осевыми, с рамным подвешиванием двигателя и редуктора — рамными.

При такой терминологии не требуется пояснять, где будет передаточный механизм, так как при рамно-осевом подвешивании он будет между двигателем и редуктором, а при рамном — между редуктором и осью.

Перейдем к третьей части термина — классификации передаточного механизма. Рамно-осевые приводы в основном различаются длиной карданного вала: короткий с расположением обоих карданов между двигателем и редуктором (вагоны Д и ЭР), средний с расположением одного кардана внутри якоря двигателя (электровозы

стерен с целью получения хорошего контакта зубьев шестерни насажены на вал с помощью фрикционных соединений, зажимаемых по окончании регулирования. Крутящий момент от большого зубчатого колеса передается на колесную пару с помощью спиральных пружин, которые исключают передачу ударов на стыках. Следовательно, зубчатые передачи электровоза серии ПБ должны очень хорошо работать. Осмотр шестерен (рис. 4.35) этого электровоза, находящегося в Перми «на заслуженном отдыхе», показал, что

ЧС-2, ЧС-3, ЧС-4) и длинный с расположением одного кардана за двигателем (конструкция Броун-Бовери, Сешерон, ЧС-1).

В рамных приводах карданная передача получила распространение только в приводе Жакмена, где она расположена между колесами (средний карданный вал). Приводы Чанца с наружным редуктором как с коротким карданным валом, так и с полдой осью с расположенным внутри нее длинным карданным валом не получили распространения. Поэтому классифицировать рамные приводы по длине карданного вала нецелесообразно. Целесообразно третью часть термина классифицировать по системе передаточного механизма, а еще лучше (если это возможно) — по его кинематике.

Предлагаемая терминология позволяет сделать уточнения, необходимые в каждом конкретном случае, путем соответствующих дополнений, например: «с промежуточным колесом», «с конической передачей и вертикальным двигателем» и т. д. Пояснение этой терминологии приводится в табл. 4.1 для широкоизвестных приводов.

Таблица 4.1

Система привода	Группа по А. А. Шаццло	Конструктивные особенности	Предлагаемое название привода
Трамваев	—	Осевое подвешивание двигателя и редуктора	Осевой
Вагонов Д и ЭР	II	Рамное подвешивание двигателя, осевое подвешивание редуктора, короткий карданный вал	Рамно-осевой, короткий карданный вал
Электровазов ЧС-2—ЧС-4	II	Рамное подвешивание двигателя, осевое подвешивание редуктора, средний карданный вал	Рамно-осевой, средний карданный вал
Электровазов ЧС-1, Броун-Бовери, Сешерон	II	Рамное подвешивание двигателя, осевое подвешивание редуктора, длинный карданный вал	Рамно-осевой, длинный карданный вал
Конструкция Жакмен	III	Рамное подвешивание двигателя и редуктора с промежуточным колесом и карданной передачей	Рамный с промежуточным колесом и карданной передачей
Альстом (Франция)	IV	Рамное подвешивание двигателя и редуктора со вдвоенной шарнирной передачей Альстом	Рамный со вдвоенной передачей Альстом

4.10. РАЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ТЯГОВЫХ РЕДУКТОРОВ

Применение промежуточных самоустанавливающихся колес, т. е. колес на сферических опорах (см. пример на с. 168), позволяет иметь линейчатый контакт зубьев даже при незначительных перекосах осей. Это дает возможность использовать большую ширину колеса (длину зуба), что соответственно увеличивает нагрузочную способность и долговечность передачи.

Однако мощности, приходящиеся на одну ось, непрерывно растут: если на заре электрификации применялась мощность 300—400 кВт, то теперь не менее 700—800 кВт. Это заставляет подумать и о других путях увеличения нагрузочной спо-

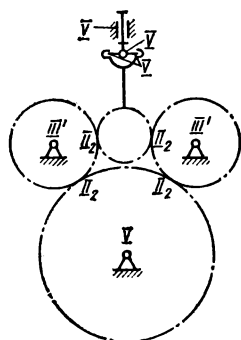


Рис. 4.36. Индивидуальный привод с двумя промежуточными колесами и плавающей шестерней

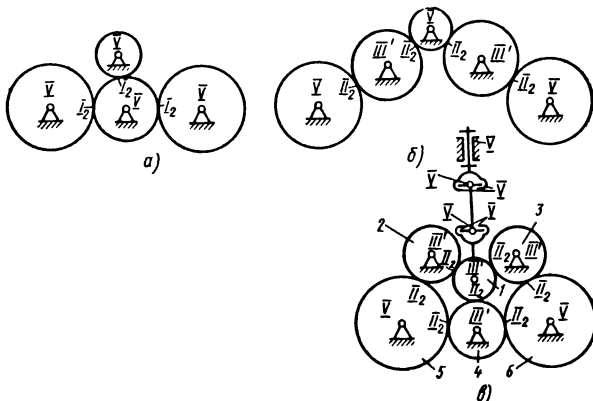


Рис. 4.37. Привод с одним двигателем на две оси: а — системы Жакмена (с тремя избыточными связями); б — электровоза ВЛ-40 (без избыточных связей); в — с тремя промежуточными шестернями (без избыточных связей)

способности зубчатых передач. Как известно, планетарные передачи при тех же габаритах передают во много раз большую нагрузку, чем передачи с неподвижными осями. Это объясняется тем, что нагрузка в них передается через несколько сателлитов.

Применить планетарную передачу на электровозе вряд ли возможно, так как она потребует соосности ведущего и ведомого валов. Вал якоря придется делать полым и располагать соосно с осью ската. Эксплуатация такого двигателя потребует многократной распрессовки ската при ремонте (например, смене якорных подшипников). Такого недостатка нет у передач с промежуточными колесами. Передача мощности параллельно через два, три или даже четыре промежуточных колеса позволит соответственно увеличить и нагрузочную способность.

При переменном токе стали применять приводы от одного двигателя на две и на три оси, вследствие того что один двигатель легче, дешевле в изготовлении, обслуживании, имеет более высокий КПД и занимает меньше места, чем два двигателя половинной мощности каждый.

Применение постоянного тока требовало большого числа двигателей на электровозе, так как ездové скорости получались путем комбинаций их включения. При применении переменного тока соблюдать это требование не следует, так как изменение скорости достигается ступенчатым трансформатором. Поэтому рассмотрим следующие случаи: один двигатель на ось (индивидуальный привод), один двигатель на две оси, один двигатель на три оси и два двигателя на три оси. Число зубчатых колес и значения окружных сил будем сравнивать с параметрами индивидуального привода при односторонней передаче.

Индивидуальный привод (один двигатель на ось). В случае двух промежуточных колес требуется уравнивательный механизм, обеспечивающий равенство окружных сил, передаваемых этими колесами (см. рис. 4.27).

Уравнивание окружных сил можно выполнить по другому принципу (рис. 4.36). Для этого надо шестерню сделать плавающей, соединив ее с якорем с помощью одинарного карданного шарнира. На рис. 4.36, а также и на следующих рисунках этот вал условно развернут на 90° и совмещен с плоскостью чертежа. Кроме того, размеры промежуточных колес должны быть такими, чтобы центры этих колес и шестерни лежали на одной прямой. Число зубьев промежуточного колеса найдем по формуле

$$z_{II} = \frac{z_K + z_{III}}{z_K - z_{III}} (z_{III} + 3).$$

Механизм по расположению карданного вала похож на механизм электровозов ЧС-1, ЧС-2, ЧС-3, ЧС-4. Только у него один карданный шарнир вместо двух и добавлены два промежуточных колеса. В механизме есть лишняя подвижность — перемещение шестерни между промежуточными колесами в пределах радиальных зазоров. Опасаться ее не приходится, так как трение в зубьях будет устранять возможность возникновения колебаний. Окружная сила будет в 2 раза меньше, чем при односторонней передаче.

К сожалению, из-за габаритов нижнего промежуточного колеса эта схема применима только в случае, если ось якоря расположена несколько выше оси колеса. Чтобы устранить этот недостаток, В. Н. Ермак предложил плавающую шестерню снабжать двумя упорами, работающими поочередно в зависимости от направления передаваемого момента.

Привод с одним двигателем на две оси. Для этого случая известен привод конструкции Жакмена (рис. 4.37, а), примененный фирмой Жемонт (Франция) на скоростных электровозах. Промежуточное колесо здесь не самоустанавливающееся, поэтому пришлось применить бочкообразный зуб с точечным контактом, снижающим несущую способность. Избыточных связей нет. Нагрузка на зуб шестерни в 2 раза больше, а на остальных такая же, как и при односторонней передаче.

На рис. 4.37, б показан привод электровоза ВЛ-40. В приводе применены самоустанавливающиеся промежуточные шестерни. Это позволяет использовать очень длинный зуб при линейчатом контакте и обеспечить большую несущую способность. Нагрузка на каждый зуб здесь равна нагрузке на зуб при односторонней передаче и в 2 раза меньше, чем в приводе Жакмен. Можно еще более уменьшить нагрузку на зуб. Для этого следует поставить три промежуточных колеса, установленных с одинаковыми углами вокруг ведущей шестерни¹ (рис. 4.37, в), а ведущую шестерню сделать плавающей, соединив с валом якоря двойным карданным шарниром. Высоту вала мотора можно задавать применением промежуточных колес с различными числами зубьев.

Конечно, для того чтобы промежуточные колеса сцепились с шестерней и колесом (а не налезали на их зубья), числа их зубьев надо выбирать по соответствующему расчету (см. § 4.6).

Нагрузка на зуб здесь в 1,5 раза меньше, чем при односторонней передаче, и в 3 раза меньше, чем в приводе Жакмен. Нагрузка на зубья нижнего промежуточного колеса, зацепляющегося с ведомыми колесами, еще меньше (в 2 раза).

Привод с одним двигателем на три оси. При расположении двигателя над средней осью (рис. 4.38, а) придется привод на эту ось осуществлять через промежуточное колесо. Иначе невозможно вписать двигатель большой мощности. Привод на каждую крайнюю ось осуществляется через три промежуточных колеса. Из промежуточных колес два надо ставить на вращательные пары (V) и пять на сферические (III'). Контакт между всеми зубьями линейчатый, поэтому зубья можно делать очень длинными. Нагрузка на зуб равна нагрузке при односторонней пере-

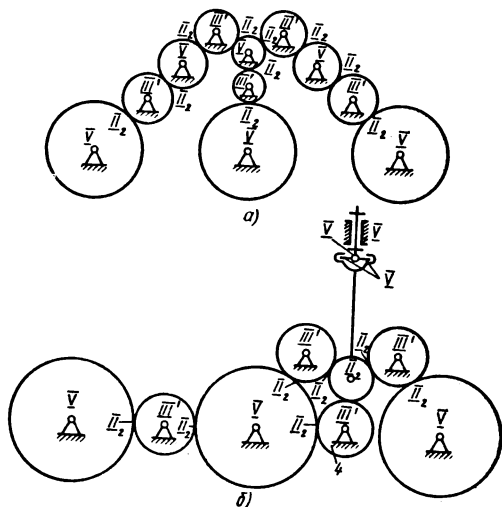


Рис. 4.38. Привод с одним двигателем на три оси
а — с двигателем над средней осью; б — с двигателем между осями и тремя промежуточными шестернями

¹ Решетов Л. Н. Передаточный механизм локомотива. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1969, № 27 (а. с. № 250974).

даче. Число зубчатых колес 11, т. е. приближается к числу колес при двусторонней передаче. Однако тут применен один двигатель вместо трех, исключено влияние перекосов на работу зубьев, да и колеса меньше по размерам, чем большие колеса при односторонней передаче.

При расположении двигателя между осями (рис. 4.38, б) его шестерню надо сделать плавающей, соединив ее одинарным карданом с валом якоря. Три промежуточных колеса на сферических опорах надо расположить равномерно вокруг моторной шестерни. От одной из них привод идет на крайнюю ось, от двух других — на среднюю. На другую крайнюю ось привод идет от средней оси через промежуточное колесо на сферической опоре.

Высоту вала мотора так же, как и на рис. 4.37, а, можно выбирать соответственно изменяя размеры промежуточных колес.

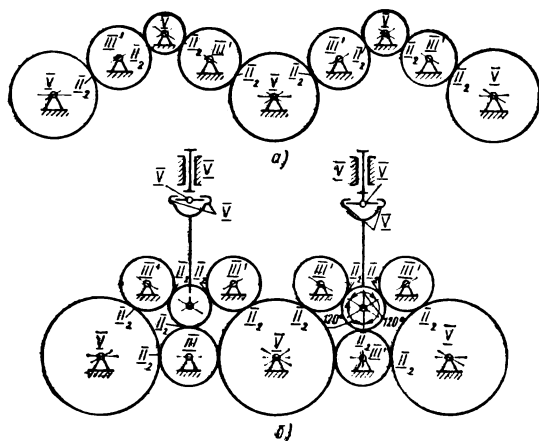
Нагрузка на зуб в этом случае равна нагрузке на него при односторонней передаче. Число колес равно восьми, т. е. приближается к числу колес при односторонней передаче. Кроме того, здесь один двигатель приходится на три оси, и влияние перекосов на работу зубьев исключено.

Поэтому обе схемы с приводом трех осей одного двигателя весьма перспективны. В последней схеме моменты, передаваемые на оси, одинаковы. При различном изнашивании бандажей и получающейся вследствие этого пробуксовке моменты на оси будут отличаться друг от друга. Чтобы это не нарушило работу привода, можно, во-первых, моторную шестерню снабдить упорами, которые ограничивали бы ее перемещение. Упоры удобно сделать в виде цилиндров радиуса, одинакового с поллюидной окружностью, и поставить их на моторную шестерню и окружающие ее три промежуточные; во-вторых, нижнее промежуточное колесо сцепить с обоими большими колесами (рис. 4.37, б). Правда, при этом придется моторную шестерню соединить с якорем уже не одинарным, а двойным карданным шарниром; в-третьих, нижнее промежуточное колесо сцепить со вторым большим с боковым зазором. Тогда при нормальной работе это сцепление не будет мешать самоустанавливаемости, а будет включаться в работу только при буксовании.

Привод с двумя двигателями на три оси. Два двигателя на трехосную тележку могут потребоваться, если не удастся вместиť один двигатель требуемой мощности. При двух двигателях центр тележки свободен и может использоваться для размещения шкворня, что упрощает конструкцию тележки. Кроме того, здесь хорошо komponуются зубчатые передачи.

При большой длине тележки целесообразно применение привода, изображенного на рис. 4.39, а. Оси моторных шестерен опираются на вращательные пары, а промежуточные колеса — на сферические опоры. Нагрузка на зуб в передачах к крайним осям равна нагрузке при односторонней передаче, а нагрузка в передачах к средней оси в 2 раза меньше, т. е. такая же, как и при двусторонней передаче. Число колес должно быть равно девяти.

При малой базе целесообразен привод, приведенный на рис. 4.39, б. Моторные шестерни здесь плавающие — соединены с валами якорей одинарными карданными шарнирами: с каждой моторной шестерней зацепляются три промежуточных



При малой базе целесообразен привод, приведенный на рис. 4.39, б. Моторные шестерни здесь плавающие — соединены с валами якорей одинарными карданными шарнирами: с каждой моторной шестерней зацепляются три промежуточных

Рис. 4.39. Привод с двумя двигателями на три оси:

а — при большой базе тележки; б — с тремя промежуточными шестернями (а. с. № 250974)

на сферических опорах. С каждым большим колесом зацепляются по два промежуточных. Чтобы пробуксовка колес не нарушала работу привода, надо принять такие же меры, как и при одном двигателе на три оси.

Нагрузка на зуб всех колес здесь одинакова и равна половине нагрузки при односторонней передаче. Число зубчатых колес равно 11, т. е. даже меньше, чем при двусторонней передаче, при значительно меньших размерах колес. Кроме того, исключено влияние перекосов на работу зубьев. Поэтому последняя схема особенно выгодна.

4.11. СКОРОСТНОЙ ТЯГОВЫЙ ПРИВОД

При больших скоростях поезда вертикальные ускорения колесной пары очень велики. Зимой при промерзшем верхнем строении пути, что увеличивает его жесткость, они достигают 50 g. Поэтому важно так сконструировать приводы, чтобы эти ускорения не вызвали дополнительных динамических нагрузок на зубчатые колеса и якорь двигателя, т. е. надо предусмотреть надлежащую подвижность. Для этого воспользуемся теоремой о дополнительных тангенциальных ускорениях. Докажем ее. Пусть точка A механизма, движущаяся со скоростью v_A , получит дополнительное тангенциальное ускорение a_{Ad} . Тогда через промежуток времени dt точка A будет иметь скорость $v_A + dv_A$. Соответственно другая точка B того же механизма будет иметь скорость $v_B + dv_B$. Тогда $\frac{v_B + dv_B}{v_A + dv_A} = \frac{v_B}{v_A}$ или

$$\frac{v_B + dv_B}{v_B} = \frac{v_A + dv_A}{v_A}.$$

Взяв отношения разностей предыдущего и последующего членов пропорции к своему последующему, получим

$$\frac{dv_B}{v_B} = \frac{dv_A}{v_A} \text{ или } \frac{dv_B}{dv_A} = \frac{v_B}{v_A}.$$

Умножая числитель и знаменатель левой части на dt , имеем

$$\frac{dv_B}{dt} \frac{dt}{dv_A} = \frac{v_B}{v_A} \text{ или } \frac{a_{Bd}}{a_{Ad}} = \frac{v_B}{v_A},$$

т. е. дополнительные тангенциальные ускорения точек механизма пропорциональны их абсолютным скоростям.

А так как за бесконечно малый промежуток времени перемещения точек пропорциональны их скоростям, то можно считать, что дополнительные тангенциальные ускорения точек механизма пропорциональны их абсолютным перемещениям. Для тягового привода это означает, что вертикальные поступательные перемещения колесной пары (вследствие игры рессор) не должны вызывать дополнительного поворота якоря. Это условие нарушено при осевом (трамвайном) подвешивании двигателя, плохая динамика которого хорошо известна. При рамно-осевом подвешивании (рамное подвешивание двигателя и осевое — редуктора) выполнение поставленного условия зависит от направления тяги, на которой подвешен редуктор. Если она горизонтальна (предложение Бирюкова), то условие выполнено, но тогда кардан должен быть рассчитан на полную игру рессор, что довольно затруднительно. При вертикальной или наклонной тяге условие хорошей динамики не соблюдается. При рамном подвешивании и любом передаточном механизме (например, механизмах Сименс-Шуккерт, Бухли, Эрликон, Ганц, Шкода, Кравченко, Альстом) или двойном кардане на оси колесной пары (Жакмен) поставленное условие полностью выполняется. Для привода с промежуточным колесом это условие можно выполнить и в бескарданной конструкции¹ (рис. 4.40). Необходимо

¹ Решетов Л. Н. Тяговый привод локомотива. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 46, (а. с. № 538929).

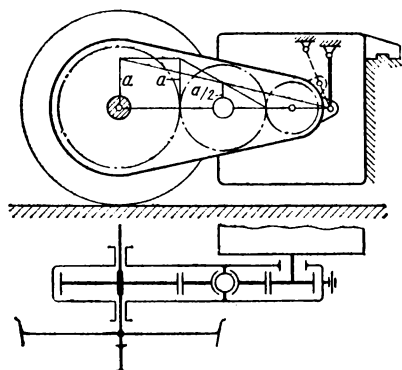


Рис. 4.40. Скоростной привод с прямой линией центров

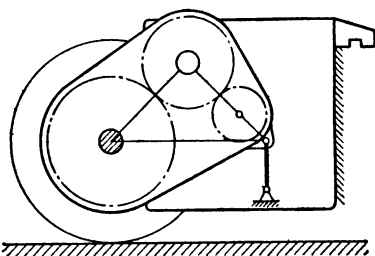


Рис. 4.41. Скоростной привод с угловой линией центров

только, чтобы расстояния от оси промежуточного колеса до точки подвеса и до оси колесной пары были равны. Треугольники скоростей, они же треугольники дополнительных тангенциальных ускорений, показаны на рис. 4.40.

Центр промежуточного колеса получит ускорение $a/2$, левая его сторона — ускорение a ; тогда правая сторона будет иметь ускорение, равное нулю, что и требуется.

Конечно, в точке, где вал якоря проходит через стенку редуктора, должна быть надлежащая подвижность, предусмотренная конструкцией уплотнения. Линия центров в такой передаче может быть прямой, как на рис. 4.40, или с изломом, как на рис. 4.41. Недопустимо только, чтобы угол излома был равен 2α , так как тогда паразитное колесо, поставленное на сферическую опору, не будет самоустанавливаться. Необходимо также, чтобы расстояния от оси паразитного колеса до точки подвеса и до оси колесной пары были равны.

4.12. МЕХАНИЗМЫ С КОНИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Конические колеса невыгодно применять в машинах вследствие большой сложности их изготовления и эксплуатации (по сравнению с цилиндрическими). Однако для тех случаев, когда обойтись без них не удастся, можно выполнить их без избыточных связей.

Для этого при двухсателлитном исполнении выравнивания окружных сил сателлитов можно достичь путем использования равенства пропорциональных им осевых сил сателлитов (рис. 4.42). Сателлиты следует связать общей осью, которая имеет осевую подвижность в подшипниках водила. Как и при цилиндрических колесах, здесь возможны два решения. Сателлиты можно сделать самоустанавливающимися на сферических опорах III'_2 (рис. 4.42, а). При этом центр сферы должен

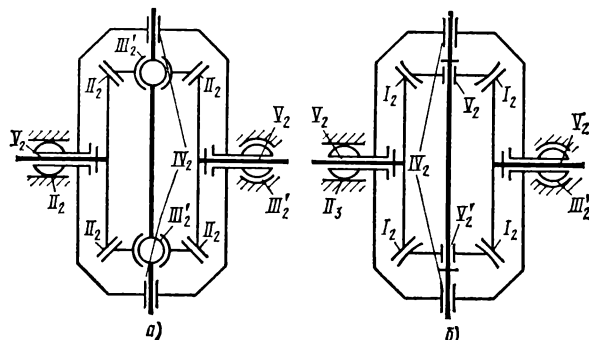


Рис. 4.42. Двухсателлитный симметричный дифференциал:

а — с линейчатым контактом; б — с точечным контактом

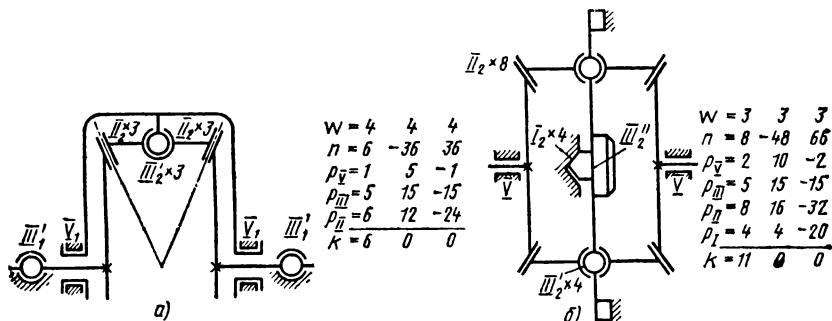


Рис. 4.43. Автомобильный дифференциал с коническими сателлитами: а — с тремя; б — с четырьмя

располагаться на прямой, соединяющей точки приложения окружных сил конических колес. Эти точки смещены от середины зуба в сторону, противоположную вершине конуса, на величину

$$\frac{b}{6} \frac{r' - r''}{r' + r''},$$

где r' — наибольший радиус аксоидного конуса; r'' — наименьший радиус аксоидного конуса. Зубья здесь следует применять с линейчатым контактом II_2 . Можно устанавливать сателлиты также и на вращательных парах V_2 (рис. 4.42, б), но зубья в этом случае необходимо делать бочкообразными с точечным контактом I_2 , из-за которого несущая способность будет ниже. В обоих случаях избыточные связи отсутствуют. Такой механизм целесообразно применять в дифференциалах малолитражных автомобилей и мотоциклов. Для устранения трения в уравнительном механизме ось надо делать вращающейся, соединяя ее с одним из сателлитов.

Перейдем к дифференциалу с тремя сателлитами (рис. 4.43, а). Чтобы обеспечить равномерное распределение окружной силы между сателлитами, надо полуосевые шестерни сделать плавающими, используя подвижность сферических опор III'_1 или гибкость полуосей. Правда, можно было бы сделать плавающей только одну полуосевую шестерню, но для симметрии целесообразно сделать обе. Тогда к двум общим подвижностям дифференциала добавятся две местные — перемещение полуосевых шестерен в вертикальном и горизонтальном направлениях. Поэтому $w = 4$.

Выравнивание окружных сил при четырехсателлитном исполнении достигнуто в дифференциале Торнтон Пауэр Лок, показанном на рис. 4.43, б с условно неподвижным водилом. Крестовины в нем заменены перпендикулярными осями, которые прижимаются друг к другу плоскостной парой III''_2 , к водилу — наклонными парами I_2 . Равенство сил в парах I_2 одной оси дает равенство моментов, передаваемых сателлитами на одной оси. Равенство действия и противодействия в паре III''_2 дает равенство моментов, передаваемых парами сателлитов на двух осях.

При числе сателлитов больше трех для выравнивания окружных сил требуется уравнительный механизм. Когда оси сателлитов перпендикулярны осям основных звеньев, уравнительные механизмы получаются особенно простыми. Они представляют собой шарнирный многоугольник, соединяющий оси сателлитов и выравнивающий их осевые силы (рис. 4.44). При осевом перемещении конических колес нарушается совпадение вершин их конусов. Поэтому такие уравнительные механизмы пригодны только для колес с точечным контактом.

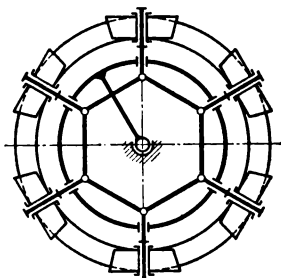


Рис. 4.44. Планетарный редуктор с коническими колесами

Пользуясь изложенными приемами, можно разработать рациональные схемы (без избыточных связей) и для других аналогичных планетарных механизмов.

Очень трудно избавиться от избыточных связей в двойных дифференциалах (механизмы поворота гусеничных машин). У них каждый сателлит, состоящий из двух колес, зацепляется с четырьмя колесами. Чтобы избежать избыточных связей, придется делать очень много плавающих звеньев и зубчатых карданов, разместить которые практически невозможно. Поэтому двойные дифференциалы не могут хорошо работать. Если учесть и другие недостатки («не держат дорогу»), то их применять нецелесообразно.

4.13. ЦИЛИНДРОКОНИЧЕСКИЙ РЕДУКТОР

Получить самоустанавливающиеся колеса можно и в двухступенчатом редукторе, составленном из передачи с коническими колесами и передачи с цилиндрическими колесами¹ (рис. 4.45). Так же как и в передаче с промежуточным колесом, здесь придется блок промежуточных колес, составленный из большого конического колеса и цилиндрической шестерни, поставить на сферическую опору III' . Ведущее коническое колесо и ведомое цилиндрическое надо ставить на вращательные пары V . Механизм будем проектировать из условия получения линейчатого контакта пары класса II_2 между зубьями колес.

Подсчет по формуле (1.1) показывает, что избыточные связи отсутствуют.

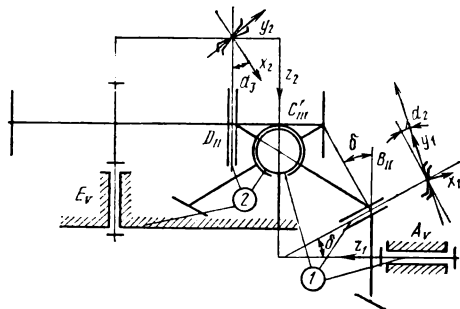
Рассмотрим подвижности в контурах. Первый контур — стойка, пара A_V , малое коническое колесо, пара B_{II_2} , большое коническое колесо, пара C_{III} , стойка. Второй контур — стойка, пара E_V , большое цилиндрическое колесо, пара D_{II_2} , шестерня, пара C'_{III} , стойка. Оси координат показаны на рис. 4.45. Оси x в обоих зацеплениях направлены по нормальям к профилям, оси y — по касательным и оси z — по осям вращения колес.

Пара C'_{III} входит в оба контура. Три ее угловые подвижности возьмем по осям y_1 , y_2 и z_2 . Это вполне допустимо, так как эти оси не лежат в одной плоскости; если же они окажутся в одной плоскости, то самоустанавливаемость будет отсутствовать. Распределение подвижностей показано на рис. 4.45. Из этой схемы видно, что ни избыточных связей, ни вредных местных подвижностей в механизме нет. Рассмотрим равновесие плавающего звена из второго и третьего колес (рис. 4.46). Выполнение этого условия необходимо для самоустанавливаемости. Обычно оно соблюдается автоматически, но в данном случае необходимо соблюсти определенные условия, к выводу которых и переходим.

Будем рассматривать отдельно тангенциальные Q_{T2} и Q_{T3} и распорные Q_{p2} и Q_{p3} силы. Если углы зацепления считать различными в обоих зацеплениях, то

$$Q_{p2} = Q_{T2} \operatorname{tg} \alpha_2 \quad \text{и} \quad Q_{p3} = Q_{T3} \operatorname{tg} \alpha_3,$$

¹ Решетов Л. Н. Двухступенчатая зубчатая передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1975 (а. с. № 460387).



$w=1$	1	1	$\dot{A} \dot{B} \dot{C}$	F_{x1}	$\begin{matrix} O \\ B \end{matrix}$	F_{x2}''
$\kappa=2$	-18	12		F_{y1}	$\begin{matrix} B \\ C \end{matrix}$	F_{y1}'
$\rho_V=2$	10	-2	$\dot{C} \dot{D} \dot{E}$	F_{z1}	$\begin{matrix} A \\ B \end{matrix}$	F_{z1}'
$\rho_{III}=1$	3	-3		F_{x2}	$\begin{matrix} D \\ E \end{matrix}$	F_{x2}''
$\rho_{II}=2$	4	-8		F_{y2}	$\begin{matrix} D \\ E \end{matrix}$	F_{y2}'
$\eta=3$	0	0		F_{z2}	$\begin{matrix} C \\ D \\ E \end{matrix}$	F_{z2}''

Рис. 4.45. Цилиндроконический редуктор

Рис. 4.46. Схема равновесия плавающего звена

откуда

$$\frac{Q_{p2}}{Q_{p3}} = \frac{Q_{T2}}{Q_{T3}} \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_3}. \quad (4.51)$$

Уравнения равновесия сведутся к уравнениям моментов относительно трех осей, проходящих через точку O (см. рис. 4.46). На этом рисунке расположение осей координат взято другое, чем на рис. 4.45, а именно: ось x — по оси малого конического колеса, ось z — по оси большого, ось y — им перпендикулярна. Из условия $\Sigma M_x = 0$ получим

$$\frac{ON_3}{ON_2} = \frac{Q_{T2}}{Q_{T3}}; \quad (4.52)$$

из $\Sigma M_z = 0$ находим

$$\frac{K_3 N_3}{K_2 N_2} = \frac{Q_{T2}}{Q_{T3}} = \frac{r_3}{r_2}.$$

Отсюда

$$\frac{ON_3}{ON_2} = \frac{K_3 N_3}{K_2 N_2},$$

т. е. треугольники $ON_2 K_2$ и $ON_3 K_3$ подобны. Следовательно, $K_2 O K_3$ — прямая. Поэтому шаровая опора должна лежать на прямой, соединяющей середины зубьев обоих зацеплений.

Из условия $\Sigma M_y = 0$ получим $\frac{h_3}{h_2} = \frac{Q_{p2}}{Q_{p3}}$. Подставляя сюда $\frac{Q_{p2}}{Q_{p3}}$ из формулы (4.51) и $\frac{r_3}{r_2} = \frac{Q_{T2}}{Q_{T3}}$ из формулы (4.52), получим

$$\frac{h_3}{h_2} = \frac{r_3}{r_2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_3}.$$

Но из рис. 4.46 видно, что $h_3 = r_3 \operatorname{tg} \gamma$ и $h_2 = \frac{r_2}{\cos \gamma} \sin [90^\circ - (\gamma + \delta)] = r_2 \times \frac{\cos (\gamma + \delta)}{\cos \gamma}$. Подставляя эти значения в формулу для $\frac{h_3}{h_2}$ и сокращая на r_3 и r_2 , получим

$$\frac{\operatorname{tg} \gamma \cos \gamma}{\cos (\gamma + \delta)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_2},$$

или

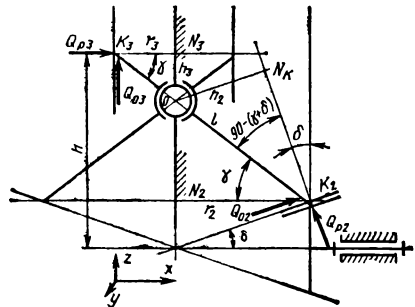
$$\frac{\sin \gamma}{\cos (\gamma + \delta)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_3}. \quad (4.53)$$

Для частного случая $\alpha_2 = \alpha_3$

$$\cos (90^\circ - \gamma) = \cos (\gamma + \delta).$$

Из условия равных косинусов $90^\circ - \gamma = \gamma + \delta$

$$\gamma = 45^\circ - \frac{\delta}{2}. \quad (4.54)$$



В общем виде из формулы (4.53) получим

$$\frac{\cos \gamma \cos \delta - \sin \gamma \sin \delta}{\sin \gamma} = \operatorname{ctg} \gamma \cos \delta - \sin \delta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_2},$$

или

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_2 \cos \delta} + \operatorname{tg} \delta$$

и

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1}{\frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_2} \frac{1}{\cos \delta} + \operatorname{tg} \delta} = \frac{1}{\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_2} \frac{1}{\sin \delta} + 1 \right) \operatorname{tg} \delta} \quad (4.55)$$

Расстояние между средней плоскостью цилиндрических колес и осью ведущего колеса

$$h = (r_2 + r_3) \operatorname{tg} \gamma + r_1. \quad (4.56)$$

Редуктор применим и для косозубых колес. Надо только выполнить условие равновесия плавающего блока относительно оси y .

Необходимо, чтобы отдельно уравнивались силы, направленные вдоль образующих, т. е.

$$Q_{02} = Q_{T2} \operatorname{tg} \beta_2 \text{ и } Q_{03} = Q_{T3} \operatorname{tg} \beta_3, \quad (4.57)$$

и отдельно распорные силы Q_{p2} и Q_{p3} .

Это необходимо потому, что при изменении направления вращения передаваемого момента изменяются направления сил Q_{0a} , и Q_{0b} а направления сил Q_{p2} и Q_{p3} сохраняются.

Для распорных сил сохраняется уравнение (4.53). Для сил вдоль образующих $\Sigma M_y = 0$. Тогда $Q_{03}K_3N_3 = Q_{02}K_2N_K$. Подставляя сюда значения Q_{02} и Q_{03} из формул (4.57), а также

$$K_3N_3 = r_3 \text{ и } K_2N_K = r_2 \frac{\cos [90^\circ - (\gamma + \delta)]}{\cos \gamma} = r_2 \frac{\sin (\gamma + \delta)}{\cos \gamma},$$

получим

$$Q_{T3} \operatorname{tg} \beta_3 r_3 = Q_{T2} \operatorname{tg} \beta_2 r_2 \frac{\sin (\gamma + \delta)}{\cos \gamma}.$$

Но $Q_{T3} r_3 = Q_{T2} r_2$, поэтому

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_3}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{\sin (\gamma + \delta)}{\cos \gamma}. \quad (4.58)$$

4.14. АВТОМОБИЛЬНАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

Получить самоустанавливающиеся колеса на всех передачах можно, применив арочный зуб. Такая коробка с пятью ступенями для хода вперед, из которых одна ускоряющая, и с одной ступенью для хода назад показана на рис. 4.47. Здесь все передачи постоянного зацепления — включение их осуществляем муфтами.

Осевую подвижность, необходимую для устранения избыточных связей при арочном зубе, можно дать только промежуточному валу, поставив его на пару IV_1 . Ведущему и ведомому валам осевой подвижности давать нельзя. Поэтому вторую осевую подвижность можно получить в соединении ведомых колес с ведомым валом. Для этого надо ведомые колеса ставить на цилиндрические пары IV_1 , а включать их цилиндрическими муфтами III''_5 , оставляющими осевую подвижность. На рис. 4.47 включенной показана вторая передача. Подсчет избыточных связей по структурным формулам дан на том же рисунке слева внизу.

Для заднего хода следует применить прямозубые колеса, поставив промежуточное колесо (на рис. 4.47 не показано) на сферическую пару III'_1 . Осевой подвиж-

ности здесь не требуется, поэтому соединение колеса заднего хода с ведомым валом следует выполнить вращательной парой V_1 . Для заднего хода подсчет избыточных связей по структурным формулам дан справа внизу на рис. 4.47.

4.15. МНОГОСТУПЕНЧАТАЯ КОРОБКА СО СТУПЕНЯМИ ВОЗВРАТА

Такие коробки благодаря малому числу зубчатых колес целесообразны для больших колесных и гусеничных машин. Коробки легко сделать самоустанавливающимися, используя муфты как зубчатые карданы, что хорошо видно на примере восьмиступенчатой коробки (рис. 4.48). В обычной конструкции каждое зубчатое колесо опиралось на два подшипника, расположенных в промежуточных перегородках. Таких перегородок у восьмиступенчатой коробки получилось восемь. Они очень упрощали ее производство и утяжеляли коробку. Избежать этого и устранить избыточные связи можно, если промежуточные колеса будут опираться на вторичный и промежуточный валы с достаточными диаметрами (рис. 4.48).

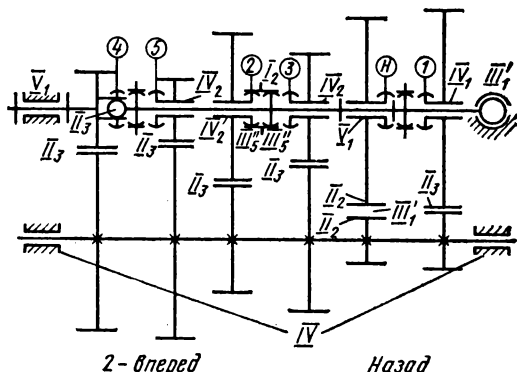
Для самоустанавливаемости промежуточное колесо заднего хода (которое не показано на рис. 4.48) ставим на сферический подшипник. В каждой паре зацепляющих колес одно ставим на сферический подшипник. Для этого выбираем большое колесо, чтобы разместить подшипник достаточной нагрузочной способности. У каждого такого колеса остается одна местная подвижность. Но опыт показал, что она безвредная.

Через ϕ обозначаем знаменатель геометрического ряда передач. Передаточные числа каждой пары зубчатых колес показаны под ними.

В рассматриваемой коробке одновременно переключаются муфты вторичного и промежуточного валов (на рис. 4.48 они соединены осевым пунктиром).

Номера положений муфт на рис. 4.48 обведены квадратом. Нумерация выполнена с учетом того, что сумма номеров включенных муфт давала номер включенной передачи (скорости). Стрелки у номеров положений направлены вверх (мощность на этом участке передается по вторичному валу) или вниз (по промежуточному).

Направление потока мощности показано ломаной линией под схемой механизма на рис. 4.48. Слева от нее даны номера передач, справа — передаточные числа. Номера включенных муфт показаны на ломаной линии (под ними). Внизу справа дан подсчет избыточных связей для вторичной передачи — хода вперед (самой сложной). Подвижность складывается из основной и местных: промежуточного вала и четырех зубчатых колес, поставленных на сферические подшипники. Внизу справа дан подсчет передачи назад. Подвижность складывается из основных и местных промежуточного вала и трех угловых подвижностей двух зубчатых колес, поставленных на сферические подшипники. У одного из этих колес, второго на промежуточном валу, остается две местные подвижности, так как его зубья не передают моменты.



2 - вперед

Назад

$W = 1$	1	1
$n = 5$	-30	30
$\rho_{\bar{V}} = 1$	5	-1
$\rho_{IV} = 2$	8	-4
$\rho_{III} = 3$	9	-9
$\rho_{II} = 3$	6	-12
$\rho_I = 1$	1	-5
$k = 5$	0	0

$W = 1$	1	1
$n = 6$	-36	36
$\rho_{\bar{V}} = 1$	2	10
$\rho_{IV} = 2$	1	4
$\rho_{III} = 4$	12	-12
$\rho_{II} = 4$	8	-16
$\rho_I = 1$	1	-5
$k = 6$	0	0

Рис. 4.47. Автомобильная коробка передач с самоустанавливающимися колесами и арочными зубьями

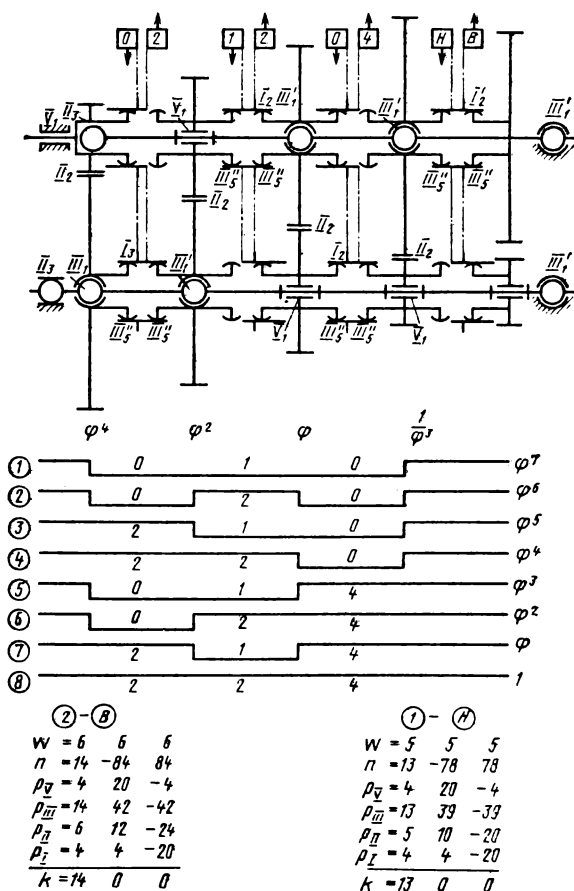
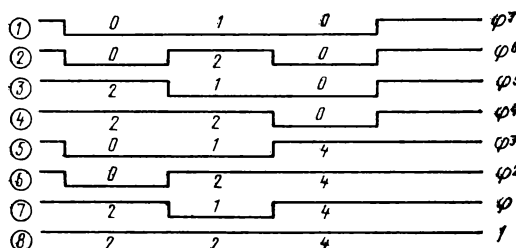
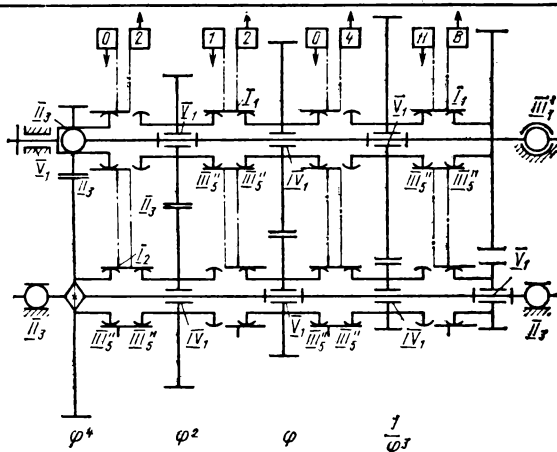


Рис. 4.48. Коробка передач со ступенями возврата с прямыми зубьями

Другой вариант такой коробки возможен при применении колес с арочным зубом, кроме узла заднего хода, где остаются прямозубые колеса и промежуточное колесо на сферической опоре (рис. 4.49). В этом варианте нет колес на сферических подшипниках, размещение которых может встретить затруднение при установке их в коробках с ускоряющими ступенями, и связанных с ними местных угловых подвижностей. У каждой пары зацепляющихся колес одно должно иметь осевую подвижность, т. е. должно быть поставлено на кинематическую пару IV_1 .

Внизу на рис. 4.49 дан подсчет избыточных связей для второй передачи — вперед и первой передачи — назад. У второго случая $w = 3$ — основная подвижность и две осевые подвижности двух колес на подшипниках IV_1 . Эти подвижности приходится вводить в структурные формулы, так как мы не рассматриваем зацепления этих колес, которые ликвидируют местные подвижности.

Рассматриваемые коробки могут быть выполнены и с ускоряющими передачами — с одной (рис. 4.50) и с двумя (рис. 4.51). Обозначения приняты на них те же, что и на рис. 4.48 и 4.49. Кроме того, справа даны числовые значения передаточного числа для случая, когда на первой передаче оно равно восьми.



② - ⑤

$W = 1$	1	1
$n = 13$	-78	84
$\rho_{\bar{v}} = 4$	20	-4
$\rho_{\bar{v}'} = 3$	12	-6
$\rho_{\bar{v}''} = 9$	27	-27
$\rho_{\bar{v}'''} = 7$	14	-28
$\rho_{\bar{v}''''} = 4$	4	-20
$\kappa = 14$	0	0

⑦ - ⑧

$W = 3$	3	3
$n = 12$	-72	78
$\rho_{\bar{v}} = 3$	15	-3
$\rho_{\bar{v}'} = 2$	8	-4
$\rho_{\bar{v}''} = 10$	30	-30
$\rho_{\bar{v}'''} = 6$	12	-24
$\rho_{\bar{v}''''} = 4$	4	-20
$\kappa = 13$	0	0

Рис. 4.49. Коробка передач со ступенями возврата с арочными зубьями

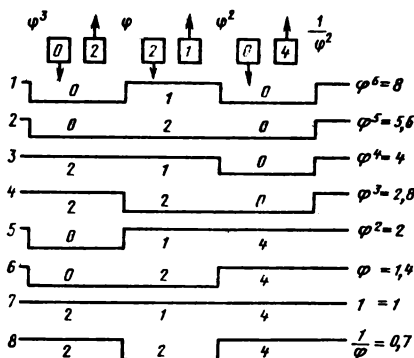


Рис. 4.50. Схема включений с одной ускоряющей передачей

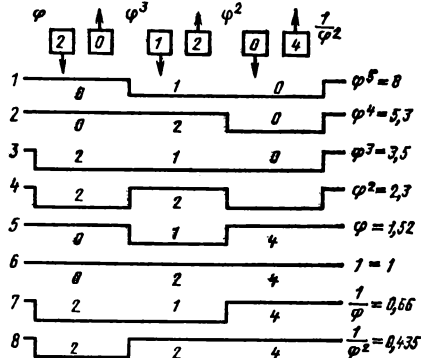


Рис. 4.51. Схема включений с двумя ускоряющими передачами

4.16. МЕХАНИЗМЫ ФРИКЦИОННЫХ ВАРИАТОРОВ

В настоящее время имеется большое число систем фрикционных вариаторов. Пример устранения избыточных связей покажем на одном из лучших вариаторов — многодисковом (рис. 4.52).

Основным недостатком фрикционных передач является большая нагрузка на подшипники: $N = \frac{Q_0}{f}$ (Q_0 — окружная сила; f — коэффициент трения), т. е.

она в $1/f$ раз больше, чем в зубчатых передачах, где нагрузка подшипников равна примерно Q_0 . В многодисковых вариаторах этот недостаток устранен тем, что нормальные силы замыкаются внутри пакета дисков и не передаются на подшипники. Существует и другой путь уменьшения нагрузки на подшипники — использование центробежной силы сателлитов. Он применяется в планетарно-фрикционных вариаторах. Рассмотрим фрикционную передачу с коническими дисками, линейчатым контактом (пара II_2) и нажатием дисков путем натяга при сборке (рис. 4.53). Регулирование передаточного числа здесь возможно изменением межцентрового расстояния. В этой передаче $\omega = 2$ — вторая подвижность вследствие проскальзывания, так как силу трения мы не считаем условием связи в кинематических парах. По формуле (1.1) найдем $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 2 \cdot 1 = 2$. Первая избыточная связь возникла вследствие линейчатого контакта. Она дает неравномерное распределение нагрузки вдоль этого контакта и устраняется применением точечного контакта — пары I_2 .

Вторая избыточная связь — статически неопределимая зависимость силы нажатия N от деформаций звеньев. Она устраняется саморегулированием. Для этого одно из фрикционных колес соединяется с валом винтовой парой V_4 (рис. 4.53, б), и осевая сила винта $N \cos \beta$ используется для нажатия N . Обозначим: R — радиус диска; r — радиус винта; α — угол подъема винтовой линии; $S = 2\pi r \operatorname{tg} \alpha$ — шаг винта. Момент, передаваемый силой трения, $M = fNR$; момент, передаваемый винтом, $M = N \cos \beta r \operatorname{tg} \alpha$. Здесь мы не учли трение в нарезке, так как при работе будет меняться направление движения в винтовой паре, т. е. момент будет изменяться от $N \cos \beta r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$ до $N \cos \beta r \operatorname{tg} (\alpha - \varphi)$, где φ — угол трения, а среднее значение будет $M = N \cos \beta r \operatorname{tg} \alpha$. Приравняв эти моменты, получим $fNR = N \cos \beta r \operatorname{tg} \alpha$, но так как $r \operatorname{tg} \alpha = S/2\pi$, поэтому

$$\frac{R}{\cos \beta} = \frac{S}{2\pi f} = \text{const.}$$

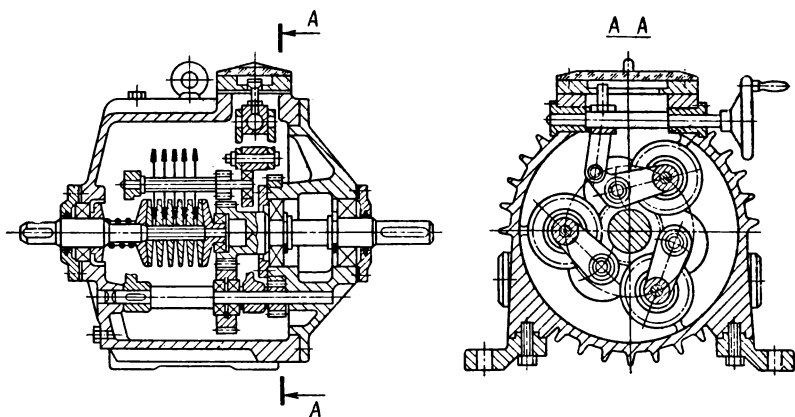


Рис. 4.52. Многодисковый вариатор

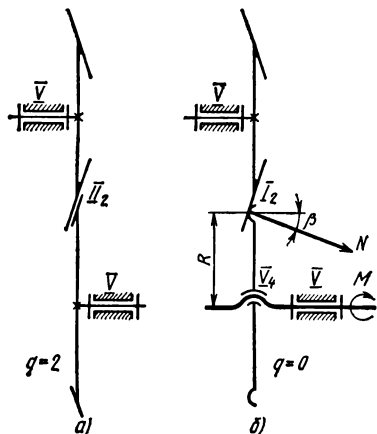


Рис. 4.53. Фрикционная передача с коническими дисками:

а — ручным регулированием нажатия (с двумя избыточными связями); б — с автоматическим регулированием нажатия (без избыточных связей)

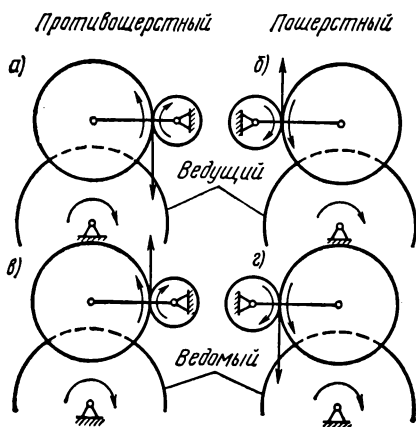


Рис. 4.54. Направление окружной силы, действующей на шестерню бокового блока дисков

В многодисковом вариаторе $\beta = \text{const}$, поэтому и $R = \text{const}$, т. е. устройство, регулирующее нажатие, должно быть установлено на отбуртованном диске, радиус которого не изменяется — безразлично, ведущий он или ведомый.

Для вариантов с переменным углом β диск, на котором ставится устройство, регулирующее нажатие, должен иметь профиль $R/\cos \beta = \text{const}$.

В многодисковых вариаторах встречается особый вид избыточных связей. По своему принципу такие вариаторы являются многопоточными. Если в различных потоках передаточные числа (вследствие неточностей изготовления и сборки) окажутся различными, то неизбежно проскальзывание и с ним изнашивание и уменьшение КПД. Поэтому механизм надо проектировать так, чтобы передаточные числа в различных потоках сами выравнивались, а для этого должны выравниваться передаваемые силы и моменты. Рассмотрим силы, действующие на зубчатое колесо периферийного пакета дисков (рис. 4.54), где угловые скорости показаны стрелками. Угловая скорость центральной шестерни противоположна угловой скорости центрального пакета дисков.

Рассмотрим случай, когда этот пакет выполнен с устройством, регулирующим нажатие, и с отбуртованными дисками. Боковые пакеты должны иметь конические диски. В схемах а и г (см. рис. 4.54) сила, действующая на боковую шестерню, втягивает пакет дисков, а в схемах б и в выталкивает. В схеме а (см. рис. 4.54), если боковой пакет опустится ниже других, то его угловая скорость будет стремиться увеличиваться. Возрастут передаваемый момент и втягивающая сила. Следовательно, пакет будет опускаться еще ниже, и работа будет неустойчивой. В схеме б, если боковой пакет опустится ниже других, то его угловая скорость будет увеличиваться. Возрастут передаваемый момент и выталкивающая сила, которая стремится приподнять пакет и восстановить равновесие, т. е. работа будет устойчивой. Аналогичные рассуждения показывают, что схема в будет неустойчивой, а схема г устойчивой.

Обобщив все сказанное, можно сделать вывод, что при отбуртованных дисках на центральном пакете для устойчивой работы водила боковых пакетов должны быть расположены пошерстно (по направлению окружной скорости) по отношению к центральному пакету.

При отбуртованных дисках на боковых пакетах устойчивая работа будет при противошерстном расположении их водил.

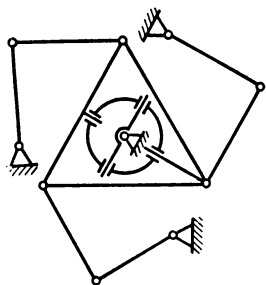


Рис. 4.55. Уравнивательный механизм для многодискового вариатора

Для выравнивания регулирующих сил звено, управляющее передаточным числом, должно быть плавающим. Проще всего его поставить на муфту Ольдгема. Такая схема предложена Л. Н. Решетовым и Я. Я. Гайпелем (рис. 4.55). Предлагаемая схема дает регулирование при постоянной мощности. При этом момент двигателя постоянный, а момент на ведомом валу увеличивается при уменьшении скорости, что наиболее выгодно. Эксперименты Я. Я. Гайпеля показали, что за счет самоустановки значение КПД на полной нагрузке возрастает на 5—

10 %, а потери на трение уменьшаются вдвое. Правда, для этого надо еще уравновесить массу периферийных пакетов, что было сделано пружиной.

4.17. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В кулачковых механизмах самоустанавливаемость может дать равномерное распределение нагрузки по длине контакта и соответствующее увеличение несущей способности и долговечности.

При рычажном толкателе самоустанавливаемость достигается постановкой его на сферическую опору; вторую подвижность можно использовать для устранения избыточной связи между толкателем и ведомым звеном.

При ползунковом толкателе самоустанавливаемость достигается применением цилиндрического ползуна (IV_2), но только при угле давления, отличающемся от нуля, или постановкой ролика на сферический подшипник, но при этом остается одна местная подвижность.

В силовых контактных пальцах самоустанавливаемость может дать уменьшение потребного контактного нажатия в несколько раз.

В цепях управления применяются «мостиковые блокировки», у которых одна пружина прижимает два контакта. В самоустанавливающихся блокировках можно одной пружиной обеспечивать равномерное прижатие трех, четырех и даже пяти контактов, а при использовании обоих концов пружины — даже до восьми контактов и гарантировать скольжение, необходимое для надежной работы (самоочищение).

В зубчатых передачах самоустанавливаемость может дать увеличение несущей способности в несколько раз. Самоустанавливаемость может достигаться применением арочного зуба с осевой подвижностью одного из колес (одинарные передачи): сферических подшипников (III_1) (промежуточные колеса и сложные редукторы) и бочкообразных зубьев (I_2), последние нежелательны из-за невысокой несущей способности, так как при одинаковом передаваемом моменте наибольшая нагрузка по длине зуба в два раза больше, чем при линейчатом контакте.

В редукторах с двумя промежуточными колесами необходим уравнивательный механизм, передаточное число которого различно для каждого направления передаваемого момента.

В редукторах с коническими колесами (автомобильные дифференциалы) выравнивания нагрузок сателлитов можно достичь: при двух сателлитах — плавающей осью, выравнивающей их осевые силы; при трех — плавающим одним из основных зубьев; при четырех — клиновым механизмом, выравнивающим моменты, передаваемые каждой парой сателлитов; когда сателлитов много — шарнирным многуюльником, выравнивающим их осевые силы.

Самоустанавливаемость редуктора, составленного из конической и цилиндрической передач, достигается постановкой блока промежуточных колес на сферический подшипник при соблюдении следующих условий:

этот подшипник должен лежать на прямой, соединяющей середину зубьев обоих зацеплений и составляющей с осью шестерни угол $45^\circ - \delta/2$;

углы спирали в обоих зацеплениях должны определяться из условия равновесия блока промежуточных колес;

оси ведущего промежуточного и ведомого валов должны лежать в одной плоскости.

В автомобильной коробке передач для самоустанавливаемости надо применить арочные зубья (II_3), а осевую подвижность выполнить в муфте включения передач (III_5).

В коробке передач со ступенями возврата целесообразно ведомый и промежуточный валы использовать как оси зубчатых колес. Можно применить прямые зубья (II_2), тогда большие колеса каждой передачи следует поставить на сферические опоры (III'_1). Можно применить арочные зубья, тогда все колеса следует ставить на вращательные пары (V_1) и цилиндрические (IV_1), а осевую подвижность выполнить в муфте включения передач (III''_5).

У фрикционных вариаторов при конструировании надо проверять устойчивость самоустановления. Она может дать повышение КПД до 10 %, уменьшение потерь вдвое и соответствующее улучшение долговечности и температуры.

5.1. ПОДВИЖНОСТИ В ОДНОРЯДНЫХ МЕХАНИЗМАХ

В самоустанавливающихся механизмах допуски вызывают дополнительные движения, для выполнения которых надо предусмотреть соответствующие подвижности. Рассмотрим влияние отклонения в размерах (допусков) на работу однорядного механизма. Для этого возьмем заменяющий механизм с низшими парами. Как известно, эвольвентную зубчатую передачу можно заменить четырехзвенным шарнирным механизмом ON_1N_2C (рис. 5.1), у которого шарниры O и C расположены на осях колес, а шарниры N_1 и N_2 — в точках касания линии зацепления с основными окружностями. Поэтому

$$ON_1 = r_{01} = r_1 \cos \alpha; \quad CN_2 = r_{02} = r_2 \cos \alpha;$$

$$N_1P_{12} = r_1 \sin \alpha; \quad N_2P_{12} = r_2 \sin \alpha;$$

$$N_1N_2 = (r_1 + r_2) \sin \alpha.$$

Аналогично $N'_1N'_2 = (r_3 - r_2) \sin \alpha$. Но в однорядном механизме $r_3 = r_1 + 2r_2$ или $r_3 - r_2 = r_1 + r_2$. Следовательно, $N'_1N'_2 = N_1N_2$.

Так как допуски невелики, будем считать, что размеры звеньев замещающего механизма постоянны. Установим, как влияет отклонение размера водила OC на работу однорядного механизма. Рассмотрим неподвижное водило и перемещающийся в радиальном направлении со скоростью v_c центр сателлита (только в пределах зазоров). Центр P мгновенного вращения сателлита находится в точке пересечения нормали CP к траектории точки C с нормалью $N'_1N'_2P$ к траектории точки N'_1 .

Если углы зацепления колес 1 и 2 и колес 2 и 3 равны, то PN'_2 совпадает с продолжением шатуна $N'_1N'_2$ и скорость $v_{N'_2}$ точки N'_2 перпендикулярна шатуну $N'_1N'_2$. Поэтому точка N'_1 , а с ней и колесо 1 перемещаться не будут. Следовательно, на работу механизма допуск на радиус водила не влияет. Этот допуск необходимо выбирать по радиальным и боковым зазорам зубьев колес 1 и 2 и колес 2 и 3 так, чтобы коэффициент перекрытия не был меньше единицы, т. е. допуск на радиус водила может быть достаточно большим.

Для определения влияния допуска на центральный угол между сателлитами и на работу механизма рассмотрим механизм с неподвижным водилом (рис. 5.2), в котором центр одного сателлита перемещается в тангенциальном направлении со скоростью v_t . Неподвижными будут опорное колесо с точкой N_3 и сателлиты с точками N''_2 и N'''_2 . Центральное колесо 1 будем считать плавающим, поэтому на схеме оно соединено с тремя поводками $N'_1N'_2$, $N''_1N''_2$ и $N'''_1N'''_2$.

Установим влияние перемещения сателлита на смещение центрального колеса. Центром мгновенного вращения сателлита является полюс P_{23} его зацепления с опорным колесом. Скорость v_2 точки N'_1 равна скорости точки N_0 . Поэтому

$$\frac{v_2}{v_t} = \frac{P_{23}N_0}{P_{23}C} = \frac{2r_{03}}{r_2} = 2 \cos \alpha.$$

Центром мгновенного вращения центрального колеса будет точка T' пересечения продолжения шатунов $N'_1N'_2$ и $N''_1N''_2$. При этом

$$OT' = \frac{ON'_1}{\sin 30^\circ} = 2r_0.$$

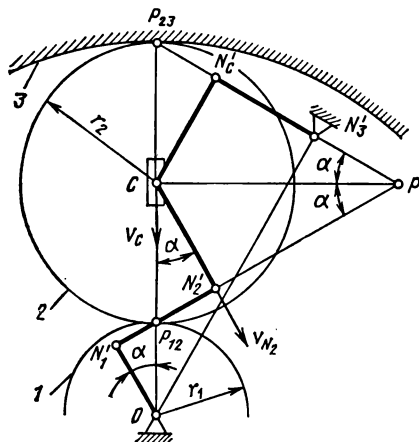


Рис. 5.1. Радиальное смещение спутника

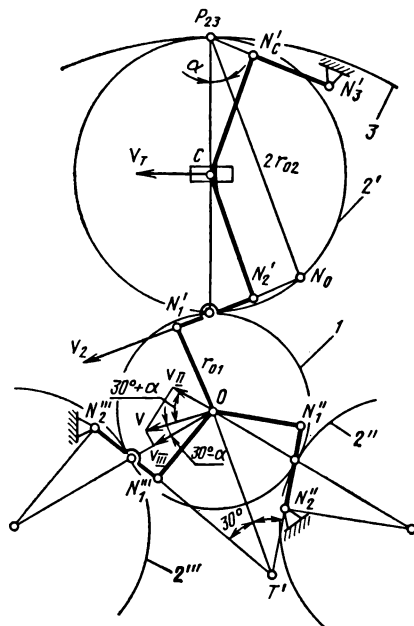


Рис. 5.2. Тангенциальное смещение спутника

Скорость v центра O определим из пропорции

$$\frac{v}{v_2} = \frac{OT}{N_1T} = \frac{2r_{01}}{3r_{01}} = \frac{2}{3}.$$

Умножим полученное уравнение на $\frac{v_2}{v_T} = 2 \cos \alpha$:

$$v = \frac{4}{3} v_T \cos \alpha.$$

Умножим это выражение на промежуток времени Δt :

$$v \Delta t = \frac{4}{3} v_T \Delta t \cos \alpha.$$

Но $v \Delta t = E_{\text{це}}$ — смещение центра колеса 1 , а $v_T \Delta t = e$ — тангенциальное смещение спутника. Поэтому

$$E_{\text{це}} = \frac{4}{3} e \cos \alpha; \quad (5.1)$$

при $\alpha = 20^\circ$

$$E_{\text{це}} \approx \frac{5}{4} e. \quad (5.2)$$

В полученные формулы не вошли радиусы колес. Следовательно, $E_{\text{це}}$ не зависит от передаточного числа узла.

Кроме того, формула для $E_{\text{це}}$ одинаково пригодна и для случая, когда плавающим является колесо 3 с внутренним зацеплением. При работе механизма за счет тангенциального смещения спутника на величину e центр плавающего колеса 1 (или 3) описывает окружность радиуса $E_{\text{це}}$, делая один оборот за время оборота водила. Поэтому его центробежная сила $m E_{\text{це}} \omega_B^2$ невелика, так как значение угловой скорости водила ω_B мало.

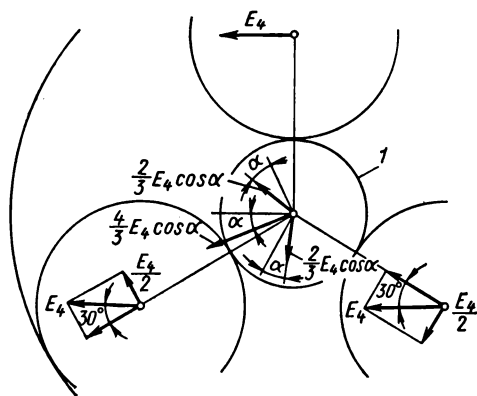


Рис. 5.3. Смещение водила

углы 60° . Полное смещение колеса 1 найдем как их геометрическую сумму, т. е.

$$E_{ц4} = \frac{4}{3} E_4 \cos \alpha + 2 \frac{2}{3} E_4 \cos \alpha \cos 60^\circ,$$

откуда

$$E_{ц4} = 2 E_4 \cos \alpha. \quad (5.3)$$

Тот же вывод можно сделать при помощи многоугольников скоростей (планов повернутых скоростей), приведенных на рис. 5.4, а и б. Точки N'_3 , N''_3 и N'''_3 опорного колеса неподвижны. Водило поступательно смещается влево, поэтому скорости всех центров C' , C'' и C''' одинаковы и изображены отрезком pc (см. рис. 5.4, а). Скорости точек N'_c , N''_c и N'''_c найдем проведением параллелей к звеньям. При этом точки n'_c , n''_c и n'''_c располагаются на окружности диаметром pc , так как угол, опирающийся на диаметр, прямой, а векторы скоростей попарно перпендикулярны. Скорости точек N'_2 , N''_2 и N'''_2 также найдем проведением параллели к звеньям — сторонам равнобедренных треугольников $C'N'_cN'_2$, $C''N''_cN''_2$ и $C'''N'''_cN'''_2$. Поэтому $cn'_2 = cn'_c$ и составляет с ними угол $180^\circ - 2\alpha$. То же можно сказать про отрезки cn''_2 и cn'''_2 .

Точки n'_2 , n''_2 и n'''_2 располагаются на такой же окружности диаметром pc , как и точки n'_c , n''_c и n'''_c . Плавающее колесо 1 висит на трех поводках $N'_1N'_2$, $N''_1N''_2$ и $N'''_1N'''_2$, поэтому нахождение скорости этого звена необходимо начинать с определения скоростей особых точек: T' , T'' и T''' пересечения поводков.

Вследствие попарной перпендикулярности звеньев и соответственно параллельных им отрезков скоростей изображения особых точек будут находиться на конце диаметра с (t' , t'' , t''') и совпадут между собой. Так как эти точки представляют собой точки колеса 1, скорости которых равны, то колесо 1 движется поступательно и его скорость изображается отрезком pt . Из равнобедренного треугольника pct (см. рис. 5.4, а)

$$\frac{pt'}{pc} = 2 \cos \alpha = \frac{E_{ц4}}{E_4},$$

т. е. получается та же формула (5.3). Центр плавающего колеса будет двигаться по окружности радиусом $E_{ц4}$, вызванного эксцентриситетом водила, делая один оборот за время оборота водила. Этот радиус, также связанный с углом перекоса и стрелой бочкообразности, должен служить основой для определения допуска на эксцентриситет водила. Выведенная зависимость позволяет легко рассмотреть случай плавающего водила.

Если водило выполнено с эксцентриситетом E_4 (рис. 5.3), то параллельно, на величину эксцентриситета, сместятся центры всех трех сателлитов. Для положения, показанного на схеме рис. 5.3, тангенциальное смещение верхнего сателлита будет равно $E_4/2$, двух боковых — каждого по $E_4/2$.

Смещение центра колеса 1, вызываемое тангенциальным смещением верхнего сателлита, $4/3 E_4 \cos \alpha$ составляет угол α с направлением эксцентриситета.

Смещение колеса 1, вызываемое тангенциальным смещением каждого из нижних сателлитов и равное $2/3 E_4 \cos \alpha$, составляет с первым смещением

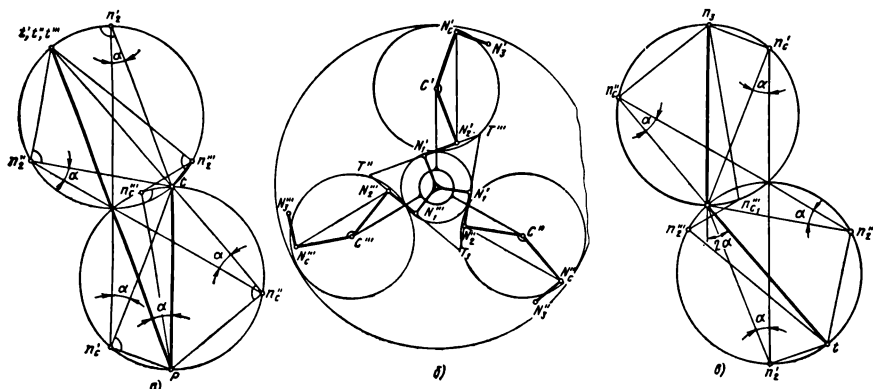


Рис. 5.4. Однорядный планетарный механизм с тремя спутниками:

a — многоугольник скоростей при перемещении водила; $б$ — схема механизма; $в$ — многоугольник скоростей при перемещении зубчатого венца

Если центральное колесо переместится в радиальном направлении на величину E_1 , то смещение плавающего водила

$$E_{B1} = \frac{E_1}{2 \cos \alpha}.$$

Если первое центральное колесо посажено на вал с эксцентриситетом E_1 , то плавающее водило будет описывать окружность радиуса E_B , делая один оборот за время одного оборота первого центрального колеса. Центробежная сила водила

$$\omega_1^2 m_B E_{B1} = \omega_1^2 \frac{m_B E_1}{2 \cos \alpha}.$$

Так как ω_1 имеет большую величину, то центробежная сила может быть значительной. Чтобы ее уменьшить, следует величину допустимого эксцентриситета центрального колеса брать небольшой (при плавающем водиле).

Случай эксцентриситета E_3 (биения) венца можно также рассмотреть с помощью многоугольника скоростей (см. рис. 5.4, б, в). Будем считать водило неподвижным. Тогда точки C' , C'' и C''' совпадут с полюсом p . Считаем, что венец движется горизонтально. Тогда скорости точек N'_3 , N''_3 , N'''_3 будут одинаковы и изобразятся отрезком pn_3 . Точки n'_3 , n''_3 и n'''_3 , так же как и на рис. 5.4, а, найдем проведением параллелей к звеньям. Они располагаются на окружности диаметром pn_3 . Аналогично точки n'_2 , n''_2 и n'''_2 найдем проведением параллелей к звеньям — сторонам жестких равнобедренных треугольников. Местом их расположения будет окружность диаметром $pt = pn_3$.

Все три особые точки совпадают в одной точке t на конце диаметра pt . Следовательно, плавающее колесо I движется поступательно, и скорости всех его точек изображаются отрезком pt . Поэтому эксцентриситет E_3 вызывает равное ему смещение центра колеса I . Направление этого смещения составит угол $180^\circ - 2\alpha$ с направлением E_3 .

Чтобы установить влияние эксцентриситета (биения) спутника на работу механизма, рассмотрим передачу с неподвижным водилом и плавающим центральным колесом (рис. 5.5). Центр спутника (промежуточного колеса) здесь движется по окружности радиуса, равного его эксцентриситету E_2 . Разложим смещение спутника на радиальное и тангенциальное. Первое из них не влияет на положение центрального колеса, второе изменяется по гармоническому закону, так как оно является проекцией точки, двигающейся равномерно по окружности. Тангенциальное смещение спутника вызывает пропорциональное ему смещение плавающего

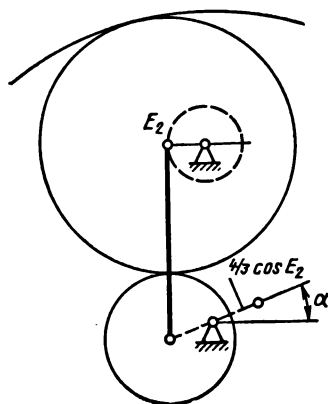


Рис. 5.5. Перемещение плавающего колеса за счет эксцентриситета сателлита

центрального колеса. Следовательно, центр плавающего колеса будет двигаться прямолинейно по гармоническому закону с амплитудой $4/3 (E_2 \cos \alpha)$. Направление этого движения составляет угол α с направлением тангенциального смещения, а его период соответствует одному обороту сателлита. Если эксцентриситет имеют все три сателлита, то перемещения центрального колеса, вызванные ими, складываются геометрически. Для самого неблагоприятного случая эта сумма будет равна

$$A_{\text{ц}} = \frac{4}{3} E_2 \cos \alpha + 2 \frac{4}{3} E_2 \cos \alpha \cos 60^\circ = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha, \quad (5.4)$$

т. е. амплитуда удваивается, а не утраивается.

Максимальная сила инерции центрального колеса равна

$$\omega_2^2 m_1 \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha.$$

Если плавающим является водило, то оно будет двигаться по той же прямой и с тем же периодом, но с амплитудой в $2 \cos \alpha$ раза меньшей [см. формулу (5.3)], т. е. с амплитудой $4E_2/3$.

Максимальная сила инерции водила равна $\omega_2^2 m_b \frac{4}{3} E_2$.

В планетарном механизме остается гармоническое колебание плавающего звена, вызванное эксцентриситетом сателлита. Амплитуда в случае плавающего центрального колеса по-прежнему составляет $8/3 (E_2 \cos \alpha)$, а при плавающем водиле $4E_2/3$.

Только прямая, по которой происходят эти колебания, не остается неподвижной, а вращается вместе с водилом. Период этого колебания, т. е. время между крайними положениями, соответствует времени одного оборота сателлита относительно водила.

Влияние биения сателлитов на работу механизма можно исключить или во всяком случае сильно уменьшить правильной установкой направлений эксцентриситетов сателлитов при сборке, так чтобы их воздействия на механизм уравнивали друг друга. Для этого направления эксцентриситетов (направления биения) при сборке устанавливаются в разные стороны по «вееру» и ставят в редуктор сателлиты с одинаковым эксцентриситетом путем селективного подбора.

Формулы (5.1)–(5.4) можно свести в табл. 5.1, в которой по аргументу (допуску) легко найти, как он повлияет на эксцентриситет плавающего колеса или плавающего водила.

Самым невыгодным случаем является тот, при котором эксцентриситеты складываются и влияют на суммарный перекос плавающего звена.

При плавающем центральном колесе его эксцентриситет складывается из эксцентриситетов: его собственного E_1 , опорного колеса E_3 , вызванного тангенциальным смещением сателлита $E_{\text{це}} = \frac{4}{3} e \cos \alpha$, вызванного эксцентриситетом водила $E_{\text{ц4}} = 2E_4 \cos \alpha$ и бокового смещения, вызванного эксцентриситетом всех трех сателлитов, т. е. $A_{\text{ц}} = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha$.

Так как перечисленные эксцентриситеты являются случайными (независимыми), целесообразно применить квадратичное сложение. Поэтому полное смещение $E_{\text{ц}}^2 = E_{\text{ц1}}^2 + E_3^2 + E_{\text{це}}^2 + E_{\text{ц4}}^2 + A_{\text{ц2}}^2$, или

$$E_{\text{ц}}^2 = E_1^2 + E_3^2 + \left(\frac{4}{3} e \cos \alpha \right)^2 + (2E_4 \cos \alpha)^2 + \left(\frac{8}{3} E_2 \cos \alpha \right)^2. \quad (5.5)$$

Т а б л и ц а 5.1

Эксцентриситет дефектного звена	Эксцентриситет	
	плавающего звена	плавающего валика
e	$E_{це} = \frac{4}{3} e \cos \alpha$	$E_{ве} = \frac{2}{3} e$
E_1	$E_{ц1} = E_1$	$E_{в1} = \frac{E_1}{2 \cos \alpha}$
E_2	$A_{ц2} = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha$	$A_{в2} = \frac{4}{3} E_2$
E_3	$E_{ц3} = E_3$	$E_{в3} = \frac{E_3}{2 \cos \alpha}$
E_4	$E_{ц4} = 2E_4 \cos \alpha$	$E_{в4} = E_4$

Выведенная формула справедлива как при плавающем малом центральном колесе, так и при плавающем колесе с внутренним зацеплением. При плавающем валике его смещение будет в 2 $\cos \alpha$ раз меньше, т. е.

$$E_v^2 = \frac{E_1^2 + E_3^2}{(2 \cos \alpha)^2} + \left(\frac{2}{3} e \right)^2 + E_4^2 + \left(\frac{4}{3} E_2 \right)^2. \quad (5.6)$$

Смещение плавающего звена вызывает его перекося. Наиболее неблагоприятным случаем является тот, когда смещения в узлах, на которые плавающее звено опирается, направлены в противоположные стороны. Считая эти смещения одинаковыми, получим угол перекося $\delta = 2E/l$, где l — длина плавающего звена.

Перекося осей вызывает зазоры по краям зубьев, т. е. работа их становится аналогичной бочкообразным зубьям. Правда, практически стрела бочкообразности совершенно ничтожна, все же ее величину следует проверить по формуле (4.31):

$$f = \frac{(b\delta)^2}{32m(z_1 + z_2) \sin^3 \alpha}, \text{ где } b \text{ — длина зуба.}$$

По величине этой стрелы можно установить допуск на детали механизма. Конечно, эти допуски значительно больше, чем для статически неопределимого механизма.

Пример. Для плавающего центрального колеса $m = 3$; $z_1 = 20$; $z_2 = 40$; $\alpha = 20^\circ$; $e = 0,2$ мм; $b = 25$ мм; $l = 100$ мм; $E_1 = E_2 = E_3 = E_4 = 0,05$ мм.

Тогда по формуле (5.5)

$$\begin{aligned} E_{ц}^2 &= E_1^2 + E_3^2 + \left(\frac{4}{3} e \sin \alpha \right)^2 + (2E_4 \cos \alpha)^2 + \left(\frac{8}{3} E_2 \cos \alpha \right)^2; \\ E_{ц}^2 - 2 \cdot 0,05^2 + \left(\frac{4}{3} \cdot 0,2 \sin 20^\circ \right)^2 + (2 \cdot 0,05 \cos 20^\circ)^2 + \left(\frac{8}{3} \cdot 0,05 \cos 20^\circ \right)^2; \\ E_{ц}^2 &= 2 \cdot 0,05^2 + 0,251^2 + 0,094^2 + 0,125^2; \quad E_{ц} = 0,303 \text{ мм}; \\ \delta &= \frac{2E}{l} = \frac{2 \cdot 0,303}{100} = 0,00606; \quad f = \frac{(25 \cdot 0,00606)^2}{32 \cdot 3 \cdot 60 \sin^3 20^\circ} = 0,0000998 \text{ мм} \approx 0,1 \text{ мкм}, \end{aligned}$$

т. е. несмотря на такие большие допуски, при сферических опорах сателлитов стрела бочкообразности оказалась совершенно ничтожной, и, следовательно, практически зубья имеют линейчатый контакт.

5.2. ДОПУСКИ В ОДНОРЯДНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Предусмотренные ГОСТ 1643—81 значения наименьших смещений исходного контура A_n и значения допусков на смещение исходного контура T_n не только обеспечивают создание гарантированного бокового зазора j_n , но и учитывают также возможные погрешности изготовления и монтажа, вызванные отклонением меж-

осевого расстояния f_a , биением зубчатых венцов F_r , отклонением в направлении зубьев F_β , отклонением от параллельности f_x , перекосом осей f_y , отклонением основного шага на обоих колесах пары f_{pb} .

Планетарным механизмам наряду с указанными погрешностями, учтенными стандартными допусками на зубчатые передачи, присущи специфические погрешности, связанные с наличием водила и нескольких сателлитов. Они требуют специального подхода к выбору коэффициентов смещения и геометрическому расчету передач [7].

Планетарный однорядный механизм без плавающих звеньев. Специфическими погрешностями, присущими многосателлитному планетарному механизму, являются эксцентриситет водила E_4 и тангенциальное перемещение e , определяемое допуском на угол между сателлитами. Для компенсации этих погрешностей необходимо уменьшить номинальную толщину зубьев колес.

Определим дополнительный коэффициент смещения исходного контура Δx , учитывающий тангенциальное перемещение центра сателлита из «идеального» положения на величину E_{τ_2} . Поскольку направления e и E_4 независимы, то

$$E_{\tau_2} = \sqrt{e^2 + E_4^2}. \quad (5.7)$$

Центральные колеса в многосателлитном механизме можно считать зафиксированными в данный момент времени относительно друг друга. Перемещение центра сателлита на величину E_{τ_2} вызовет наложение профилей зубьев. Чтобы сборка оказалась возможной, необходимо уменьшить толщину зубьев по дуге начальной окружности на величину

$$j_w = 2E_{\tau_2}. \quad (5.8)$$

Боковой зазор по контактной нормали

$$j_n = j_w \cos \alpha_w. \quad (5.9)$$

Дополнительный коэффициент смещения, обеспечивающий j_n ,

$$\Delta x' = \frac{j_n}{2m \sin \alpha}. \quad (5.10)$$

Дополнительный коэффициент смещения может быть отнесен как к центральному колесу z_1 , так и к сателлиту z_2 . При передаточном числе механизма $u > 3$ и малозубом колесе z_1 уменьшение коэффициента смещения x_1' может вызвать недопустимый подрез зубьев колеса z_1 . В этом случае целесообразно компенсировать погрешности за счет уменьшения коэффициента смещения сателлита, т. е. принять $\Delta x_2' = \Delta x'$, как это и сделано ниже.

Коэффициент смещения сателлита

$$x_2' = x_2 - \Delta x_2'. \quad (5.11)$$

При проверке геометрических показателей качества зацеплений следует учитывать возможность совпадения направления эксцентриситета E_4 водила с линией центров.

Планетарный механизм с плавающим звеном. Рассмотрим влияние каждого из допусков, присущих планетарному механизму, на перемещение плавающего звена z_1 и связанное с этим потребное изменение геометрических параметров колес.

Допуск на центральный угол между сателлитами (рис. 5.6, а) вызывает перемещение плавающего звена z_1 , определенное по формуле

$$E_{це} = \frac{4}{3} e \cos \alpha_w.$$

При этом межосевое расстояние a_w в зацеплении $z_1 x_2'''$ уменьшится до величины $a_w'' = O_2' O' \approx O_3 B$. Тогда

$$a_{w12}'' = a_w - E_{це} \cos (30^\circ - \alpha_w). \quad (5.12)$$

Угол зацепления уменьшится до значения

$$\alpha_{w12}''' = \arccos \left[\frac{m(z_1 + z_2)}{2a_{w12}''} \cos \alpha \right]. \quad (5.13)$$

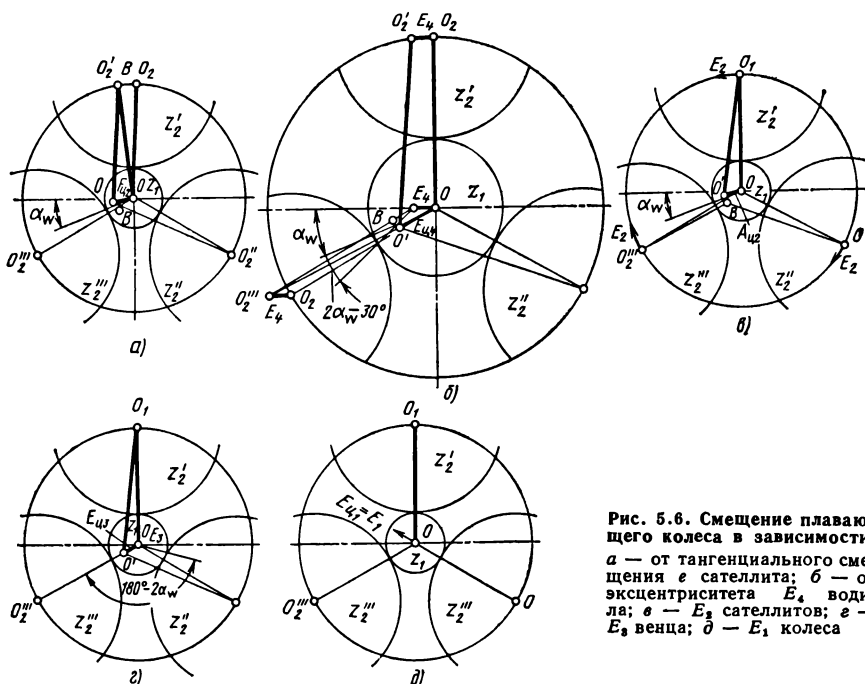


Рис. 5.6. Смещение плавающего колеса в зависимости: а — от тангенциального смещения e сателлита; б — от эксцентриситета E_4 водила; в — E_2 сателлитов; г — E_2 венца; δ — E_1 колеса

Чтобы перемещение плавающего звена не вызывало заклинивания механизма, необходимо уменьшить толщину зубьев по сравнению с ее теоретическим значением. Таким образом, при идеальном расположении центров колес возникает некоторый боковой зазор, который должен быть таким, чтобы при межосевом расстоянии a_{w12}'''' зацепление z_1, z_2'''' стало беззазорным. Дополнительный коэффициент смещения $\Delta x_2(e)$, компенсирующий уменьшение межосевого расстояния,

$$\Delta x_2(e) = x_1 + x_2 - \frac{(\text{inv } \alpha_{w12}'''' - \text{inv } \alpha)(z_1 + z_2)}{2 \tan \alpha}. \quad (5.14)$$

Эксцентриситет E_4 водила вызывает (см. рис. 5.6, б) перемещение плавающего колеса z_1 на величину $E_{ц4} = 2E_4 \cos \alpha_w$. При этом все межосевые расстояния изменятся. Наибольшего дополнительного коэффициента смещения для компенсации изменения межосевого расстояния требует зацепление z_1, z_2'''' .

Межосевое расстояние в этом зацеплении (см. рис. 5.6, б)

$$a_{w12}'''' = O_2''''B = a_w - E_4 \cos(2\alpha_w - 30^\circ). \quad (5.15)$$

По выражению (5.13) определим угол α_{w12}'''' , по выражению (5.14) — дополнительный коэффициент смещения $\Delta x_2(E_4)$.

Эксцентриситет E_2 сателлитов в самом неблагоприятном случае вызовет перемещение плавающего колеса z_1 на величину

$$A_{цз} = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha_w.$$

При определении изменившихся межосевых расстояний учтем лишь перемещение $A_{цз}$ плавающего звена, так как биение E_3 зубчатых венцов стандартизовано. По рис. 5.6, в

$$a''_{w12} = a_w - A_{цз} \cos(30^\circ - \alpha_w). \quad (5.16)$$

По выражениям (5.13) и (5.14) определим соответственно α''_{w12} и $\Delta x_2(E_3)$. Эксцентриситет E_3 колеса z_3 вызовет перемещение плавающего звена z_1

$$E_{цз} = E_3. \quad (5.17)$$

Биение E_3 зубчатого венца стандартизовано. Наименьшее межосевое расстояние при перемещении плавающего звена z_1 на величину $E_{цз}$ в самом неблагоприятном случае (рис. 5.6, г) составит

$$O_2 O' = a''_{w12} = a_w = E_{цз}. \quad (5.18)$$

Угол зацепления α''_{w12} и дополнительный коэффициент смещения $\Delta x_2(E_3)$, компенсирующий перемещение z_1 , определим соответственно по выражениям (5.13) и (5.14).

Эксцентриситет E_1 колеса z_1 стандартизован.

Поскольку рассмотренные погрешности являются случайными, не зависящими друг от друга, суммарный дополнительный коэффициент смещения может быть получен квадратичным сложением:

$$\Delta x_2'' = \sqrt{\Delta x_{2(e)}^2 + \Delta x_{2(E_1)}^2 + \Delta x_{2(E_3)}^2 + \Delta x_{2(E_4)}^2}. \quad (5.19)$$

Коэффициент смещения сателлита

$$x_2'' = x_2 - \Delta x_2''. \quad (5.20)$$

Наименьшее межосевое расстояние пары внешнего зацепления $a_{w12 \min}$ можно определить по найденному значению x_2'' по известным зависимостям (5.10) и (5.11).

Коэффициент перекрытия e_3 следует проверить по наибольшему значению, которое может принять в результате «плавания» колес межосевого расстояния $a_{w12 \max}$.

5.3. ТРЕНИЕ В СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Самоустанавливающееся звено соединяют с приводным валом при помощи подвижного соединения (зубчатого кардана, муфты Ольдгема, шарнирного кардана). Трение в подвижном соединении нарушает равенство сил, действующих на сателлиты (рис. 5.7).

Обозначим: Q_0 — средняя окружная сила; Q_1 , Q_2 и Q_3 — нормальные силы, передаваемые сателлитами; F — сила трения в подвижном соединении; β — угол между этой силой и Q_1 .

$$\text{Тогда } Q_1 + Q_2 + Q_3 = \frac{3Q_0}{\cos \alpha}.$$

Проектируем силы на направление Q_1 :

$$-Q_1 + \frac{Q_2 + Q_3}{2} + F \cos \beta = 0.$$

Умножим последнее выражение на два и вычтем из первого, получим

$$3Q_1 - 2F \cos \beta = \frac{3Q_0}{\cos \alpha}.$$

Отсюда найдем

$$Q_1 = \frac{Q_0}{\cos \alpha} + \frac{2}{3} F \cos \beta.$$

Рассмотрим, как будут изменяться силы, передаваемые сателлитами, у одно-рядного планетарного механизма с плавающим центральным (солнечным) колесом

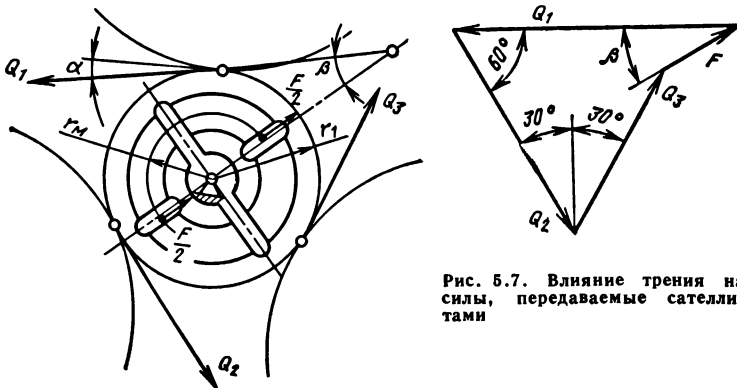


Рис. 5.7. Влияние трения на силы, передаваемые сателлитами

вследствие трения в соединительном механизме. При эксцентриситете водила E плавающее колесо сместится на $E_{п4} = 2E_4 \cos \alpha$ в направлении, составляющем угол α с направлением E_4 . При вращении водила центр плавающего колеса будет двигаться по окружности радиусом $E_{п4}$ с тем же периодом, т. е. положение центрального колеса относительно водила не меняется. Значит, $\beta = \text{const}$, а силы Q_1 , Q_2 и Q_3 будут постоянными, но, конечно, не равными. Совершенно так же будет обстоять дело при тангенциальном смещении сателлита.

Рассмотрим эксцентриситет опорного колеса E_3 , который может быть особенно велик, так как на него влияет точность нескольких соединений. От эксцентриситета E_3 центр плавающего колеса сместится на $E_{п3} = E_3$ в направлении под углом 2α и будет оставаться неподвижным. Поэтому β будет равен углу поворота водила, а силы Q_1 , Q_2 и Q_3 будут изменяться по синусоидам первого порядка, сдвинутым относительно друг друга на 120° .

Аналогичным образом в зависимости от эксцентриситета плавающего колеса силы Q_1 , Q_2 и Q_3 будут изменяться по синусоидам с периодом, равным одному обороту этого колеса относительно водила.

$$\text{При } \beta = 0 \quad Q'_1 = \frac{Q_0}{\cos \alpha} + \frac{2}{3} F.$$

$$\text{При } \beta = 180^\circ \quad Q'_1 = \frac{Q_0}{\cos \alpha} - \frac{2}{3} F.$$

Найдем коэффициент возрастания сил, т. е. отношение максимальной силы к средней:

$$\Omega = \frac{Q'_1}{Q_0} \quad \text{или} \quad \Omega = 1 + \frac{2}{3} \frac{F}{Q_0} \cos \alpha. \quad (5.21)$$

В муфте Ольдгема (см. рис. 5.7)

$$F = 3Q_0 \frac{r_1}{r_m} f, \quad (5.22)$$

где r_m — средний радиус муфты.

Подставляя это выражение в формулу (5.21), получим

$$\Omega = 1 + 2 \frac{r_1}{r_m} f \cos \alpha.$$

При $f = 0,1$, приняв $\frac{r_1}{r_m} \cos \alpha = 1$, получим $\Omega = 1,2$.

Если учесть, что без уравнивающего механизма принято силы считать действующими на два сателлита из трех, то практически муфта Ольдгема никакого уравнивания не дает и применять ее не следует. Исключение будет в том случае, если

ползуны в ней заменить роликами на подшипниках качения. Такие механизмы предложены Ю. А. Грином, и их применяют в планетарных механизмах, составленных из двух колес внутреннего зацепления (см. рис. 5.23).

Зубчатый кардан накладывает три условия связи — передает силы по двум осям и момент вокруг третьей оси, т. е. является кинематической парой III_2^2 третьего класса. Но если в нем поставлены ограничительные кольца, то кардан может передавать силу и по третьей оси. Поэтому зубчатый кардан с ограничительными кольцами будем считать парой IV_2 четвертого класса.

Для уменьшения коэффициента возрастания сил длину кардана l следует брать возможно большей (что вызывает увеличение габаритов), а r возможно меньшим. Поэтому выгоднее всего плавающим звеном делать малое центральное колесо и хуже всего большое опорное. Плавающее водило займет промежуточное место. Подсчитаем коэффициент возрастания сил.

Для ориентировочного расчета возьмем $M_M = 0,1 M$. Тогда

$$F = \frac{M_M}{l} = \frac{0,1M}{l} = \frac{0,1 \cdot 3Q_0 r}{l}.$$

Подставив это значение в формулу (5.7), получим

$$\Omega = 1 + 0,2 \frac{r}{l} \cos \alpha. \quad (5.23)$$

Эту формулу следует рассматривать как ориентировочную. При малом плавающем центральном колесе возьмем $\frac{r}{l} = \frac{7}{10}$ и $\alpha = 20^\circ$.

Из формулы (5.23) найдем $\Omega = 1 + 0,2 \frac{7}{10} \cos 20^\circ = 1,13$, т. е. значение Ω возрастает на 13 %. Чтобы его уменьшить, надо увеличить длину карданного вала.

При плавающем опорном венце возьмем $\frac{r}{l} = \frac{28}{7} = 4$ и из формулы (5.23) получим $\Omega = 1 + 0,2 \cdot 4 \cos 20^\circ = 1,75$, т. е. значение Ω возрастает на 75 %. Поэтому такое устройство может компенсировать только эксцентриситет самого опорного колеса, так как эта компенсация происходит один раз при пуске, и трение здесь не влияет на распределение сил. Компенсировать неточность других звеньев оно не может, так как эти звенья вызывают колебательное движение опорного колеса, и трение в зубчатом кардане здесь проявляется полностью. Правда, здесь не учтена упругость венца, которая несколько выравнивает нагрузки. Рассмотрим силы при шарнирном кардане (рис. 5.8). Нагрузка на шип кардана равна $\frac{3Q_0 r}{2R}$.

Момент от трения в кардане (с учетом работы двух шипов) равен

$$2 \frac{3Q_0 r}{2R} \frac{\pi}{2} f \frac{d_K}{2}.$$

Здесь трение (для запаса) взято по формуле новой цапфы с приведенным коэффициентом трения $\frac{\pi}{2} f$.

Приведенная сила трения

$$F = \frac{3\pi Q_0 r d_K f}{4Rl}. \quad (5.24)$$

Подставим это значение в формулу (5.7):

$$\Omega = 1 + \frac{\pi}{2} \frac{r}{l} \frac{d_K}{R} f \cos \alpha. \quad (5.25)$$

При $\frac{r}{l} = 0,7$ (как и выше), $f = 0,1$ и $\frac{d_K}{R} = \frac{1}{5}$ по формуле (5.25) получим

$$\Omega = 1 + \frac{\pi}{2} 0,7 \frac{1}{5} 0,1 \cos 20^\circ = 1,021.$$

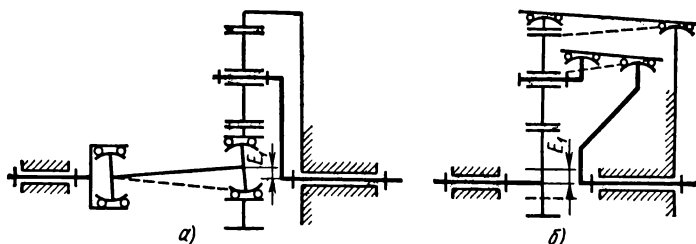


Рис. 5.10. Движение соединительного механизма:

а — при эксцентриситете плавающего звена; б — при эксцентриситете другого звена

Карданный шарнир может располагаться в плоскости зубчатого колеса (см. рис. 5.10, а) или быть смещенным на длину карданного вала (см. рис. 5.8 и 5.10, а). Их влияние на структуру механизма совершенно разное.

Каждый плоскостный кардан устраняет две угловые избыточные связи. В одно-рядном механизме можно поставить на два звена два плоскостных кардана и устранить четыре угловые избыточные связи.

Каждый смещенный кардан (за счет поворота карданного вала) устраняет две линейные избыточные связи, которые создают неравномерное распределение нагрузки между сателлитами. Угловых избыточных связей он устранять не может.

Постановка второго смещенного кардана на второе плавающее звено (два плавающих звена на двойных карданах) не устранил угловых избыточных связей, а создаст две линейные поперечные подвижности (см. рис. 5.4, а—в).

5.4. СИЛЫ ТЯЖЕСТИ И РАСПОРНЫЕ

Равномерность распределения нагрузки между сателлитами искажает и сила тяжести плавающего звена. Рассмотрим, как влияют на это искажение размеры механизма, которые пропорциональны модулю m . Сила тяжести (вес) зубчатого колеса, который, как обычно, будем считать пропорциональным объему делительного цилиндра, будет

$$G = \rho g V = \rho g \frac{\pi d^2}{4} b = \frac{\pi}{4} \rho g (mz)^2 \psi_m m = \frac{\pi}{4} \rho g z^2 \psi_m m^3,$$

т. е. пропорционален кубу модулю. Это можно было бы получить сразу из подобия размеров редукторов, даже не делая приведенного выше допущения. Рассмотрим два механизма а и б, параметры которых будем обозначать соответствующими индексами. Тогда

$$\frac{G_a}{G_b} = \frac{m_a^3}{m_b^3}. \quad (5.26)$$

Окружные силы при расчете на изгиб найдем из [27]:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2Y_F K M}{z \psi_m [\sigma]_{\text{из}}}},$$

где Y_F — коэффициент формы зуба; K — коэффициент нагрузки; $M = Q \frac{d}{2}$ — передаваемый момент; $\psi_m = b/m$ — коэффициент длины зуба; $[\sigma]_{\text{из}}$ — напряжение изгиба.

Подставляя в эту формулу значения M и $d = mz$, получим

$$m = \sqrt[3]{\frac{Y_F K Q}{\psi_m [\sigma]_{\text{из}}}}.$$

Для механизмов a и b

$$m_a = \sqrt{\frac{Y_F K Q_a}{\psi_m [\sigma]_a}}; \quad m_b = \sqrt{\frac{Y_F K Q_b}{\psi_m [\sigma]_b}},$$

откуда

$$\frac{m_a}{m_b} = \sqrt{\frac{Q_a}{Q_b}}, \quad \text{или} \quad \frac{Q_a}{Q_b} = \frac{m_a^2}{m_b^2}, \quad (5.27)$$

т. е. зависимость не кубичная, как в формуле (5.26), а квадратная.

Такая же зависимость получается при расчете на контактную прочность. Из [27]

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\Sigma \sqrt{\frac{q}{d_1} \frac{u \pm 1}{u}},$$

где σ_H — контактное напряжение; $Z_H Z_M Z_\Sigma$ — коэффициенты, учитывающие форму соприкасающихся поверхностей, механические свойства материалов колес и торцовый коэффициент перекрытия; $u = \frac{z_2}{z_1}$; $q = \frac{Q}{b}$; $d_1 = m z_1$; $\psi_m = \frac{b}{m}$.

Подставляя эти значения, получим

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\Sigma \sqrt{\frac{Q}{\psi_m m^2 z_1} \frac{u \pm 1}{u}},$$

откуда

$$m = \frac{Z_H Z_M Z_\Sigma}{\sigma_H} \sqrt{\frac{u \pm 1}{\psi_m z_2}} \sqrt{Q}.$$

Получим $\frac{m_a}{m_b} = \sqrt{\frac{Q_a}{Q_b}}$ или $\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{m_a^2}{m_b^2}$, т. е. ту же формулу (5.27).

Поделив формулу (5.26) на (5.27), найдем

$$\frac{G_a}{Q_a} : \frac{G_b}{Q_b} = \frac{m_a}{m_b}, \quad (5.28)$$

т. е. чем больше модуль (размер редуктора), тем больше сила тяжести плавающего звена искажает распределение нагрузки между сателлитами. Поэтому при больших модулях особенно важна малая масса плавающего звена, т. е. в качестве плавающего звена необходимо брать солнечное колесо, а не венец и не водило. В известном механизме Штекихта это условие нарушено (см. § 5.5).

Сказанное полностью относится к механизму с горизонтальным валом с тремя промежуточными (паразитными) колесами.

В механизмах с вертикальным валом сила тяжести плавающего звена не влияет на распределение нагрузки между сателлитами. Однако центробежные силы сателлитов, хотя и не влияют на распределение нагрузки между ними, должны быть учтены при проектировании, особенно у быстроходных редукторов, где они бывают очень велики.

Сравним центробежные силы сателлитов для двух случаев: при одинаковых угловых скоростях водила и при одинаковых окружных скоростях центра сателлита.

Для первого случая $C = \omega^2 m \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{G}{9.81}$, откуда

$$\frac{C_a}{C_b} = \frac{m_a}{m_b} \frac{G_a}{G_b}.$$

Подставляя сюда из формулы (5.26) значение $\frac{G_a}{G_b}$, получим $\frac{l l_a}{l l_b} = \frac{m_a^4}{m_b^4}$. Поделив на формулу (5.27), имеем

$$\frac{C_a}{Q_a} : \frac{C_b}{Q_b} = \frac{m_a^2}{m_b^2}, \quad (5.29)$$

т. е. при одинаковых угловых скоростях водила влияние центробежной силы на распределение нагрузки между ними пропорционально квадрату модуля.

Для второго случая $C = \frac{v_p}{m \frac{z_1 + z_2}{2}} \frac{G}{9,81}$, откуда

$$\frac{C_a}{C_b} = \frac{m_b}{m_a} \frac{G_a}{G_b}.$$

Подставляя из формулы (5.26) значение $\frac{G_a}{G_b}$, получим

$$\frac{C_a}{C_b} = \frac{m_b}{m_a} \frac{m_a^3}{m_b^3} = \frac{m_a^2}{m_b^2};$$

поделив на формулу (5.27), найдем

$$\frac{C_a}{Q_a} : \frac{C_b}{Q_b} = 1,$$

т. е. при одинаковых окружных скоростях центра сателлита влияние центробежной силы на распределение нагрузки не зависит от модуля.

Основным недостатком простой передачи с большим углом зацепления считаются большие распорные силы. Иначе обстоит дело в планетарных механизмах с несколькими сателлитами и в механизмах с несколькими паразитными колесами. Там распорные силы, действующие на солнечное колесо, которое к тому же обычно выполняется плавающим, взаимно уравниваются и не передаются на подшипники. Аналогично обстоит дело и с распорными силами, действующими на венец внутреннего зацепления, которые тоже не передаются на подшипники. В однорядных механизмах распорные силы, действующие на сателлит (паразитное колесо), при одинаковых углах зацепления с солнечным колесом и венцом уравниваются. Таким образом, в однорядных механизмах распорные силы, действующие на колесо, уравниваются и не нагружают подшипники.

В планетарных механизмах при выборе угла зацепления в многосателлитных передачах этот угол следует брать большим, чем в простых передачах.

Если угол зацепления сателлита с венцом взять больше, чем в зацеплении с солнечным колесом, то разность распорных сил будет компенсировать (полностью или частично) центробежную силу инерции сателлита.

5.5. МЕТОД СТРУКТУРНЫХ БЛОКОВ

Исследование самоустанавливаемости методом подвижностей в контуре позволяет отдельно определить все подвижности и избыточные связи, а также их местонахождение. При небольшом числе контуров применение этого метода очень оправданно. В планетарных одноступенчатых механизмах число контуров, как правило, 6, в двухступенчатых — 12, 18 и больше, т. е. очень велико. Поэтому при расчете важно максимально уменьшить число контуров.

Для шарнирных механизмов предложен метод самоустанавливающихся плоских структурных групп — СПС групп. Здесь отдельно рассматриваются внутренняя и внешняя структуры СПС группы. Каждый этап этого расчета и число контуров в нем значительно упрощается.

Структурные формулы, даже уточненные, учитывают все кинематические пары. В структурных блоках b и g (см. рис. 5.11) всего двенадцать пар II_2 . Поэтому в этих формулах можно брать и среднее направление кинематических пар. В шевронных передачах среднее направление кинематических пар такое же, как и в прямозубых, что очень упрощает расчет. Конечно, число пар II здесь в два раза больше, чем в прямозубых, и соответственно число подвижностей удваивается.

В шевронных передачах исполнен необычный случай замены подвижностей. Это замена вращательной подвижности f''_2 через осевую линейную f'_2 путем винтового движения колеса (а не поворотом) — одна неплоско-плоская замена на каждое колесо. Это исключительный случай, когда угловая подвижность заменяется линейной; обычно бывает наоборот. Благодаря такой замене нагрузка между полушевронами выравнивается.

В дальнейшем на схемах механизма будем обозначать блоки малыми буквами русского алфавита и теми же буквами — их подвижности на схеме подвижностей. Кинематические пары, не вошедшие в блоки, и их подвижности, как обычно, будем обозначать большими буквами.

Для учета подвижностей в блоках f_6 записывается в таблицу подвижностей со знаком минус.

Число контуров (для которых надо чертить схему подвижностей) получается как разность общего числа контуров и числа контуров в структурных блоках (см. рис. 5.11), т. е. значительно уменьшается (в среднем в три раза). Это существенно упрощает исследование, что имеет решающее значение.

Упрощается также и таблица подвижностей, в том числе и таблица по уточненным структурным формулам.

Поясним пользование структурными блоками на примере однорядного планетарного механизма (рис. 5.12): 1 — по уточненным формулам; 2 — подвижностями в контурах:

1. Подвижность механизма $w = 1$, которую записываем в столбец f''_2 ; берем блок a (см. рис. 5.11) с $k_6 = 4$. Остается $k = 6 - 4 = 2$; подвижности на замыкание контуров $6k = 12$ распределяем между всеми столбцами. Подвижности блока $f_6 = 5$ берем из таблицы на рис. 5.11 и записываем в соответствующие столбцы со знаком минус.

В блок не вошли пары A_V и B_V , т. е. $p_V = 2$; их подвижности записываем в столбец f''_2 . В строчках подвижностей со знаком минус целесообразно для единства и перед нулями писать знак минус, а не плюс.

Суммирование проводим по столбцам. Получаем $q = 6$; $q'_x = 1$; $q'_y = 1$; $q''_x = 2$ и $q''_y = 2$. Сюда надо прибавить избыточные связи из блока $q_6 = 2$. Всего $q = 6 + 2 = 8$.

2. Берем контуры Aa и aB . Пары A и B одноконтурные. Поэтому начинаем с записи их подвижностей $f''_2 = 2$. Блок a входит в оба контура, поэтому его подвижности многоконтурны. У него $f'_2 = 2$ — хватит на оба контура; плоских подвижностей: $f'_x = 1$, $f'_y = 1$ и $f''_2 = 1$ — хватит только на один контур. У другого получится $f'_x = 0$ и $f'_y = 0$, т. е. будут избыточные связи.

В контуре Aa будут две угловые плоские подвижности — одна пойдет на замыкание контура, другая на общую подвижность механизма. Угловых неплоских подвижностей в блоке a (см. рис. 5.11) нет. Поэтому в схеме на месте четырех этих подвижностей будут нули, т. е. избыточные связи. Конечно, и здесь к полученным избыточным связям надо прибавить избыточные связи в блоке a (см. рис. 5.11). Замен подвижностей в этой схеме нет.

В качестве следующего примера рассмотрим однорядный механизм с плавающим солнечным колесом на зубчатом кардане и сателлитах на сферических парах III' (рис. 5.13). Здесь блок b (см. рис. 5.11) будет с $f_6 = 9$ и $q_6 = 0$. Его подвижности (из таблицы на рис. 5.11) выпишем в таблицу и схему подвижностей (см. рис. 5.13).

В строке избыточных связей получились отрицательные величины угловых неплоских связей. Они представляют собой свободные подвижности, которые пойдут на замену линейных подвижностей и устранение их избыточных связей: f''_2

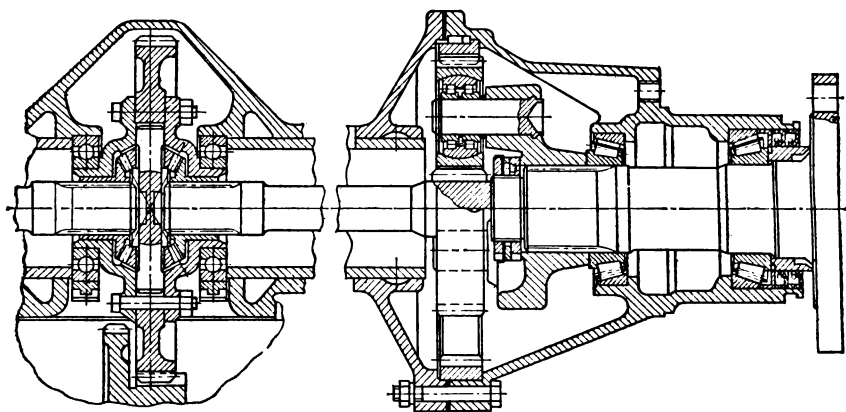


Рис. 5.14. Редуктор Д. И. Шаткуса для зернового комбайна с плавающим центральным колесом и сателлитами на сферических опорах (без избыточных связей)

труб. Д. И. Шаткус [40] применил ее для комбайновых шасси, где она дала тройное увеличение долговечности (рис. 4.24, 5.14). Поэтому однорядный механизм с сателлитами на сферических подшипниках можно уверенно рекомендовать для всех случаев практики. К сожалению, при малых передаточных числах (малый диаметр сателлита) в нем не умещается сферический подшипник достаточной работоспособности. Область применения этой схемы можно значительно расширить, если в качестве кольца сферического подшипника использовать сам сателлит, проточив в нем внутреннюю сферу (сателлит-подшипник предложил Г. А. Снесарев). Правда, это потребует разработки ГОСТа на такие сателлиты и организации специализированного производства. Однако увеличение несущей способности передачи настолько существенный фактор, что из-за него следует пойти на такие мероприятия. Другой путь расширения области применения — использовать самоустанавливающую опору В. Н. Ермака (см. рис. 4.25); третий путь — применять многорядные сателлиты (см. рис. 5.19), а также конструкции, предложенные для электромотор-колес.

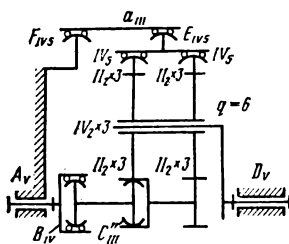
При шевронном (елочном) зубе получить планетарную передачу без избыточных связей гораздо труднее, чем при прямом, так как каждое зацепление елочных зубьев накладывает уже четыре условия связи. С другой стороны, елочный зуб позволяет получить большую несущую способность при малых габаритах.

На рис. 5.15 показана передача Штекихта, которая за рубежом получила большое распространение. У нее центральные колеса и венцы — плавающие. Вследствие этого кроме основной подвижности — вращения редуктора будут еще две местные подвижности.

Будем рассматривать зацепление шевронных зубьев как две пары второго класса. Выше было показано (см. рис. 5.4, в), что перемещение венца вызывает перемещение центрального колеса, равное ему и составляющее с ним угол $180^\circ - 2\alpha$ (этот угол при определении подвижности никакого значения не имеет). При двух плавающих основных звеньях, каждое из которых установлено на двойном кардане (в данной конструкции — зубчатом), комплекс из двух плавающих колес имеет две местные групповые подвижности — в вертикальном и горизонтальном направлении, а всего $w = 3$.

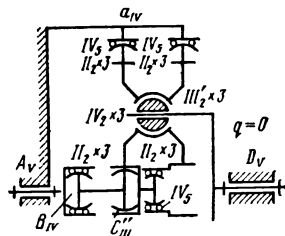
Необходимо подчеркнуть, что опыт эксплуатации редукторов Штекихта показал безвредность этих подвижностей: колебательных процессов и ударов не было замечено. Очевидно, трение в зубьях их хорошо демпфирует.

В механизме Штекихта (см. рис. 5.15) шесть избыточных связей; ранее в подобном механизме их было 20. Штекихт ввел пять зубчатых карданов $1V_5$ ($5 \cdot 2 = 10$), один зубчатый кардан $11I_6^2$ ($1 \cdot 3 = 3$) и три осевые подвижности сателлитов. Всего



$n=4$	F	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f'_x + f'_y + f'_z$
$w=3$	J	$1 + 1 + 1$	$0 + 0 + 0$
$\kappa=2$	12	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
$f'_x=4$	-4	$-1 - 1 - 1$	$0 + 0 - 1$
$\rho_x=2$	-2	$0 - 0 - 2$	$0 - 0 - 0$
$\rho_{x3}=3$	-6	$0 - 0 - 0$	$-3 - 3 - 0$
$\rho_{x3}''=1$	-3	$0 - 0 - 0$	$-1 - 1 - 1$
q	0	$2 + 2 + 0$	$-2 - 2 + 0$
$q=0+6=6$			
$\overline{A\hat{B}C}aD$			
$\overline{E\hat{F}a}D$			

$$q=0+6=6$$



$n=2$	F	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f'_x + f'_y + f'_z$
$w=1$	1	$0 + 0 + 1$	$0 + 0 + 0$
$\kappa=2$	12	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
$f'_x=6$	-6	$-1 - 1 - 4$	$-1 - 1 - 1$
$\rho_x=2$	-2	$0 - 0 - 2$	$0 - 0 - 0$
$\rho_{x3}=1$	-2	$0 - 0 - 0$	$-1 - 1 - 0$
$\rho_{x3}''=1$	-3	$0 - 0 - 0$	$-1 - 1 - 1$
q	0	$1 + 1 + 0$	$-1 - 1 + 0$
$q=0+0=0$			
$\overline{A\hat{B}C}aD$			
aD			

$$q=0+0=0$$

Рис. 5.15. Планетарный редуктор Штекихта с шевронным зубом (шесть избыточных связей)

Рис. 5.16. Планетарный редуктор без избыточных связей за счет двух подвижностей на опоре каждого сателлита и карданного шарнира между половинками солнечного колеса

16 подвижностей. С учетом двух местных подвижностей имеем 14 подвижностей. Получаем $20 - 14 = 6$ избыточных связей.

Структурное исследование механизма Штекихта чрезвычайно трудное, так как необходимо рассмотреть 13 систем осей координат в пространстве. Поэтому метод структурных блоков здесь особенно полезен. Из структурного блока b (см. рис. 5.11) видно, что все шесть избыточных связей здесь угловые, неплоские.

Двойной кардан на венце в этом случае не нужен и даже вреден. Дело в том, что венец тяжелее солнечного колеса, поэтому благодаря местной подвижности венец опустится на сателлиты, что дополнительно их нагрузит. Правильная конструкция редуктора без двойного зубчатого кардана на венце показана на рис. 5.16, a , структурный блок для него — блок z (см. рис. 5.11).

В механизмах с избыточными связями для уменьшения их влияния используется упругость. Штекихт при шести сателлитах применяет для этого упругость венца (рис. 5.17). С этой же целью в конструкции Шкода опорные колеса соединены с корпусом с помощью резиновых втулок (рис. 5.18).

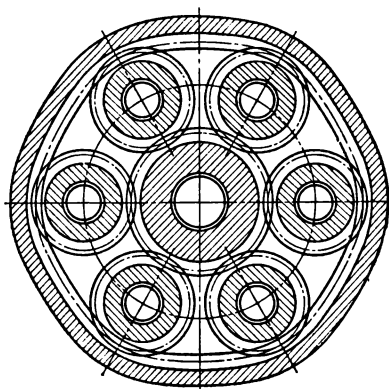


Рис. 5.17. Упругий венец в редукторах Штекихта

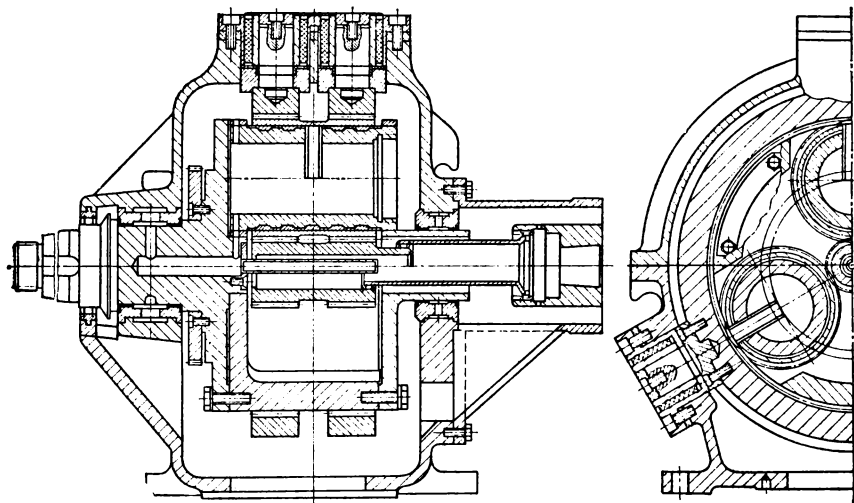


Рис. 5.18. Упругие опоры венцов в редукторе Шкода

5.7. МНОГОРЯДНЫЙ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ РЕДУКТОР С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ¹

Когда внутри сателлита однорядного механизма сферический подшипник достаточной работоспособности не уменьшается, каждый сателлит можно разрезать на несколько частей, например на три (рис. 5.19), и каждую часть опереть на свой подшипник. Механизм становится многорядным (на рис. 5.19 механизм стал трехрядным, при этом в 3 раза увеличилась работоспособность подшипников сателлита). Для равномерного распределения нагрузки между рядами (сохранения статической определенности) солнечное колесо тоже разрезают и его элементы соединяют зубчатыми карданами с косыми зубьями. Моменты, передаваемые зубчатыми карданами, будут равны M , $2M$, $3M$ и т. д.

Зубчатые карданы следует рассчитывать из условия равенства осевых сил, т. е.

$$Q_0 = M \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{R_1} = 2M \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{R_2} = 3M \frac{\operatorname{tg} \beta_3}{R_3}. \quad (5.30)$$

¹ Решетов Л. Н. Планетарный зубчатый редуктор. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 10 (а. с. № 506707).

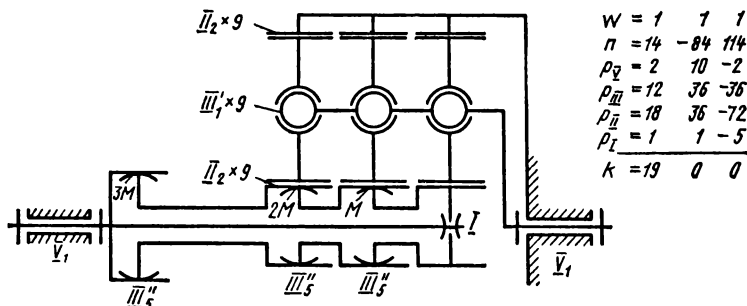


Рис. 5.19. Многорядный одноступенчатый редуктор с прямыми зубьями

Целесообразно радиусы карданов R_1 и R_2 , которые располагаются внутри солнечных колес, брать одинаковыми, а радиус R_3 зубчатого кардана, соединенного с ведущим валом и передающего наибольший момент, брать несколько большим. Если взять $R_3 = 2R_1 = 2R_2$ и $\beta_3 = 45^\circ$, получим $\beta_1 = 56,3^\circ$ и $\beta_2 = 36,9^\circ$, что вполне конструктивно.

Чтобы осевые силы крайних звеньев ведущей системы не передавались на ее подшипники, целесообразно эти звенья соединить тягой с одной парой I_2 или двумя парами III_4 по концам. В последнем случае будет местная подвижность — безвредная — вращение этой тяги вокруг своей оси. В рассмотренном механизме нет избыточных связей, подсчет которых приведен на рис. 5.19.

5.8. ОДНОРЯДНЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С ШЕСТЬЮ САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМИСЯ САТЕЛЛИТАМИ¹

Известны однорядные механизмы с тремя самоустанавливающимися сателлитами. Однако в мощных передачах, применяемых как редукторы, как реверсивные механизмы и как элементы многократных или замкнутых планетарных передач, трех сателлитов недостаточно, поэтому их число приходится увеличивать. Такие механизмы нужны в судовых установках, в авиации (вертолетах) и других областях, но с увеличением числа сателлитов уменьшается возможное передаточное число. При шести сателлитах оно равно примерно 3,7. Поэтому дальнейшее увеличение числа сателлитов необходимо только в редких случаях.

При шести сателлитах можно применять уравнильные механизмы, выравнивающие окружные силы всех сателлитов. Однако такие механизмы получаются очень сложными — число звеньев в них доходит до 27 и даже до 38. На рис. 5.20 показан механизм, который ту же задачу решает гораздо проще. В нем солнечное колесо 1 и тихоходный вал 7 опираются на подшипники, представляющие собой вращательные кинематические пары пятого класса. Сателлиты 2 и 4 с помощью сферических подшипников класса III' соединяются с двумя водилами 3 и 5.

Благодаря сферическим подшипникам обеспечивается линейчатый контакт зубьев сателлитов с солнечным колесом и опорным венцом. На каждом водиле находятся по три сателлита, расположенных через 120° . Оба водила — плавающие, что обеспечивает равномерное распределение нагрузки между тремя сателлитами одного водила. Каждое водило соединено с тихоходным валом 7 одним сферическим шарниром класса III' . Два вращения — вокруг двух взаимно перпендикулярных осей этого шарнира обеспечивают плавание водила и равномерное распределение окружной силы между его сателлитами. Третье вращение — вокруг оси 2, параллельной оси вращения механизма, устраняется тягой 6, соединяющей оба водила 3 и 5 и обеспечивающей равномерное распределение момента тихоходного вала между обоими водилами. Тяга 6 может присоединяться к водилам 3 и 5 в точках, лежащих на осях сателлитов, но могут быть выбраны и другие точки, лишь бы было равенство плеч силы вдоль этой тяги, что необходимо для равенства моментов, передаваемых обоими водилами.

В этом механизме подвижность равняется двум: основная и местная — вращение тяги 6 вокруг своей оси.

В механизме 13 контуров, поэтому для структурного исследования, которое приведено на рис. 5.20, применен структурный блок u (см. рис. 5.11). Это сократило число контуров с 13 до 4.

В механизме (см. рис. 5.20) применен шарнирно-рычажный уравнильный механизм. Можно применить и уравнильный механизм из зубчатых карданов (рис. 5.21).

В нем два плавающих водила, по три сателлита в каждом. Каждое водило передает момент через косозубые карданы $B'III_5$ и $C'III_5$, которые (за счет зазоров) обеспечивают плавание водил.

¹ Решетов Л. Н. Планетарная передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1973, № 46 (а. с. № 407118).

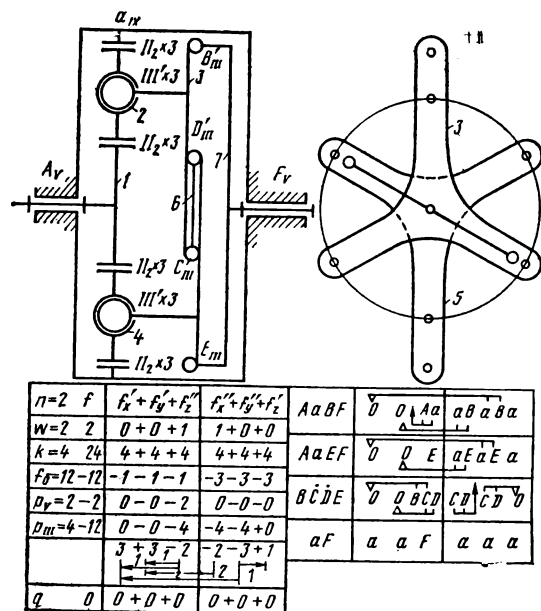


Рис. 5.20. Однорядный планетарный механизм с шестью самоустанавливающимися спутниками с шарнирным уравнительным механизмом

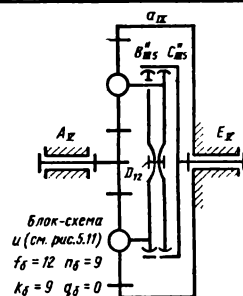


Рис. 5.21. Однорядный планетарный механизм с шестью спутниками с уравнительным механизмом на зубчатых карданах

Один кардан выполнен с правой спиралью, другой — с левой. Благодаря этому осевые силы направлены в противоположные стороны. Их равенство служит для уравнивания передаваемых моментов. Для этого оба водила соединены парой первого класса D_{12} . В одном направлении (передний ход) осевая сила передается непосредственным соприкосновением, в другом — через промежуточный болт.

В механизме один структурный блок u (см. рис. 5.11). Два плавающих водила, соединяющих плоскости механизма, дают четыре замены подвижностей из неплюсовой схемы в плоскую.

Наличие косога зуба дает еще одну замену. Механизм значительно проще общеизвестных (27—38 звеньев), в нем всего девять звеньев. Кроме того, в предлагаемом механизме нет избыточных связей.

5.9. ПЛЮСОВЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ БОЛЬШИХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ

Плюсовыми называем механизмы с положительным передаточным числом приведенного механизма, т. е. механизма при остановленном водиле. Для больших передаточных чисел, когда значения КПД не представляют интереса, применяют плюсовые планетарные механизмы. Большие преимущества имеет конструкция, предложенная В. Н. Кудрявцевым. В механизме с двумя внутренними зацеплениями (рис. 5.22) ведущий вал и двойной сателлит поставлены каждый на два сферических роликовых подшипника. Чтобы избежать избыточных связей зубья следует выполнять бочкообразными. Планетарная передача соединена с простой цилиндрической пере-

Рис. 5.22. Планетарный редуктор для больших передаточных отношений (конструкция В. Н. Кудрявцева)

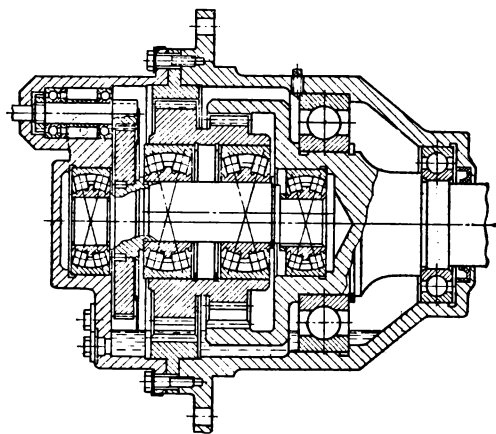
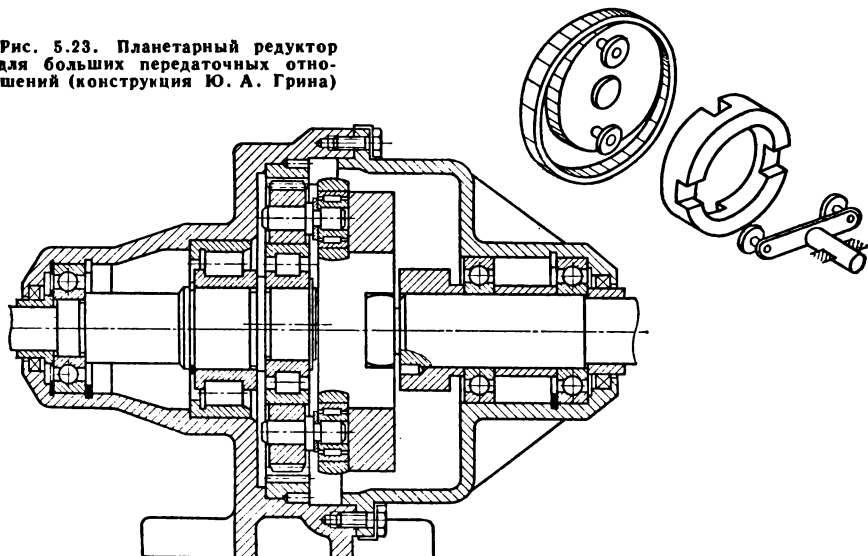


Рис. 5.23. Планетарный редуктор для больших передаточных отношений (конструкция Ю. А. Грина)



дачей, что не является обязательным. В механизме с одним внутренним зацеплением и малой разностью чисел зубьев (рис. 5.23) для передачи между сателлитом и ведомым валом Ю. А. Грин применил муфту Ольдгема с поступательными парами на роликах, поставленных на игольчатые подшипники. Поэтому потери в этой передаче невелики. Ролики выполнены с бочкообразным ободом (пара I_2). Если и зубья выполнить бочкообразными, то не будет избыточных связей. Для той же цели применяют механизм с параллельным многопальцевым кривошипом. Такой механизм имеет много избыточных связей и поэтому не рекомендуется.

5.10. ПЛОСКИЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМСЯ САТЕЛЛИТОМ

В плюсовом планетарном механизме с двумя внутренними зацеплениями повысить КПД можно, расположив все четыре колеса в одной плоскости (рис. 5.24). В нем целесообразно сателлит поставить на сферический подшипник III' , тогда

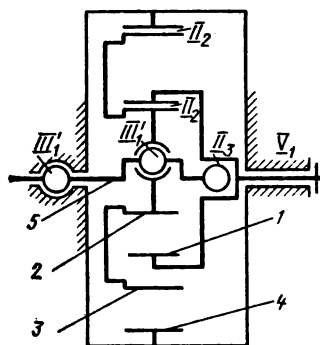


Рис. 5.24. Плоский планетарный редуктор с самоустанавливающимся сателлитом

обеспечится его самоустанавливаемость и линейчатый контакт зубьев в обоих зацеплениях. Такой механизм предложен Вильдгабером.

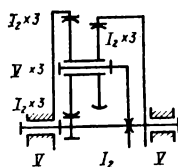
Самоустанавливаемость здесь вполне возможна, так как на сателлите оба колеса 2 и 3 внешние. Поэтому нормали к работающим профилям зубьев, поворотом вокруг которых происходит самоустановка, не параллельны, а составляют между собой угол $180^\circ - 2\alpha$, что и требуется для самоустановки. По формуле (1.1) найдем $q = \omega - 6n + 5\rho_V + 4\rho_{IV} + 3\rho_{III} + 2\rho_{II} + \rho_I$, т. е. $q = 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 3 = 0$. В механизме зубья имеют линейчатый контакт (пара II_2).

В этом его большое преимущество перед другими (плосковыми) механизмами, у которых контакт зубьев точечный. Поэтому плоский планетарный редуктор даст большую нагрузочную способность и большую долговечность.

5.11. МЕХАНИЗМ СО СВОБОДНЫМ ВОДИЛОМ

В механизме со свободным водилом (рис. 5.25) водило вращается свободно и никаких моментов не передает. Отсюда и название, наиболее точно передающее сущность этого механизма. Существует и другое название — механизм 3к, предложенное В. Н. Кудрявцевым.

Следует отметить, что водило может быть использовано в тех случаях, когда требуются два соосных ведомых вала, вращающихся с заданными угловыми скоростями. Например, привод стрелок башенных часов, у которых водило может вра-



$n = 6$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w = 1$	1	$0 + 0 + 1$	$0 + 0 + 0$
$k = 9$	54	$9 + 9 + 9$	$9 + 9 + 9$
$\rho_F = 5 - 5$	$0 - 0 - 5$	$0 - 0 - 0$	$0 - 0 - 0$
$\rho_F = 9 - 45$	$-5 - 4 - 9$	$-9 - 9 - 9$	$-9 - 9 - 9$
$\rho_{Fz} = 1 - 5$	$-1 - 1 - 1$	$-1 - 1 - 0$	$-1 - 1 - 0$
q	$3 + 4 - 5$	$-1 - 1 + 0$	$-1 - 1 + 0$
q	$0 - 0 - 0$	$0 - 0 - 0$	$0 - 0 - 0$

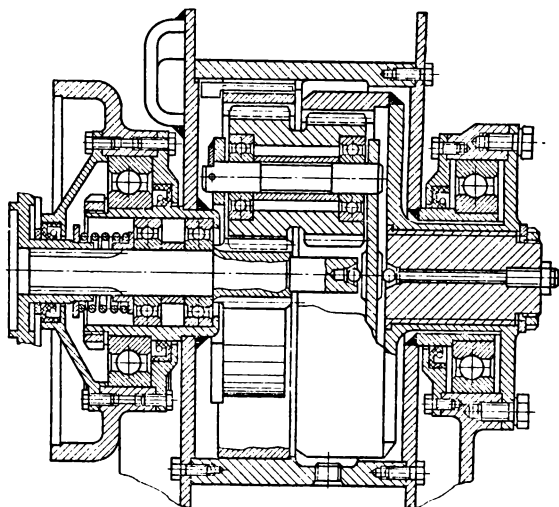


Рис. 5.25. Механизм со свободным водилом

Рис. 5.26. Редуктор (см. рис. 5.24) в исполнении Ковровского экскаваторного завода

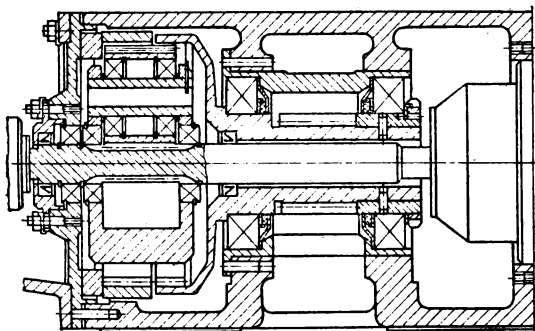
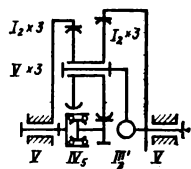


Рис. 5.27. Редуктор со свободным водилом (конструкция В. М. Ястребова)



$n = 7$	f	$i_1' + i_2' + i_3'$	$i_4' + i_5' + i_6'$
$w = 1$	1	$0 + 0 + 1$	$0 + 0 + 0$
$k = 9$	54	$9 + 9 + 9$	$9 + 9 + 9$
$\rho_H = 5$	-5	$0 - 0 - 5$	$0 - 0 - 0$
$\rho_H = 1$	-2	$0 - 0 - 0$	$-1 - 1 - 0$
$\rho_H = 1$	-3	$0 - 0 - 1$	$-1 - 1 - 0$
$\rho_T = 9$	-65	$-5 - 4 - 9$	$-9 - 9 - 9$
		$4 + 5 - 5$	$-2 - 2 - 0$
		$\begin{matrix} 1-3 \\ 2 \\ 2 \end{matrix}$	
$q = 0$		$0 - 0 - 0$	$0 - 0 - 0$

Рис. 5.28. Редуктор со свободным водилом (скоростной)

шать минутную стрелку, а ведомое колесо — часовую. Числа зубьев можно взять следующие (по В. М. Ястребову):

$$z_1 = 12; z_3 = 36; z_6 = 33 \text{ и } z_2 = z_4 = 11.$$

Здесь взят одновенцовый сателлит, который целесообразно применять во всех случаях передач со свободным водилом, во избежание аварий из-за неправильной сборки (попадание не в тот зуб).

При устранении избыточных связей стоят две задачи:

- 1) обеспечение равномерного распределения нагрузки между сателлитами;
- 2) устранение избыточных связей в зацеплениях.

Первая задача наиболее просто решена автором (см. рис. 5.25) путем применения водила совершенно без подшипников и только зафиксированного от продольных перемещений с помощью пары первого класса. Эта схема получила применение в промышленности (рис. 5.26 и 5.27).

В конструкции Ковровского экскаваторного завода (см. рис. 5.26) осевая фиксация достигается стальным шариком, упирающимся в плоскость. В конструкции редуктора (см. рис. 5.27) водило соединено с быстроходным валом двумя шарикоподшипниками, но установленными с большим радиальным зазором, который и обеспечивает необходимую подвижность.

Вторая задача — устранение избыточных связей в механизмах со свободным водилом — может быть решена полностью только применением точечного зацепления — пара I_2 . Для этого зубья сателлитов надо выполнять бочкообразными.

В механизме (см. рис. 5.25), если солнечное колесо посажено на вал с эксцентриситетом E_1 , то водило сместится на величину $E_{b1} = \frac{E_1}{2 \cos \alpha}$ и будет описывать

окружность с этим радиусом, делая один оборот за один оборот солнечного колеса (см. § 5.1); центробежная сила его может быть значительной. Поэтому для скоростных редукторов предлагается схема, показанная на рис. 5.28. В ней солнечное колесо — плавающее на зубчатом кардане, а водило соединено с ведомым валом сферической парой III' . Исследование структуры механизмов на рис. 5.25 и 5.26 проведено по уточненным формулам.

Другие способы устранения избыточных связей приведены в предыдущих изданиях книги автора.

5.12. МНОГОКРАТНЫЕ И ЗАМКНУТЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Однорядный планетарный механизм можно выполнить статически определимым, если сателлиты с цилиндрическим зубом поставить на сферических опорах, а одно

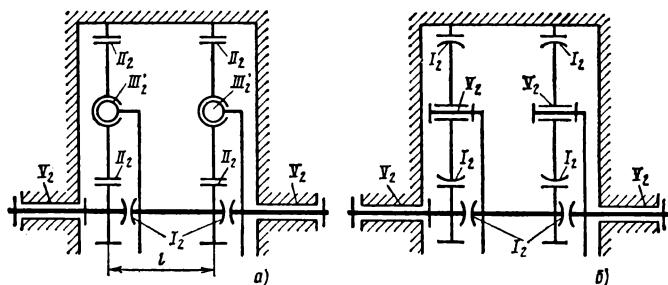


Рис. 5.29. Планетарный механизм, состоящий из двух однорядных;
а — с цилиндрическим зубом; б — с бочкообразным зубом

из основных звеньев сделать плавающим, соединив его карданным шарниром с соответствующим валом (рис. 5.29, а).

Другой путь решения этой задачи заключается в применении бочкообразных зубьев (пары I_2). Колеса с такими зубьями условно будем показывать с закругленным ободом. Сателлиты в этой схеме опираются на вращательные пары V_2 (рис. 5.29, б). При внутреннем зацеплении по рекомендации Д. М. Лукичева для упрощения изготовления целесообразно бочкообразные зубья делать на колесе внешнего зацепления, а зуб колеса внутреннего зацепления выполнить цилиндрическим. Ниже рассматриваются именно такие конструкции.

Схема на рис. 5.29, а выгоднее. Здесь даже при перекосах возможно сохранить линейчатый контакт зубьев и центральное приложение окружной силы. Однако она применима только для однорядных сателлитов. Если сателлит состоит из двух колес (рис. 5.30), эту схему применить нельзя, так как распорные силы вызывают расщепление зубьев. Поэтому на рис. 5.30 сателлит сделан по второй схеме, а промежуточное колесо, передающее значительно большие силы, — по первой. Если направление передаваемого момента не меняется, то момент распорных сил можно уравновесить моментом осевых сил, соответственно выбрав направление и угол спирали зубьев. Такой случай является исключительным, и потому при двухрядном сателлите приходится применять бочкообразные зубья.

Карданный шарнир, несмотря на простое оформление (двойной зубчатый), усложняет конструкцию одноступенчатого механизма. Кроме того, трение в нем существенно влияет на распределение нагрузки между сателлитами. Чтобы избежать этого, автором для двукратных и замкнутых планетарных механизмов предложено плавающее передаточное звено между первым и вторым узлом (рис. 5.29 и 5.30), которое одним концом опирается на три колеса одного узла и выравнивает их окружные силы, а другим — на три колеса другого узла и обеспечивает равенство их окружных сил. Таким образом, одно передаточное плавающее звено выравнивает силы в двух узлах.

При неравенстве углов между сателлитами за счет неточности изготовления, а также при неконцентричной посадке зубчатых колес плавающего звена последнее перекашивается. Длину плавающего звена (расстояние между плоскостями колес) следует брать возможно большей, чтобы уменьшить эти перекосы. В осевом направлении плавающее передаточное звено необходимо фиксировать упорами, рассматриваемыми в структурной формуле как пара I_2 . Упоры эти могут быть очень простыми, так как в данном механизме осевые силы отсутствуют.

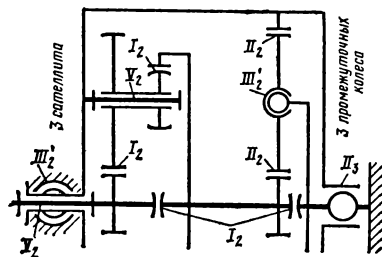


Рис. 5.30. Планетарный механизм по замкнутой схеме

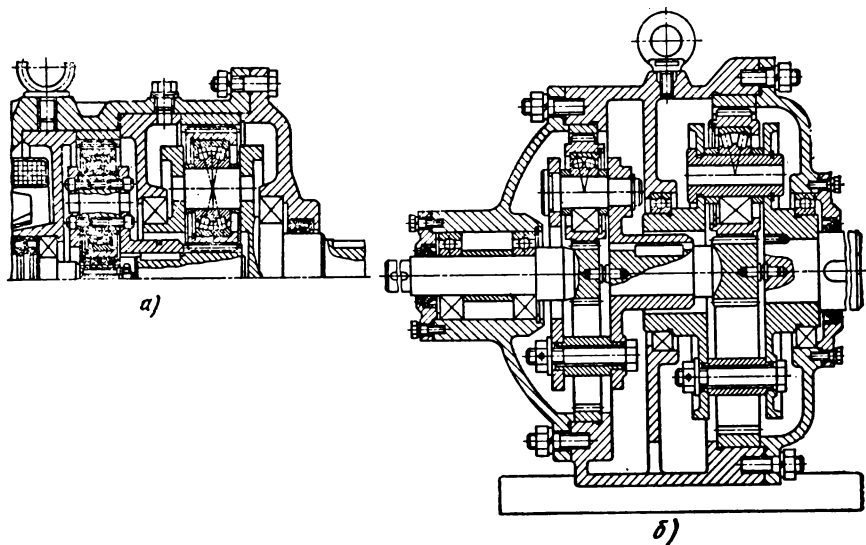


Рис. 5.31. Конструкция редуктора (см. рис. 5.29, а):

а — выполненная Одесским политехническим институтом; б — выполненная Н. Л. Решетовым

Механизм, показанный на рис. 5.29, а, применяют в промышленности. Исполненные конструкции показаны на рис. 5.31 и 5.32. В конструкции на рис. 5.32 сателлиты поставлены на двух подшипниках, поэтому остается неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. На рис. 5.31, б дана конструкция, которую интересно сравнить со старой, где применялись два сдвоенных зубчатых кардана, а в тихоходной ступени — четыре сателлита. При новой схеме число зубчатых венцов сократилось с 19 до 10, а число подшипников качения с 17 до 10. Главное преимущество этой схемы в том, что нагрузка здесь равномерно распределяется по длине зуба и между сателлитами вследствие исключения трения в зубчатых карданах. Конструкцию, показанную на схеме рис. 5.31, б, в США применила фирма Лектра Хаул для самосвала грузоподъемностью 180 т. Это самый мощный редуктор. К сожалению, на сферические опоры поставлены сателлиты только первой ступени.

Киевский ВНИИредуктор применил сателлиты на сферических опорах для второй ступени мотор-редуктора МПа2-80 [43]. В первой ступени остались несамостоятельные сателлиты, так как их работа и так удовлетворительна.

ВНИИземмаш изготовил тягач с диаметром колес 2 м с полностью самоустанавливающимися зубчатыми колесами, который успешно прошел испытания (конструкция З. Е. Гарбузова).

В четырехкратном редукторе, как замкнутом, так и простом многоступенчатом (рис. 5.33, а) необходимо наличие двух плавающих передаточных звеньев — между первым и вторым и между третьим и четвертым узлами. Звено между вторым и третьим узлом должно опираться на подшипники, так как силы в этих узлах уже выровнены плавающими звеньями. Можно подшипники сделать неподвижными, но гораздо лучше, чтобы это звено опиралось на плавающие звенья с помощью шаровых пар III_2 . Получается очень дешевая конструкция, в которой ни одно из промежуточных звеньев не имеет неподвижных подшипников и, следовательно, сильно упрощена рацка корпуса редуктора. Правда, в четырехкратном механизме быстроходные ступени выгоднее делать рядовыми передачами. Приведенная схема целесообразна только в исключительных случаях. Здесь она дана для объяснения метода выбора плавающих звеньев.

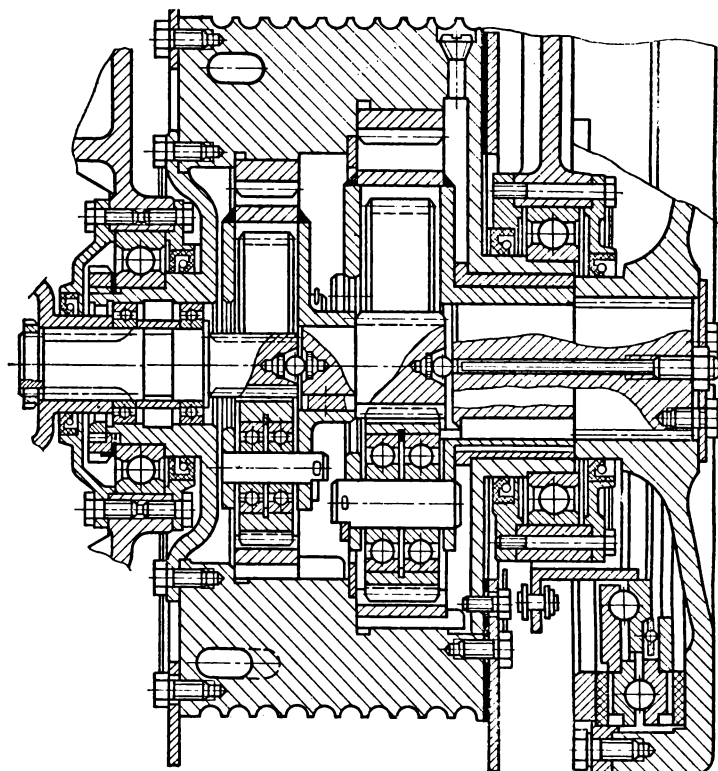


Рис. 5.32. Конструкция редуктора (см. рис. 5.29, б), выполненная Ковровским экскаваторным заводом

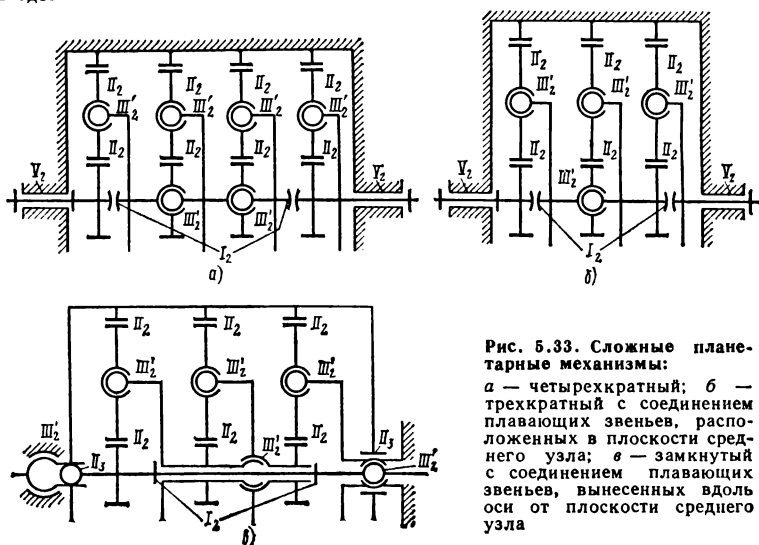


Рис. 5.33. Сложные планетарные механизмы:
а — четырехкратный; б — трехкратный с соединением плавающих звеньев, расположенных в плоскости среднего узла; в — замкнутый с соединением плавающих звеньев, вынесенных вдоль оси от плоскости среднего узла

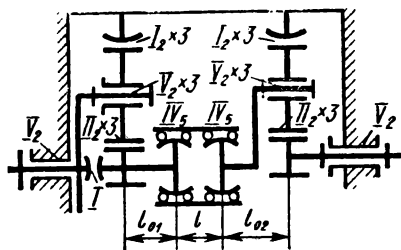


Рис. 5.34. Редуктор с цилиндрическим зубом на солнечных колесах и сателлитах и бочкообразным — на венцах

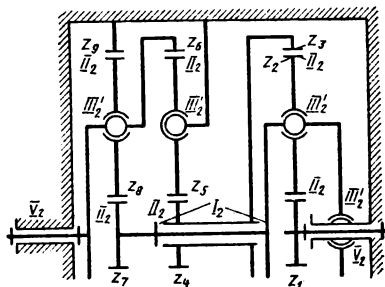


Рис. 5.35. Редуктор с раздвоенной второй ступенью (для очень больших моментов)

Трехступенчатый механизм теоретически требует 1 1/2 плавающих передаточных звеньев. Можно применить два плавающих звена, но лишние подвижности устранить, соединив эти звенья шаровой кинематической парой (рис. 5.33, б). Аналогичная схема для замкнутого планетарного механизма показана на рис. 5.33, в.

Соединения плавающих звеньев можно располагать в средней плоскости зубчатых колес (см. рис. 5.32, б) или выносить их в сторону в осевом направлении (см. рис. 5.33, в). Первая схема дает меньшие углы перекоса при тех же допусках. Однако конструктивно осуществить ее труднее, а при малом диаметре солнечного колеса она может оказаться неосуществимой.

Правильность предложенных схем (см. рис. 5.29 и 5.30) можно проверить подсчетом числа избыточных связей по формуле (1.1). На всех схемах применены самоустанавливающиеся сателлиты на сферических парах III_2^2 с цилиндрическим зубом, дающие линейчатый контакт (пара II_2). Можно применить и сателлиты на вращательных парах V_2 с бочкообразным зубом, дающие точечный контакт (пара I_2), так как в обоих случаях число накладываемых условий связи одинаково. Для примера оба варианта схемы даны на рис. 5.29, а и б. Однако эти варианты неравновесны. Вариант с бочкообразным зубом дает большие давления, а следовательно, и меньшую нагрузочную способность. Поэтому применять его следует только тогда, когда внутри сателлита не размещается сферический подшипник достаточной работоспособности. Но и в этих случаях желательно применять цилиндрический зуб. Для устранения избыточных связей здесь потребуется ставить сателлиты на качающиеся рамы, а центральные колеса и венцы — на двойные зубчатые карданы. Это, конечно, сильно усложнит конструкцию, да и трение в зубчатых карданах уменьшит равномерность нагрузки сателлитов.

Промежуточную конструкцию предложил А. Е. Шустер (рис. 5.34). Он применил цилиндрический зуб на центральных колесах и сателлитах и бочкообразный — на венцах, где влияние бочкообразности зуба не так ощутимо вследствие внутреннего зацепления и работы выпуклого зуба по вогнутому. В этой схеме две избыточные связи. Недостаток ее заключается в трудности изготовления бочкообразного зуба на венцах. Здесь особенно важно добиваться малых значений l_{01} и l_{02} , так как иначе трение устранил все преимущества установки двойного кардана на промежуточном валу.

Во всех рассматриваемых в этом разделе схемах применены три сателлита в каждом ряду. Если потребуются применить больше сателлитов, то для этих механизмов пригодны только схемы уравнительных механизмов с плавающим водилом.

Для очень больших моментов можно применить раздвоенную тихоходную ступень, используя быстроходную в качестве уравнительного механизма (рис. 5.35). В каждом ряду здесь по три сателлита.

Выравнивание окружных сил сателлитов z_2 и промежуточных колес z_5 достигается с помощью плавающего звена из колес z_3, z_4 .

Выравнивание окружных сил сателлитов z_8 обеспечивает плавающее колесо z_7 . Избыточные связи этого механизма найдем по формуле $q = 1 - 6 \cdot 13 + 5 \cdot 2 + 3 \times 10 + 2 \cdot 18 + 1 = 0$.

Передаточное число (приводим без вывода)

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_6} = 1 + \frac{z_3}{z_1} + \frac{z_9}{z_7} + \frac{z_3 z_6}{z_1 z_4} + \frac{z_3 z_9}{z_1 z_7}.$$

5.13. ЭЛЕКТРОМОТОР-КОЛЕСА

Для больших мощностей наиболее выгодны редукторы, составленные из одно-рядных механизмов, так как они позволяют избежать избыточных связей при линейчатом контакте зубьев, который дает большую несущую способность и долговечность, чем при точечном (бочкообразный зуб).

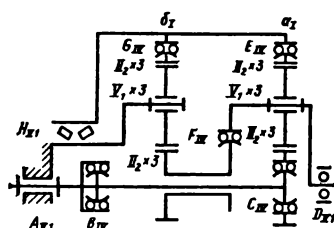
Известны конструкции, составленные из однорядных механизмов, например Белорусского автозавода (рис. 5.36).

Приведенные ниже электромотор-колеса выполнены по одной кинематической схеме. Первая ступень — планетарная. Солнечное колесо — ведущее. Ведомые звенья: водило, соединенное с солнечным колесом второй ступени, и венец, соединенный с колесом автомашины. Вторая ступень — рядовая с тремя паразитными колесами.

В обеих схемах солнечные колеса обеих ступеней — плавающие. Поэтому обеспечено равномерное распределение нагрузки между сателлитами и между паразитными колесами.

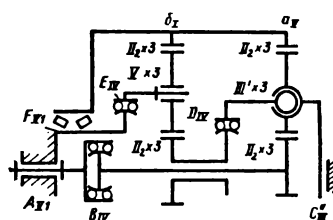
Для проверки механизма на избыточные связи будем пользоваться уточненными формулами и структурными блоками.

Избыточных связей на схеме рис. 5.36 шесть. Происходят они вследствие установки сателлитов и паразитных колес, каждое на двух подшипниках. Поэтому они не самоустанавливающиеся и нет равномерного распределения нагрузки по длине зуба. На рис. 5.36 дана схема планетарного редуктора — электромотор-колеса



$n = 4$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w = 1$	1	0 + 0 + 1	0 + 0 + 0
$k = 4$	24	4 + 4 + 4	4 + 4 + 4
$f_8 = 10 - 10$	-2	-2 - 2	0 - 0 - 4
$p_x = 3 - 3$	0	0 - 0	-3 - 3 - 0
$p_{x3} = 5 - 10$	0	0 - 0	-5 - 5 - 0
q	2	2 + 2 + 0	-1 - 1 + 0
$\begin{array}{c} \text{---} 1 \text{---} \\ \text{---} 1 \text{---} \end{array}$			
q	2	1 - 1 - 0	0 - 0 - 0
$\dot{A} \dot{B} \dot{C} \quad a \dot{D}$	δ	$Q \quad \dot{A} q$	$\dot{B} \dot{C} \quad \dot{B} \dot{C} \quad a$
$D a \quad E H$	α	$\alpha \quad D$	$E \quad E \quad \alpha$
$E a \quad F \delta$	δ	$\delta \quad \delta$	$F \quad F \quad \delta$
$D a F \delta \delta H$	$0 \rightarrow$	$0 \rightarrow$	$H \quad 6 \quad 6 \quad \delta$

$$q = 2 + 4 = 6$$



$n = 2$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w = 1$	1	0 + 0 + 0	0 + 0 + 0
$k = 4$	24	4 + 4 + 4	4 + 4 + 4
$f_8 = 14 - 14$	-2	-2 - 2	-2 - 2 - 4
$p_x = 2 - 2$	0	0 - 0	-2 - 2 - 0
$p_{x3} = 3 - 6$	0	0 - 0	-3 - 3 - 0
$p_{x3} = 1 - 3$	-1	-1 - 1	0 - 0 - 0
q	0	1 + 1 + 0	-1 - 1 + 0
$\begin{array}{c} \text{---} 1 \text{---} \\ \text{---} 1 \text{---} \end{array}$			
$\dot{A} \dot{B} \quad a \dot{C}$	δ	$Q \quad \dot{A}$	$\dot{B} \quad \dot{B} \quad a$
$C a \quad F$	α	$\alpha \quad C$	$F \quad F \quad \alpha$
$a \dot{D} \quad \delta$	α	$\alpha \quad \alpha$	$D \quad D \quad \delta$
$\dot{E} \quad \dot{F} \quad \delta$	δ	$\delta \quad \delta$	$E \quad E \quad \delta$

$$q = 0 + 2 = 2$$

Рис. 5.36. Редуктор электромотор-колеса (Белорусского автозавода)

Рис. 5.37. Редуктор самосвала Лектра Хола грузоподъемностью 180 т

самосвала БелАЗ грузоподъемностью 75 т. В схеме применены структурные блоки a_a и b_a схемы (см. рис. 5.11). На рисунке приведены таблица и схема подвижностей — методом структурных блоков. Применение структурных блоков позволило сократить число контуров с 12 до 4, т. е. в три раза. Механизм — многоплоскостный. В нем одно плавающее звено BC , соединяющее две плоскости механизма. Поэтому будут две замены подвижности из неплоской схемы в плоскую.

Получилось шесть избыточных связей — все неплоские угловые, создающие неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. Чтобы устранить этот недостаток, в самосвале грузоподъемностью 120 т (опытная конструкция) сателлиты поставили на сферические подшипники.

На рис. 5.37 приведена схема планетарного редуктора — электромотор-колеса самосвала Лектра Холл (США) грузоподъемностью 180 т. В ней сателлиты первой ступени на сферических подшипниках (структурный блок a_6), а второй ступени на парах пятого класса (структурный блок b_a), так как сферический подшипник достаточной грузоподъемности не уместился. Особенностью этого механизма является соединение вала первой ступени со стойкой, выполненное плоскостной парой III' . Подвижности этой пары иные, чем у сферической III' , что надо учитывать при определении плоских и неплоских подвижностей и связей, а именно: сферическая пара имеет три угловые подвижности — одну плоскую и две неплоские. Линейных подвижностей нет.

Плоскостная пара с плоскостью, перпендикулярной оси вращения, имеет две линейные и одну угловую подвижности — все они плоские. Неплоских подвижностей нет. Аналогично цилиндрическая пара IV_2 имеет две подвижности — плоскую угловую и неплоскую линейную, шлицевая с упором IV_6 (зубчатый кардан) имеет две угловые неплоские подвижности. Плоских подвижностей нет.

Этот механизм значительно выгоднее предыдущего — в нем две избыточные связи против шести и его конструкция проще [включает на четыре зубчатых венца (два зубчатых кардана) меньше].

Для полного устранения избыточных связей следует сателлиты и паразитные колеса поставить на сферические опоры (рис. 5.38). Конструкция значительно упрощается: число подшипников качения уменьшается с 17 до 11; становится ненужным большинство зубчатых карданов, поэтому и число зубчатых венцов сокращается с 20 (см. рис. 5.36) до 12 (см. рис. 5.38).

Однако главное значение этой схемы не в упрощении, а в увеличении долговечности и нагрузочной способности, а также (как показали стендовые испытания) в бесшумности работы.

При конструировании мотор-колеса (см. рис. 5.38) могут встретиться затруднения с размещением роликоподшипников внутри паразитных колес второй ступени. В этом случае можно применить разрезные колеса, каждая половинка которых опирается на свой роликоподшипник с надлежащим уравнивающим механизмом. Разрезные колеса можно выполнить в нескольких вариантах.

Двухступенчатый планетарный редуктор с раздвоенной второй ступенью показан на рис. 5.39 (а. с. № 523217, А. И. Звягинцева, С. Н. Кима и Г. Д. Малышева). Здесь уравнивающий механизм выполнен во второй ступени. Для этого оси промежуточных колес соединены со стойкой вращательными парами V_2 и служат рычагами, выравнивающими окружные силы.

В этом механизме структурный блок a_6 выполнен по схеме b , а структурный блок b_r — по схеме e (см. рис. 5.11). Здесь два плавающих звена и соответственно четыре передачи подвижностей из неплоской схемы в плоскую. Структурные блоки здесь особенно выгодны — они сокращают число контуров с 18 до 4.

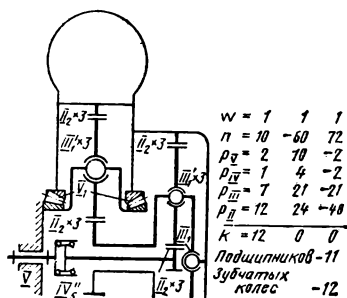


Рис. 5.38. Редуктор из однорядных механизмов (без избыточных связей)

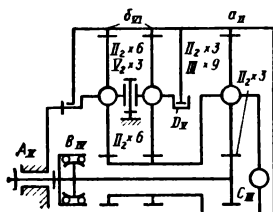


Рис. 5.39. Редуктор с осями паразитных колес, служащими уравнительным механизмом

$n = 0$	f	$f_1' + f_2' + f_3'$	$f_4' + f_5' + f_6'$
$w = 1$	1	$0 + 0 + 1$	$0 + 0 + 0$
$k = 4$	24	$4 + 4 + 4$	$4 + 4 + 4$
$f_5 = 18 - 18$		$-2 - 2 - 2$	$-4 - 4 - 4$
$p_x = 2 - 2$		$0 - 0 - 2$	$0 - 0 - 0$
$p_m = 1 - 2$		$0 - 0 - 0$	$-1 - 1 - 0$
$p_m' = 1 - 3$		$0 - 0 - 1$	$-1 - 1 - 0$
q		$2 + 2 + 0$	$2 - 2 + 0$
$\begin{array}{c} \text{---} 2 \text{---} \\ \text{---} 2 \text{---} \end{array}$			
$A \delta$	$a c$	$\delta \quad q \quad A$	$a \delta \quad a \delta \quad a$
$C a$		$a \quad a \quad a$	$a \quad a \quad a$
$C a \delta$		$\delta \quad q \quad c$	$\delta c \quad \delta c \quad \delta$
$\delta \delta$		$\delta \quad \delta \quad \delta$	$\delta \quad \delta \quad \delta$
$q = 0$			

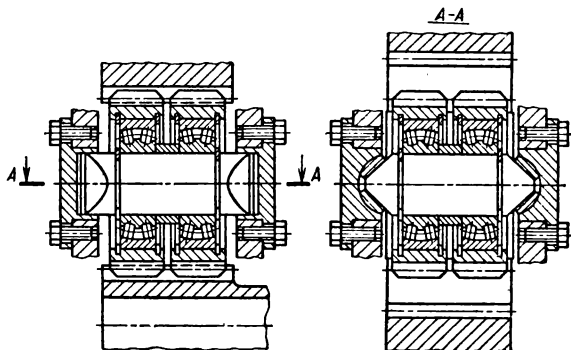


Рис. 5.40. Самоустанавливающееся зубчатое колесо с клиновым уравнительным механизмом

Аналогично решается задача при самоустанавливающихся зубчатых колесах с клиновым уравнительным механизмом (а. с. № 717442), (рис. 5.40). Чтобы избежать избыточных связей применили уравнительный механизм, показанный на рис. 5.41 (а. с. № 533779). Он выполнен в первой ступени, где водило сделано разрезным, а уравнительными рычагами служат оси сателлитов.

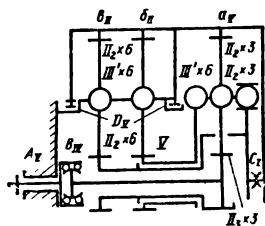
В этом механизме структурный блок a_d выполнен по схеме δ , а два структурных блока b_6 и b_8 — по схеме δ (см. рис. 5.11). Структурные блоки здесь особенно выгодны, так как уменьшают число контуров с 21 до 6. Механизм — многоплоскостный. В нем два плавающих звена, соединяющих эти плоскости: ведущий карданный вал и комбинированное звено из водила первой ступени и солнечного колеса — второй; правда, тут два звена, но они соединены вращательной парой V_2 и поэтому их надо рассматривать как одно; здесь будут четыре замены плоских подвижностей неплоскими.

В этом редукторе совершенно нет избыточных связей. Этим он выгодно отличается от предыдущих.

Венец первой ступени можно соединить не с колесом автомобиля, а с одним из солнечных колес второй ступени (рис. 5.42). Так как водило и венец первой ступени вращаются в разных направлениях, то «половинки» второй ступени придется сделать различными — одну оставить рядовой с паразитными колесами, другую — планетарной (рис. 5.42).

Чтобы окружные силы и нагрузки на подшипники второй ступени были одинаковыми, солнечные колеса в этой ступени можно сделать различного диаметра. Для фиксирования венца первой ступени в осевом направлении его следует соединить с водилом парой I_1 . Ее можно выполнить из сферического подшипника с радиальным разбегом наружного кольца. Механизм этот проще предыдущего — у него 15 подшипников и 15 зубчатых венцов. При тех же числах зубьев у этого механизма передаточное число больше (приблизительно вдвое), выражается формулой

$$\frac{\omega_1}{\omega_9} = -\frac{z_3}{z_1} - \frac{z_9}{z_7} - \frac{z_3}{z_1} \frac{z_6}{z_4} - \frac{z_3}{z_1} \frac{z_9}{z_7}.$$



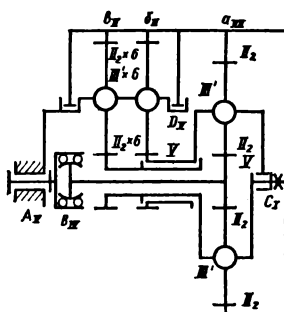


Рис. 5.43. Редуктор с двумя водилами, по одному сателлиту в каждой первой ступени

$n = 2$	f	$f'_1 + f'_2 + f'_3$	$f'_4 + f'_5 + f'_6$
$w = 2$	36	$0 + 1 + 1$	$0 + 0 + 0$
$f_6 = 29$	29	$6 + 6 + 6$	$6 + 6 + 6$
$\rho_H = 2$	-2	$-3 - 3 - 5$	$-6 - 6 - 6$
$\rho_{H'} = 1$	-2	$0 - 0 - 2$	$0 - 0 - 0$
$\rho_M = 1$	-5	$0 - 0 - 0$	$-1 - 1 - 0$
$\rho_T = 1$	-5	$1 - 1 - 1$	$-1 - 1 - 0$
q	0	$2 + 3 + 1$	$-2 - 2 + 0$
$\begin{array}{c} \text{---} \text{---} \text{---} \\ \text{---} \text{---} \text{---} \\ \text{---} \text{---} \text{---} \end{array}$			
		$0 + 0 + 0$	$0 + 0 + 0$
$A B$	$a C$	$\delta \quad Q \quad A \delta$	$a \delta \quad a \delta \quad a$
$C a$	C	$\delta \quad C \quad a$	$C \quad C \quad a$
$a \delta$	a	$a \quad a \quad a$	$\delta \quad \delta \quad \delta$
$a \delta$	δ	$\delta \quad \delta \quad \delta$	$a \delta \quad a \delta \quad \delta$
δD	δ	$\delta \quad \delta \quad \delta$	$\delta \quad \delta \quad \delta$
δD	δ	$\delta \quad \delta \quad D$	$\delta \quad \delta \quad \delta$

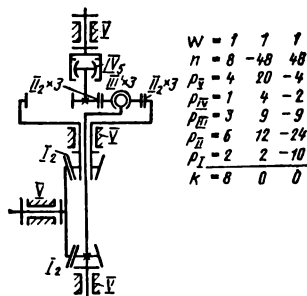


Рис. 5.44. Редуктор — электромотор-колеса с коническими колесами

число здесь удваивается, что является существенным преимуществом, так как позволяет упростить конструкцию редуктора.

Для устранения избыточных связей, при трех сателлитах, надо ставить их на сферические опоры, а солнечное колесо сделать плавающим на одном зубчатом кардане.

5.14. ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Работа волновой передачи (рис. 5.45) основана на деформации ведомого зубчатого колеса, которое выполняется в виде гибкой оболочки колоколообразной формы. Деформация вызывается роликами (двумя или тремя), вращающимися на водиле, которое и служит ведущим звеном — генератором волн. Числа зубьев ведомого колеса и опорного не равны, и вследствие этого происходит поворот ведомого звена.

В волновых передачах одновременно работает очень много зубьев, т. е. коэффициент перекрытия их очень велик. Это и является причиной большой нагрузочной способности зубьев. Избыточные связи, вызываемые коэффициентом перекрытия, безвредны, так как они действуют в пределах кинематической пары, а не механизма. Поэтому определять их не будем, а будем считать $e = 1$.

Деформация гибкой оболочки может происходить в двух местах: в цилиндрической части и в дне колокола. Оболочка должна передавать крутящий момент, а также моменты, изгибающие зубья, поэтому она не может быть очень тонкой. От нажатия ролика она только прогибается, а облегать зубья не может. Поэтому в зацеплении

возможен только точечный контакт — пара I_2 . Также точечным будет контакт между роликом и оболочкой — пара I_3 . Контактное напряжение невелико, так как контакт происходит между вогнутой и выпуклой поверхностями.

Прогиб цилиндрической части оболочки напротив каждого ролика даст одну подвижность. Поэтому соответствующий участок оболочки будем считать парой пятого класса и условно обозначать волнистой линией. При подсчете числа звеньев участка гибкого зубчатого венца, расположенный напротив каждого ролика, придется считать как отдельное звено. Дно колокола выполняется или жестким, или гибким. При жестком дне соответствующая подвижность отсутствует, а для равномерного распределения нагрузки между зубьями приходится делать плавающее водило. При гибком дне его следует рассматривать как листовую пару III_1' , и тогда не требуется делать водило плавающим. Также не требуется делать водило плавающим, если оболочку выполнить трубчатой и соединить с дном шлицевой парой IV_5 .

Рассмотрим волновую передачу с жестким дном и двумя роликами без плавающего звена (см. рис. 5.45). Подвижности здесь состоит из основной и проскальзывания двух роликов, т. е. $w = 3$.

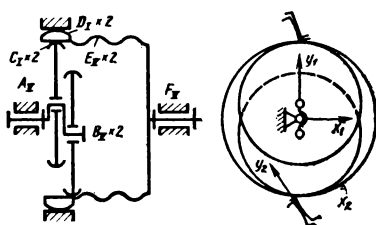
Подсчет по формуле (1.2) (внизу на рис. 5.45) дает $q = 1$, т. е. не будет одинаковой нагрузки зубьев, прижимаемых разными роликами. Убедимся в этом рассмотрением подвижностей в контурах. Оси координат как в этой передаче, так и в дальнейшем, при рассмотрении двухроликовых волновых передач, возьмем следующие: ось z — по оси вращения; y_1 — по нормали к роликам; x_1 — по касательной к роликам; y_2 — по касательной к зубьям; x_2 — по нормалью к зубьям.

Рассчитаем число контуров по формуле (1.3): $k = p - n = 10 - 6 = 4$. Первый контур возьмем со звеньями: стойка, водило, первый ролик, участок зубчатого венца, ведомый вал — стойка и с кинематическими парами $ABCE$. Второй контур — аналогично, но через второй ролик. Для упрощения подвижности этих контуров рассматриваем вместе (внизу на рис. 5.45). Здесь подвижности $f_y = 2$ получились в результате прогибов цилиндрической части оболочки (пары II).

Третий контур возьмем со звеньями: стойка, зуб, прижимаемый первым роликом ведомый вал, стойка и с кинематическими парами DEF . Четвертый контур — аналогично, но через зуб, прижимаемый вторым роликом.

Подвижности третьего и четвертого контуров рассматриваем вместе. Одна линейная подвижность по оси x_2 заменяется угловой вокруг оси z , так как есть звено DF по оси y_2 . Другой аналогичной подвижности нет, и получается избыточная связь. Подвижности f_z' идут на подвижности механизма и проскальзывание роликов. Избыточную связь следует устранить плавающим звеном. Поэтому рассмотрим аналогичный механизм, но с плавающим водилом, соединенным с ведущим валом зубчатым карданом (рис. 5.46).

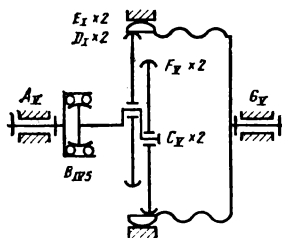
Оси координат и контуры возьмем такие же, как на рис. 5.45. Одна недостающая подвижность f_{x2}' заменяется подвижностью f_z'' , как на рис. 5.45, потому что есть звено EG , направленное по оси y_1 . Другая подвижность f_{x2}' заменяется подвижностью f_{x1}'' , которая вследствие поворота карданного вала длиной BC вызовет перемещение венца по оси y_1 , что в свою очередь, из-за угла зацепления (клиновидности зубьев) при



$n = 6$	f	$f_x' + f_y' + f_z'$	$f_x'' + f_y'' + f_z''$
$w = 3$	3	$0 + 0 + 3$	$0 + 0 + 0$
$k = 4$	24	$4 + 4 + 4$	$4 + 4 + 4$
$p_{xx} = 4 - 4$	0	$0 - 0 - 4$	$0 - 0 - 0$
$p_{xy} = 2 - 2$	0	$-2 - 0 - 0$	$0 - 0 - 0$
$p_{yz} = 2 - 10$	-2	$-0 - 2 - 2$	$-2 - 2 - 2$
$p_{zx} = 2 - 10$	0	$-2 - 2 - 2$	$-2 - 2 - 2$
q	1	$2 + 0 - 1$	$0 + 0 + 0$

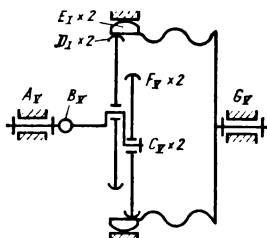
z	f_z'	f_z''	f_z'	f_z''
z	f_z'	f_z''	f_z'	f_z''
z	f_z'	f_z''	f_z'	f_z''
z	f_z'	f_z''	f_z'	f_z''

Рис. 5.45. Волновая передача (с одной избыточной связью)



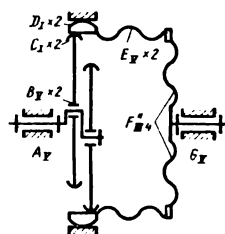
$n = 7$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w = 4$	4	1 + 0 + 3	0 + 0 + 0
$k = 4$	24	4 + 4 + 4	4 + 4 + 4
$\rho_{x1} = 4 - 4$	0	0 - 0 - 4	0 - 0 - 0
$\rho_{x2} = 2 - 2$	0	0 - 2 - 0	0 - 0 - 0
$\rho_{x3} = 1 - 2$	0	0 - 0 - 0	-1 - 1 - 0
$\rho_{x4} = 2 - 10$	-2	-2 - 0 - 2	-2 - 2 - 2
$\rho_{x5} = 2 - 10$	0	-2 - 2 - 2	-2 - 2 - 2
q	0	3 + 0 - 1	-1 - 1 - 0

Рис. 5.46. Волновая передача с карданом, имеющая вредную подвижность



$n = 7$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w = 3$	3	0 + 0 + 3	0 + 0 + 0
$k = 4$	24	4 + 4 + 4	4 + 4 + 4
$\rho_{x1} = 4 - 4$	0	0 - 0 - 4	0 - 0 - 0
$\rho_{x2} = 1 - 1$	0	0 - 0 - 0	-1 - 0 - 0
$\rho_{x3} = 2 - 2$	0	0 - 2 - 0	0 - 0 - 0
$\rho_{x4} = 2 - 10$	-2	-2 - 0 - 2	-2 - 2 - 2
$\rho_{x5} = 2 - 10$	0	-2 - 2 - 2	-2 - 2 - 2
q	0	2 + 0 - 1	-1 + 0 + 0

Рис. 5.47. Волновая передача с одним поперечным шарниром (рекомендуемая)



$n = 7$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w = 5$	5	0 + 0 + 3	1 + 0 + 1
$k = 4$	24	4 + 4 + 4	4 + 4 + 4
$\rho_{x1} = 4 - 4$	0	0 - 0 - 4	0 - 0 - 0
$\rho_{x2} = 2 - 2$	0	0 - 2 - 0	0 - 0 - 0
$\rho_{x3} = 1 - 3$	0	0 - 0 - 0	-1 - 1 - 1
$\rho_{x4} = 2 - 10$	-2	-2 - 0 - 2	-2 - 2 - 2
$\rho_{x5} = 2 - 10$	0	-2 - 2 - 2	-2 - 2 - 2
q	0	2 + 0 - 1	-0 - 1 + 0

Рис. 5.48. Волновая передача с гибким дном (рекомендуемая)

ведет к относительному перемещению его по оси x_2 . Поэтому избыточные связи отсутствуют. Угловые подвижности f'_z те же, что и на рис. 5.45.

Появилась одна новая угловая подвижность f'_{y1} в паре B_1V_5 . Она допускает поворот карданного вала BC вокруг вертикальной оси зубчатого кардана, смещение роликов в тангенциальном направлении (по оси x_1) и заклинивание. Поэтому эта подвижность является вредной. Ее можно избежать, если применить передачу с тремя роликами. Правда, передаточное число тогда увеличится, что, как правило, нежелательно. Этой подвижности можно избежать и другим путем — при двух роликах устранить у кардана шарнир, расположенный в плоскости осей роликов (рис. 5.47). Такую конструкцию следует рекомендовать для практического применения.

Волновая передача с гибким дном и двумя роликами показана на рис. 5.48. Рассмотрение подвижностей в контурах показывает, что избыточных связей у передачи нет, а есть пять подвижностей. При подсчете их по структурным формулам кольцо, соединяющее цилиндрическую часть оболочки с плоской, следует рассматривать как отдельное звено. Кроме трех подвижностей, имеющих во всех предыдущих схемах волновых передач, в передаче с гибким дном имеются еще две: f'_z — происходит вследствие прогиба дна оболочки в паре F (вследствие ее жесткости прогиб невелик и поэтому совершенно безвреден); f'_{x1} (тоже в паре F) — представляет угловую подвижность кольца, соединяющего плоскую и цилиндрическую части оболочки. Из-за жесткости оболочки угловая деформация незначительна и потому совершенно безвредна. Вследствие простоты эта схема наиболее выгодная.

- 1) применить плавающий кулачок, соединенный с валом шарниром A_7 , перпендикулярным к оси вращения (см. рис. 5.49);
- 2) применить оболочку с гибким дном;
- 3) соединить цилиндрическую часть оболочки с дном с помощью зубчатого кардана IV_5 .

Существуют и другие схемы волновых передач, например схема с внешним генератором волн¹. Внутри оболочки есть свободное место, которое может быть использовано для размещения других звеньев. Известны герметичные передачи, передачи для больших передаточных отношений и др. Устранение в них избыточных связей аналогично изложенному выше и поэтому здесь не рассматривается.

5.15. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Момент трения в зубчатом кардане не зависит ни от его радиуса, ни от длины зубьев, ни от угла между осями δ .

Геометрический момент пропорционален квадрату длины зуба b , углу между осями δ и обратно пропорционален радиусу муфты R и стрелке точки Δ .

Приближенно можно считать полный момент в зубчатом кардане равным одной десятой передаваемого момента. Приведенная сила трения соединительного механизма пропорциональна отношению радиуса плавающего звена (колеса) к длине кардана.

Следует избегать применения коротких карданных валов из-за большого трения. Наименьшее трение у солнечного плавающего колеса, больше у водила, еще больше у плавающего венца.

Чем больше модуль, тем больше масса звена искажает силы.

Если внутри сателлита сферический подшипник не размещается, можно применить схему В. Н. Ермака. Можно применить также разрезные сателлиты с уравнительным механизмом. Уравнительным механизмом могут служить косозубые шлицевые соединения. Ось сателлита может служить уравнительным механизмом, если ее соединить с водилом шарниром или заостренными концами. При числе сателлитов больше трех необходим уравнительный механизм. Особенно простым он может получиться при шести сателлитах.

В планетарном редукторе для больших передаточных чисел (плюсовом) следует все колеса расположить в одной плоскости и сателлит поставить на сферический подшипник.

В механизмах со свободным водилом его следует сделать плавающим, ограничив только его осевые перемещения.

В многократных и замкнутых планетарных механизмах можно избежать зубчатых карданов и трения в них, если соединительное звено сделать плавающим.

В электромотор-колесах для размещения сферических подшипников приходится вторую ступень делать раздвоенной. Уравнительным механизмом может также служить первая ступень. Можно первую ступень выполнять с двумя сателлитами и двумя водилами, соединив каждое со своим солнечным колесом второй ступени. Можно водило первой ступени сделать из двух дисков, соединив каждый со своим солнечным колесом второй ступени, а оси сателлитов первой ступени использовать в качестве уравнительных рычагов.

В волновых редукторах с двухроликовым или кулачковым волнообразователем, последний надо сделать плавающим вокруг оси, перпендикулярной к оси роликов. При трехроликовом волнообразователе надо его сделать плавающим вокруг двух осей, параллельных между собой и перпендикулярных к оси роликов.

¹ Тарабарин В. Б., Тимофеев Г. А. Волновая передача. — Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1976, № 48 (а. с. № 541057).

6.1. ПРИВОД КАНАТНОГО БАРАБАНА

Выходной вал редуктора (рис. 6.1) опирается на два подшипника. Барабан вследствие большой длины установить на весу, как делают с канатоведущим шкивом лифтов, нельзя. Приходится ставить еще один подшипник. Получается вал на трех подшипниках. Чтобы избежать статически неопределимой системы, необходимо соединить редуктор с барабаном карданным шарниром (обычно зубчатым). Для разгрузки зубчатой муфты от радиальных сил (которые здесь очень большие) ставят шаровое соединение, обычно в виде сферического роликового подшипника (рис. 6.1, б). Для наименьшего трения необходимо, чтобы зубчатая муфта находилась в одной плоскости с центром сферы этого подшипника (рис. 6.1, б). К сожалению, это не выполнено на рис. 6.1, а, где плоскость кулачковой муфты смещена в осевом направлении.

Другой путь исправления конструктивной схемы — это установка на корпусе редуктора одного, а не двух подшипников. При этом в месте прохода вала через корпус редуктора ставят только уплотнение и не ставят подшипник. Получается вал на двух опорах — внешней и в корпусе редуктора. Такая конструкция применяется в приводе эскалаторов и полностью себя оправдала.

Третий путь заключается в том, что редуктор (с двумя подшипниками) следует делать самоустанавливающимся. Внешнюю опору следует сделать шаровой III'_2 , а редуктор соединить со стойкой зубчатым карданом III'_5 . Практически вместо зубчатого кардана лучше взять только два зуба, расположенных в одной горизонтальной плоскости. Такая схема целесообразна в тех случаях, когда двигатель составляет одно целое с редуктором. В других случаях могут потребоваться изменения конструкции соединительной муфты между двигателем и редуктором.

Конструкция барабана, примененная НИИСтройдормашем для лебедок башенного крана КБ-100.1, показана на рис. 6.2. Здесь редуктор соединяется с барабаном вращательной парой V и крепится к платформе крана парами III' и I. Выносной подшипник соединяется с барабаном сферической парой III' и крепится к платформе опорами III' и III' . В них образуется избыточная связь — натяг вдоль пря-

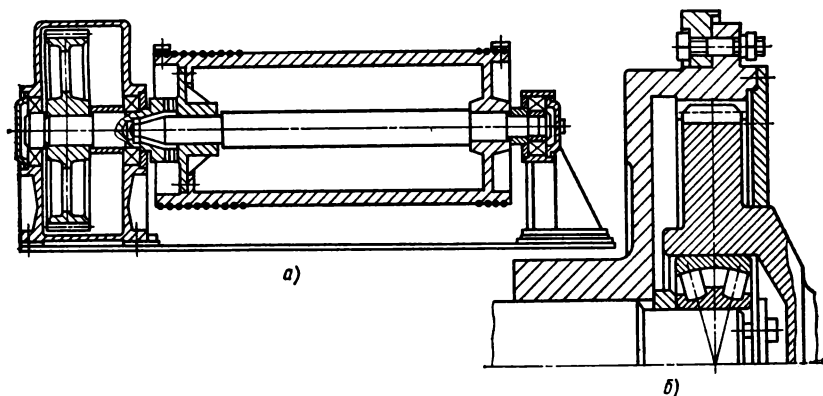


Рис. 6.1. Привод канатного барабана:

а — конструкция ВНИИПТМАШа; б — конструкция завода ПТО им. Кирова

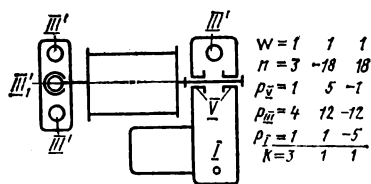
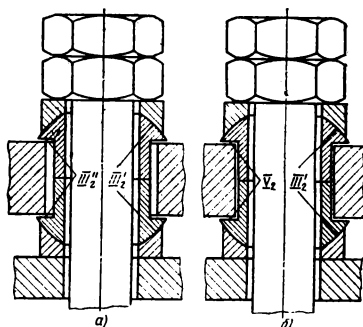


Рис. 6.2. Лебедка конструкции НИИСтройдормаша

Рис. 6.3. Опоры лебедки конструкции НИИСтройдормаша:

а — с одним условием связи; б — с тремя условиями связи



мой $III' III'$; из-за больших зазоров эта избыточная связь безопасна. Она определена по формулам (1.1) и (1.2) (см. рис. 6.2, справа).

Конструкции опор I и III' показаны на рис. 6.3, а и б. Они представляют собой кинематические соединения сферической пары III'_2 с плоскостной III'_2 для пары I (рис. 6.3, а) или с вращательной V_2 для пары III' (рис. 6.3, б). Плоскостная пара III'_2 отличается от вращательной V_2 только диаметром сверления в лапе опоры. Промежуточные звенья — шаровые втулки в обоих опорах имеют местную подвижность — вращение вокруг своей оси.

При отклонении от соосности опор III' и V барабана во время работы лебедки редуктор перемещается в опоре I . В эксплуатации допускаются перемещения до 2,5 мм, при больших значениях лебедка бракуется.

6.2. БЛОКИ

Блок в грузоподъемных устройствах не требует большой точности вращения. Это не стол карусельного станка, где колебания, измеряемые микрометрами, уже влияют на точность изготавливаемого изделия. Моменты, перекашивающие подшипник, и осевые силы не могут быть значительными, так как во избежание быстрого изнашивания троса не допускается значительное отклонение его от плоскости вращения блока. В подвижных блоках вследствие их самоустанавливаемости эти моменты вообще отсутствуют.

Кроме того, подшипники типа 0000, применяемые здесь, хорошо передают осевые силы. Места для установки подшипника внутри блока вполне достаточно. Поэтому целесообразно блок опирать на один подшипник качения: шариковый однорядный типа 0000 или роликовый с короткими цилиндрическими роликами типа 92000 (или другого аналогичного типа).

Правильная конструкция без избыточных связей показана на рис. 6.4, а. К сожалению, общепринятой является опора блока на два подшипника качения (рис. 6.4, б). В ней пять избыточных связей, которые вследствие близкого расположения подшипников особенно сильно сказываются на их работе (влияние допусков).

Переход на одноподшипниковую опору позволит сэкономить большое число подшипников, а также уменьшить габариты в осевом направлении.

Так как при опорах на подшипниках скольжения блоки всегда опираются на одну втулку, точность вращения блоков при этом вполне удовлетворительная, поэтому при переходе на подшипники качения, которые гораздо точнее, применение опор на два подшипника можно объяснить только привычкой опирать вал на два подшипника.

При конструировании крюковой подвески не следует усложнять ее ненужными подвижностями. Пример такой неправильной конструкции дан на рис. 6.5, где крюк крепится на упорном шарикоподшипнике типа 18 000 со сферическим подкладным кольцом. Сферическая подкладка здесь излишняя — обе угловые подвижности

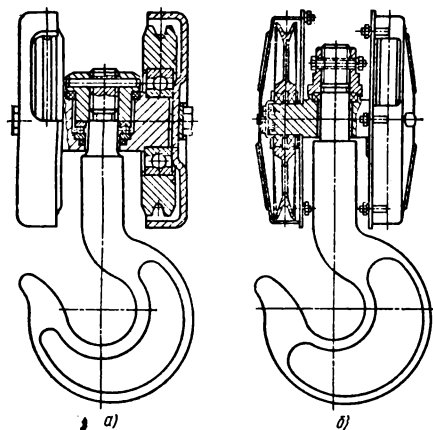


Рис. 6.4. Конструкции крюковой подвески: а — правильная (без избыточных связей); б — неправильная (пять избыточных связей)

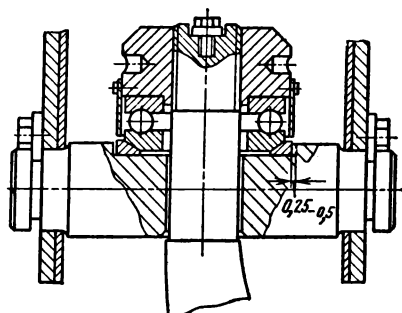


Рис. 6.5. Неправильная конструкция пяти крюка (с вредной подвижностью)

вокруг горизонтальных осей достигаются самоустанавливаемостью самого блока. Она даже вредна, так как в результате трения в сферической паре блок остается в перекошенном состоянии, что значительно снижает долговечность тросов.

6.3. ГРЕЙФЕРЫ

Грейферы бывают двухчелюстные (рис. 6.6) и многочелюстные (рис. 6.7). Первые применяют для легких материалов с ограниченным размером частиц, вторые — для тяжелых, крупными кусками.

Наиболее распространены двухканатные грейферы, которые здесь и рассмотрим

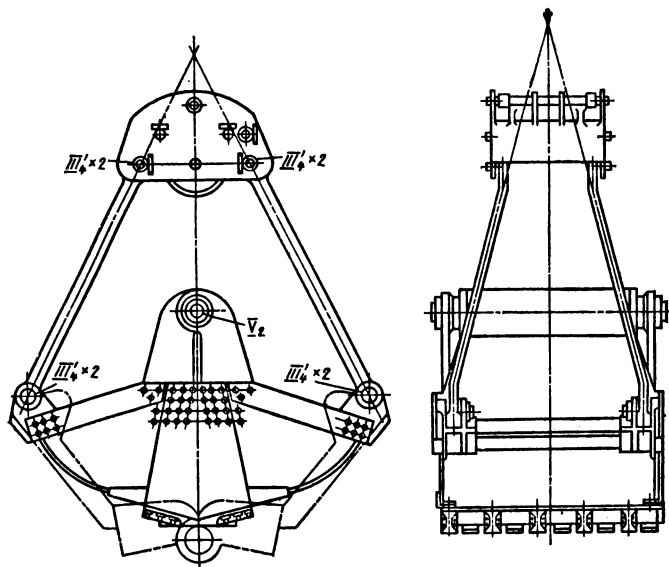


Рис. 6.6. Двухчелюстной грейфер

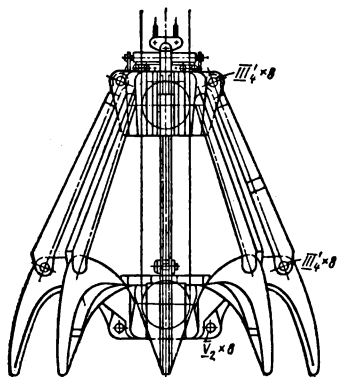


Рис. 6.7. Многочелюстной грейфер

При навивании обоих канатов таких грейферов происходит подъем. При навивании только одного каната или навивании обоих канатов с разными скоростями грейфер открывается или закрывается.

В двухчелюстном грейфере (см. рис. 6.6) челюсти соединяются шарниром (иначе зубья их не сомкнутся), который считаем вращательной парой V_2 . К этому шарниру присоединяют нижнюю обойму управляющего полиспаста. Челюсти подвешивают к верхней обойме четырьмя наклонными тягами, шарниры которых следует считать сферическими парами III'_4 . Большое значение имеет расположение этих тяг. Нельзя, чтобы они пересекались в одной точке, так как тогда будет нарушено условие № 6 в табл. 3.1, по которому через точку может проходить не больше трех поводков, и механизм получится с избыточной связью.

Это можно проследить по натягам при сборке тяг такого расположения. После постановки трех тяг (считая обойму неподвижной) система из них и челюстей может только вращаться вокруг точки их пересечения, и расстояние между точками присоединения четвертой тяги, нужное для ее установки, изменить будет невозможно. Возникшая избыточная связь потребует пригонки длины четвертой тяги. При ремонте тяги могут быть перепутаны, и тогда придется испробовать $4 \cdot 6 = 24$ варианта, что явно невозможно. Главный недостаток такой конструкции — неправильное нагружение элементов грейфера при работе. Поэтому избыточная связь здесь недопустима. Чтобы ее исключить, надо следить, чтобы на обоих проекциях грейфера (см. рис. 6.6) точки пересечения осей тяг пересекались на возможно более различном уровне. Проверим этот механизм и по структурной формуле (1.1). Определим подвижности, считая стойкой верхнюю обойму полиспаста. Эти подвижности: открывание, четыре местных подвижности четырех тяг и два раскачивания в двух плоскостях, всего $\omega = 7$, по формуле (1.1)

$$q = 7 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 8 = 0.$$

Если тяги пересекаются в одной точке, то добавится еще вращение вокруг вертикальной оси, и тогда $\omega = 8$;

$$q = 8 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 8 = 1.$$

У многочелюстного грейфера (см. рис. 6.7) конструкция правильная. Надо только челюсти соединять с нижней обоймой полиспаста вращательными парами V_2 , а тяги выполнять со сферическими (за счет зазоров) парами III'_4 . При восьми челюстях, считая за стойку верхнюю обойму полиспаста, подвижности: на открывание, восемь местных подвижностей (восемь тяг) и пять подвижностей нижней обоймы полиспаста — две линейные вдоль горизонтальных осей, две угловые вокруг тех же осей и угловая вокруг вертикальной оси, проходящей через точку пересечения тяг. Всего $\omega = 14$. По формуле (1.1)

$$q = 14 - 6 \cdot 17 + 5 \cdot 8 + 3 \cdot 16 = 14 - 102 + 40 + 48 = 0.$$

6.4. КРАНОВЫЕ ТЕЛЕЖКИ

Перегрузочные мосты, передвижные конвейеры, козловые, порталные и строительные краны перемещаются по рельсам с помощью ходовых тележек. При условии малой грузоподъемности тележки выполняют однорельсовыми (рис. 6.8), при большой — двухрельсовыми и даже четырехрельсовыми. Они рассмотрены в предыдущем издании книги.

Будем рассматривать опору одной ноги крана. Выясним условия связи между колесом и рельсом. Контакт по цилиндрической поверхности вследствие малой ши-

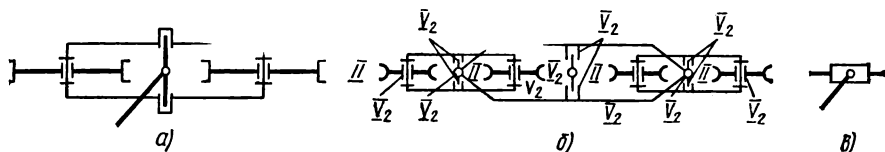


Рис. 6.8. Однорельсовые крановые тележки:

а — двухколесная; б — четырехколесная; в — условное обозначение

рины рельса по сравнению с размерами крана будет парой первого класса. Следовательно, если в результате зазоров реборды не работают, то будет соединение первого класса; если работают, то прибавится еще одно условие связи и будет соединение второго класса

В соответствии с этим и обозначены пары на рис. 6.8. Соединение однорельсовой тележки с ногой крана или с балансиром должно иметь две угловые подвижности: вокруг вертикальной оси для вписывания в кривые и вокруг поперечной оси для выравнивания нагрузки на колеса. Для устойчивости тележки (чтобы она не «вавилась») подвижности вокруг продольной оси быть не должно. У двухрельсовых тележек эта подвижность необходима для выравнивания нагрузки на оба рельса.

Подвижность механизма: основная (движение тележки), проскальзывание колес (или осей) по их числу и три угловые подвижности ноги крана (у однорельсовых — одна из них вместе с тележкой). Условия связи, наложенные на кран другими тележками, здесь не рассматриваются, отсюда и три подвижности у ноги.

Рассмотренные механизмы направляют ногу крана по линии, параллельно рельсам, т. е. на плоской схеме накладывают те же условия связи, что и ползун. Поэтому в дальнейшем на плоской схеме будем изображать их в виде ползуна. Этот ползун при однорельсовой тележке будет четвертого класса, а при двухрельсовой — пятого.

6.5. МОСТОВЫЕ КРАНЫ

В мостовых кранах подкрановые рельсы расположены на большом расстоянии друг от друга (равном пролету) и присоединены к различным стенам здания. Неравномерная осадка здания ведет к искажению подкранового пути в плане и в профиле. В статически неопределимых кранах это ведет к ускоренному изнашиванию ходовой части моста, особенно реборд колес.

Г. П. Попов и В. А. Иванов (а. с. № 140551) предложили мостовой кран, в котором избыточные связи устранены. Его схема показана на рис. 6.9, а.

Мост состоит из двух звеньев, каждое из которых представляет главную и концевую балки, жестко соединенные между собой. Звенья моста соединены парами II_3 , которые выполнены в виде колеса в желобе. Ходовые колеса соединены с мостом вращательными парами V_2 . Одно из колес следует сделать более широким, чтобы получить пару первого класса. Уменьшение числа избыточных связей значительно сократило изнашивание ходовой части.

Этот кран был испытан на Александрийском заводе подъемно-транспортного оборудования. Испытания прошли успешно, значительно увеличилась долговечность.

В этой схеме можно сделать все колеса одинаковыми без уширения обода, но тогда одно колесо придется посадить на цилиндрическую пару (с осевым разбегом). Одинаковые колеса можно получить и другим способом (рис. 6.9, б). Для этого в одной половине моста надо главную и концевую балки соединить вращательной парой V_2 .

Проще эта схема получится в однобалочном мосте (рис. 6.9, в). Здесь главную балку надо соединить с одной концевой балкой жестко, а с другой — через вращательную V_2 и цилиндрическую IV_2 пары.

В этих трех схемах направляющим будет только один рельс: на рис. 6.9, а — правый, что является недостатком, правда, не очень существенным, так как можно сильнее укрепить этот рельс в горизонтальном направлении. Устранение этого недостатка вызывает усложнение конструкции крана. Можно мост сделать шарнир-

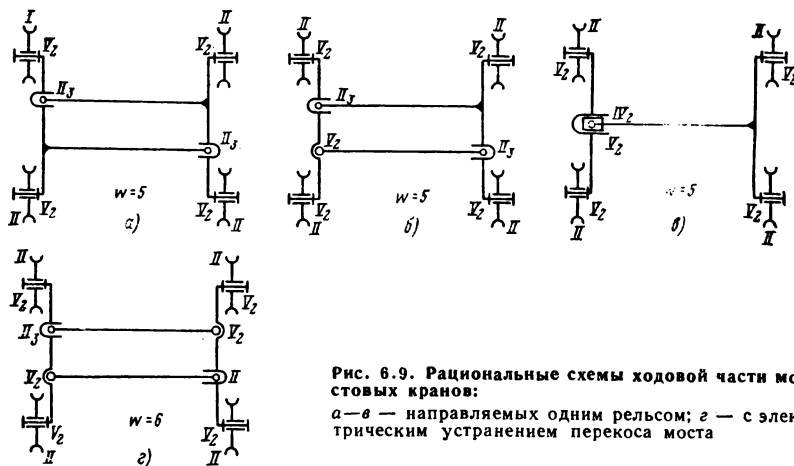


Рис. 6.9. Рациональные схемы ходовой части мостовых кранов:

а—г — направляемых одним рельсом; г — с электрическим устранением перекоса моста

ным (рис. 6.9, г), выполнив соединения главных и концевых балок двумя вращательными парами V_2 и двумя парами II_3 . Привод к тележкам моста придется делать раздельным, что выгодно для кранов с большим пролетом. Лишнюю подвижность — перекося моста — здесь необходимо устранить электрическим путем. Механическим путем вследствие большого расстояния между концевыми балками этого достичь труднее.

Направление моста одним рельсом себя оправдало и получило широкое распространение в перегрузочных мостах и мостах передвижных ленточных конвейеров, поэтому есть все основания считать, что оно вполне пригодно и для мостовых кранов.

6.6. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ СТРОИТЕЛЬНЫХ КРАНОВ

Механизмы ходовой части башенных кранов особенно важно выполнять статически определимыми, так как рельсы для них (как и для всех строительных кранов) устанавливаются временно. Кроме того, каждый рельс кладут на свои шпалы. Скорости кранов во много раз меньше, чем скорости поездов. Поэтому точность установки рельсов этих кранов значительно ниже железнодорожных. Повышать эту точность невыгодно, так как при этом удорожаются строительные работы. Наоборот, для ускорения и удешевления строительства желательно снизить требования к точности установки рельсов. Это и дают механизмы без избыточных связей.

Такие краны обычно движутся на двухколесных тележках (см. рис. 6.8, а). Между фермой крана и колесами должно быть два шарнира: вертикальный — для поворота тележки в соответствии с профилем пути в плане и горизонтальный — для выравнивания нагрузок на колеса.

Если кран опирается на три такие тележки, то его сила тяжести распределяется статически определимо между шестью колесами. Конечно, это не значит, что распределение равное, так как кроме силы тяжести крана есть еще опрокидывающие силы (сила тяжести груза и давление ветра).

Однако такой кран не будет приспособляться к профилю пути в плане. Например, он не сможет пройти по колее переменной ширины. Особенно трудно для такого крана подогнать рельсы на кривых. Поэтому его применение практически ограничивается только прямыми путями.

Устранить этот недостаток можно, если соединить фермой две тележки, находящиеся на разных рельсах (а. с. № 203869). Кран должен опираться на третью тележку и середину фермы (рис. 6.10, а). При этом центр крана должен быть в два раза ближе к соединению с фермой, чем к соединению с тележкой. Соединение фермы с краном должно обязательно быть на вращательной паре V_2 , т. е. выполнено на двух широко расставленных подшипниках. Такой кран сможет двигаться и по колее пере-

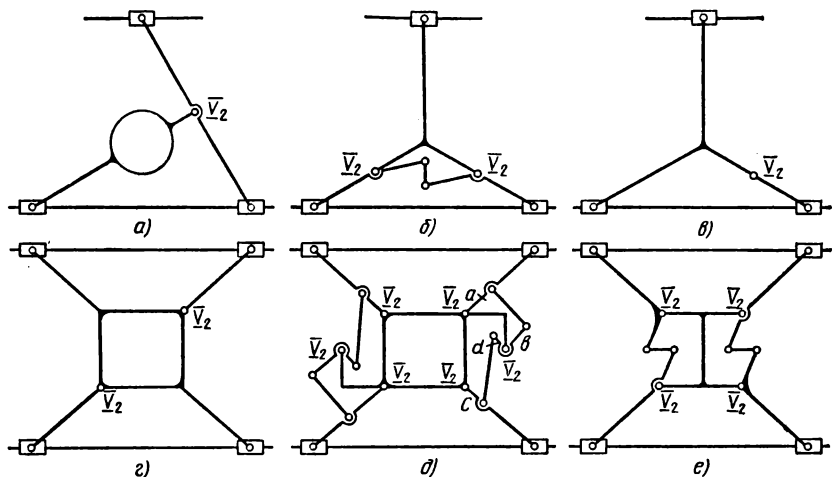


Рис. 6.10. Схемы соединений ходовых тележек крана:

a—б — с тремя тележками; *е—е* — с четырьмя

менной ширины и по кривым. Ветровая сила равномерно распределится между тремя тележками.

В структурном отношении та же задача решена на схеме рис. 6.10, б. Здесь одна нога составляет одно целое с краном, две другие соединены с ним вращательными парами V_2 , выполненными так же, как и на рис. 6.10, а. Кроме того, ноги соединены шарнирным механизмом, допускающим их поворот только на равные углы в противоположных направлениях. К сожалению, тележки на поворотных ногах не участвуют в передаче ветровой силы. Эту силу передает только третья тележка и только одному рельсу — верхнему (рис. 6.10, б). Поэтому такая схема может иметь только очень ограниченное применение (например, для кранов в закрытых помещениях).

Значительно проще это решено на схеме рис. 6.10, в, где ветровая сила действует также только на одну тележку. По сравнению со схемой на рис. 6.10, б в этом случае приспособляемость крана к изменению ширины колеи несколько хуже.

При четырех тележках неизбежна одна избыточная связь вследствие передачи вертикальных сил на четыре точки, которая приведет к статически неопределимому распределению сил между колесами.

Отсутствие приспособляемости к профилю пути в плане можно устранить. Обычно ноги соединяют с краном при помощи вертикальных шарниров V_2 . Кран перевозят со сложенными ногами. В рабочем положении ноги закрепляют тягами и они составляют с краном одно целое звено. Чтобы устранить избыточные связи, действующие в горизонтальной плоскости, необходимо закреплять не четыре ноги, а только две, расположенные одна против другой (рис. 6.10, е); две другие ноги следует оставить свободными на вращательных парах. Такой кран может работать и при переменной ширине колеи (кран КБ 100.1 ВНИИСтройдормаша). К сожалению, в передаче горизонтальной силы будут участвовать только две тележки (на закрепленных ногах), т. е. эта схема частично имеет недостаток схемы на рис. 6.10, б.

Избежать этого недостатка можно, если все четыре ноги оставить вращающимися на шарнирах V_2 (рис. 6.10, д). Для устранения лишних подвижностей соседние ноги следует соединить шарнирными механизмами, допускающими их поворот только на равные углы в противоположных направлениях. Для этого должно быть выполнено соотношение $a/b = c/d$.

Механизм получается легким и недорогой, так как изменение колеи невелико и, следовательно, размеры рычагов b и d оказываются небольшими. При этом ноги следует соединять с тележками, опирающимися на разные рельсы. Нельзя соединять

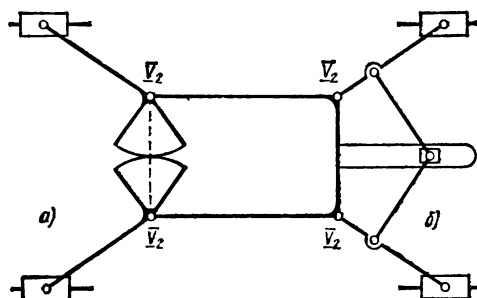


Рис. 6.11. Схемы четырехтележечных кранов: а — с зубчатыми секторами; б — с кривошипно-ползунными механизмами

Ноги можно соединять зубчатыми секторами (рис. 6.11, а), а также двойным кривошипно-ползунным механизмом (рис. 6.11, б). Такие механизмы предложил Hans Tax (патент ФРГ, № 1015587).

6.7. ПОДЪЕМНИКИ (ЛИФТЫ)

На подъемниках обычно применяют лебедки с канатоведущим шкивом на три или четыре каната. Канатный шкив получается узким, поэтому его всегда располагают «навесу». Так легко получают конструкцию с двумя опорами вала шкива в корпусе редуктора. Глобондная червячная передача, которую обычно применяют в лифтовых лебедках, представляет собой систему с избыточными связями, пути устранения которых пока не найдены.

Остается нерешенным вопрос и о распределении нагрузки между канатами. На кабине ставят рычажный уравнивательный механизм, выравнивающий нагрузку канатов. С противовесом канаты соединяют через пружины, т. е. система остается статически неопределимой, хотя пружины частично компенсируют неравенство сил.

Если один из канатов лежит в желобе шкива глубже (или мельче) остальных, то за счет меньшей окружности он проходит меньший путь, чем остальные. Поэтому натяжение его в верхнем и нижнем положениях кабины становится различным, и он начинает проскальзывать. Тогда дальнейшее изнашивание этого желоба идет гораздо быстрее, чем остальных, и шкив приходится заменять.

Так как размеры желобов всегда различны (в пределах допусков), то причина неравномерного изнашивания заложена в самой схеме механизма. Устранить этот недостаток очень просто. Надо сделать механизм статически определенным. Для этого на противовесе вместо пружин надо поставить второй уравнивательный механизм. Местные подвижности здесь безвредны, так как они устраняются трением канатов о шкив.

Чтобы уравнивательные механизмы работали около своего среднего положения, где трение у них наименьшее, следует предусмотреть упоры рычагов. Упор должен вызвать ослабление и проскальзывание каната в конце хода (единичное). К сожалению, такое устройство автору не удалось проверить экспериментально.

Подвески лифтов служат для выравнивания нагрузок подъемных тросов. Наиболее распространенные подвески показаны в табл. 6.1. В первой строчке показаны схемы подвесок для трех тросов, во второй и третьей — для четырех, в четвертой — для пяти (схема г) и для шести (схемы и и о). Обведены жирной линией схемы опасных подвесок с передачей всей нагрузки на один шарнир. Особенно плоха схема ж, так как система четырех сил, действующих на одно тело, статически неопределима. Поэтому такая схема не дает полного выравнивания нагрузок канатов. Тросы рассчитывают из условия, что один из них может выдержать полную нагрузку кабины с многократным запасом прочности. Следовательно, надежность тросов очень велика. К сожалению, в этих подвесках шарнир, присоединенный к кабине, передает полную нагрузку и ничем не задублирован. При его разрушении кабина падает. Такие слу-

ноги с тележками на одном рельсе, так как тогда эти тележки не смогут передавать ветровые силы (недостаток схемы на рис. 6.10, б). Кроме того, не будут устранены избыточные связи и возникнет местная вредная подвижность (движение крана поперек рельсов).

Вместо соединительного механизма (см. рис. 6.10, д) можно применить механизм антипараллельного кривошипа (рис. 6.10, е). Последний механизм проще, но силы в нем и размеры звеньев больше, чем в первом механизме. Этот механизм запатентован в ГДР (Климент патент № 32213).

Таблица 6.1

<p>3</p> <p>а) $\text{Наиб. } 3Q$ $\text{Сум. } 7Q$</p>	<p>е) $\text{Наиб. } 3Q$ $\text{Сум. } 3Q$</p>	<p>л) $\text{Наиб. } 1(1/2Q)$ $\text{Сум. } 5Q$</p>
<p>4</p> <p>б) $\text{Наиб. } 4Q$ $\text{Сум. } 12Q$</p>	<p>ж) $\text{Наиб. } 4Q$ $\text{Сум. } 4Q$</p>	<p>м) $\text{Наиб. } 3Q$ $\text{Сум. } 18Q$</p>
<p>4</p> <p>в) $\text{Наиб. } 2Q$ $\text{Сум. } 10Q$</p>	<p>з) $\text{Наиб. } 2Q$ $\text{Сум. } 8Q$</p>	<p>н) $\text{Наиб. } 4/3Q$ $\text{Сум. } 6Q$</p>
<p>5</p> <p>г) $\text{Наиб. } 2(1/2Q)$ $\text{Сум. } 7(1/2Q)$</p>	<p>и) $\text{Наиб. } 3Q$ $\text{Сум. } 10Q$</p>	<p>о) $\text{Наиб. } 4Q$ $\text{Сум. } 26Q$</p>
<p>6</p> <p>д) $\text{Наиб. } 3Q$ $\text{Сум. } 22Q$</p>	<p>к) $\text{Наиб. } 3Q$ $\text{Сум. } 16Q$</p>	<p>п) $\text{Наиб. } 3Q$ $\text{Сум. } 15Q$</p>

чан уже имели место. Избежать их, а заодно и устранить трение в рычажном механизме можно, применяя для каждого троса отдельный противовес (рис. 6.12), где показана подвеска для трех тросов. Здесь только один трос проходит центрально, и его противовес получается симметричным. Два других троса смещены от центра на величину y (см. рис. 6.12).

Эта система застрахована от падения кабины. В ней отсутствует незадублированный шарнир. Кроме того, даже при обрыве троса у верхнего или среднего противовеса он не падает, а ложится на нижний противовес. То же достигнуто и у нижнего противовеса постановкой соответствующей предохранительной скобы.

Комбинированные схемы. Можно уменьшить число противовесов и сделать их симметричными. Для этого надо поставить один противовес на каждую пару тросов, соединив их равноплечим балансиром (рис. 6.13). При нечетном числе тросов (рис. 6.13, а) один из тросов присоединяется к отдельному противовесу, который делается вдвое легче противовесов спаренных тросов. При четном числе тросов (рис. 6.13, б) все они спариваются.

Шарнирно-рычажные механизмы подвесок. Для надежной работы подвески ее звенья должны быть соединены с кабиной (или противовесом) по крайней мере двумя

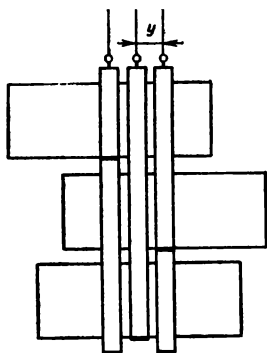


Рис. 6.12. Секционный противовес для лифтов

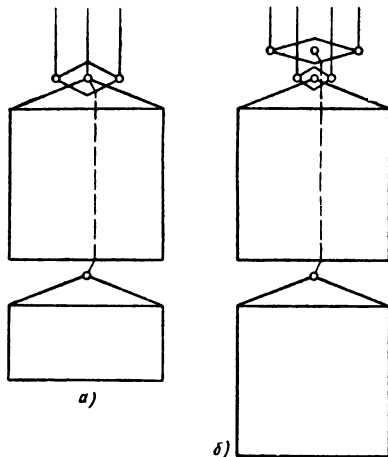


Рис. 6.13. Комбинированные противовесы

шарнирами. В каждом шарнире с кабиной соединяется один рычаг. С этих двух рычагов мы и начнем рассмотрение схем надежных подвесок. К одному плечу каждого рычага можно присоединить один трос. Для трех тросов (см. табл. 6.1, схему *л*) другие концы прямых рычагов с помощью плавающего рычага следует соединить с третьим тросом. Этот механизм плоский, поэтому его удобно ставить на противовес. В нем можно применить длинные рычаги, что уменьшает трение. Этот механизм имеет пять звеньев, он сложнее на одно звено по сравнению со схемой *а* (см. табл. 6.1), но обеспечивает большую надежность и в нем меньше максимальная нагрузка в шарнире — $1\frac{1}{2}Q$ против $3Q$. Очень полезной характеристикой механизма является также суммарная нагрузка на все шарниры (на схеме *л* — $5Q$, на схеме *а* — $7Q$).

Для четырех тросов схему подвески можно решить тремя способами. Можно на плавающем рычаге поставить еще короткий балансир (см. схему *в*). По сравнению со схемой *б* в схеме *в* шесть звеньев против пяти, с максимальной нагрузкой шарнира $2Q$, а не $4Q$, и с суммарной нагрузкой $10Q$ против $12Q$. Другой способ для выравнивания нагрузок двух тросов — использование подвижности плавающего рычага вокруг второй горизонтальной оси (см. схему *в*). Тросы тогда располагаются в двух плоскостях на вершинах квадрата. Механизм имеет пять звеньев. Но зато две вращательные пары V_2 пришлось заменить шаровыми $III\frac{1}{2}$. Нагрузки в шарнирах те же, что и на схеме *в*, а суммарная составляет $8Q$.

Третий способ — применение угловых рычагов (см. схему *и*). Получится наименьшее число звеньев — пять. Однако если отношение плеч взять равным трем, то наибольшая нагрузка будет $3Q$, а суммарная $18Q$. Последняя намного больше, чем на схемах *б*, *в*, *ж* и *з*.

При пяти тросах для получения дополнительной подвижности надо использовать подвижность вокруг второй горизонтальной оси уже не у одного, а у двух звеньев. Для симметрии лучше для этого применить присоединенные к кабине рычаги, которые следует выполнить треугольными, как на схеме *з* (табл. 6.1). Число звеньев здесь пять. Тросы располагаются в вершинах и в центре тяжести квадрата. Здесь уже четыре пары V_2 придется заменить шаровыми парами $III\frac{1}{2}$. Наибольшая нагрузка в этом случае $2\frac{1}{2}Q$, суммарная $7Q$.

Шаровые шарниры, соединяющие треугольные рычаги с кабиной, должны располагаться на расстоянии $\frac{1}{5}$ высоты от основания (соотношения плеч 1 : 4).

При шести тросах для увеличения уравнивающих подвижностей потребуются использовать подвижности вокруг второй горизонтальной оси уже у трех звеньев (см. схему *и*). Таким звеном, кроме треугольных звеньев (соотношение плеч 1 : 2), будет и плавающий рычаг *СинДин*. Здесь уже все шесть вращательных пар при-

дятся заменить шаровыми. Тросы располагаются в двух параллельных плоскостях по три в каждой плоскости. Расстояние между ними конструктор может выбирать свободно, что является преимуществом этой схемы. Наибольшая нагрузка здесь $3Q$, суммарная $10Q$.

Интересно сравнить механизм, показанный на схеме *и*, с аналогичным механизмом (см. схему *о*). Здесь верхние балансиры условно показаны развернутыми на 90° . Местные подвижности на рисунке показаны стрелками. Тросы здесь расположены в двух параллельных плоскостях. Конструкция, показанная на схеме *о*, намного сложнее, в ней десять звеньев против пяти, как на схеме *и*. Наибольшая нагрузка $4Q$ против $3Q$ и суммарная $26Q$ против $10Q$. Соответственно больше и трение.

Упрощение в схеме *и* достигнуто применением шаровых пар, в каждой из которых три подвижности, а не одна, как во вращательных парах. Огромная суммарная нагрузка $26Q$ (см. схему *о*) получилась потому, что в ней тяга III_4/III_4 передает нагрузку $2Q$ в направлении, противоположном остальным силам.

Если устранить эту ошибку (см. схему *д*), суммарная нагрузка будет уже $22Q$. В этой схеме пять вертикальных тяг. От трех из них избавиться легко (см. схему *к*, где суммарная нагрузка будет уже $16Q$). В схеме *к* применено другое расположение рычагов, позволяющее увеличить их длины, что значительно уменьшает трение. Суммарную нагрузку можно уменьшить до $15Q$ (см. схему *п*), оставив только одну вертикальную тягу. Правда, механизм получится несимметричным. На этой схеме для увеличения длины рычагов, последние расположены перекрестно.

Для повышения надежности можно спроектировать подвеску, присоединяемую к кабине тремя шарнирами. Такая подвеска для четырех тросов показана на схеме *н*. С кабиной соединяются уже три рычага с соотношением плеч $1 : 3$. Эта схема сложнее на одно звено, чем схема *в*, и на два звена по сравнению со схемой *з*. Однако наибольшая нагрузка у нее $4/3Q$ против $2Q$, а суммарная $6Q$ против $10Q$ по сравнению со схемой *в*. Да и надежность больше — три шарнира, а не два, как на схеме *в*. Правда, подвеска пространственная, и ее невозможно поставить на противовес. Можно еще увеличить число шарниров, присоединяемых к кабине, и уменьшить наибольшую нагрузку в них, если применить подвеску, предложенную для подъемных мостов (рис. 6.14). Она пригодна для огромного числа канатов. На рис. 6.14 показана схема для четырех канатов, она самая надежная, так как в ней присоединение к кабине выполнено в пяти точках. Правда, и самая сложная, состоит из 15 звеньев. Однако звенья у нее одинаковые и самой простой конструкции, что очень важно при мелкосерийном производстве. Наибольшая нагрузка у нее Q — меньше, чем у всех перечисленных схем. Даже суммарная нагрузка ($11Q$) у нее меньше, чем у широко распространенной схемы (табл. 6.1, б), где она равна $12Q$. Преимущества этой схемы находятся в прямой зависимости от числа канатов, поэтому они очень велики для подъемных мостов, где применяется большое число канатов.

Интересно сравнить рассмотренные схемы (табл. 6.2) по суммарной и наибольшей нагрузкам шарниров. Суммарную нагрузку больше всего уменьшает наличие сферических шарниров. При увеличении числа опорных шарниров суммарная нагрузка уменьшается. То же самое можно сказать и про наибольшую нагрузку.

Очень ответственным механизмом лифта являются ловители, останавливающие кабину при обрыве канатов. Клиновые ловители мгновенного действия представляют собой статически неопределимую систему. Срабатывания ловителей на обеих

Рис. 6.14. Рычажный уравнительный механизм с пятью опорными точками

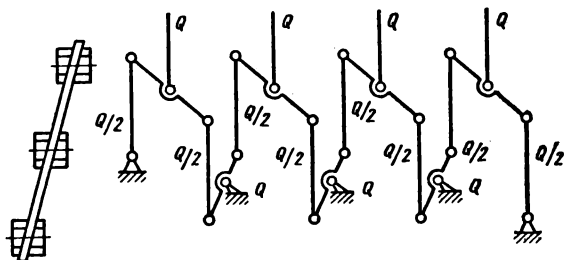


Таблица 6.2

Число тро- сов	Схема в табл. 6.1	Наибольшая нагрузка	Суммарная нагрузка	Число сфе- рических шарниров	Число опор- ных шарни- ров	Число тро- сов	Схема в табл. 6.1	Наибольшая нагрузка	Суммарная нагрузка	Число сфе- рических шарниров	Число опор- ных шарни- ров
3	а	$3Q$ $1\frac{1}{2}Q$ $3Q$	$3Q$ $5Q$ $7Q$	2 0 0	1 2 1	5	е	$2\frac{1}{2}Q$	$7Q$	4	2
4	и з б	$1\frac{1}{2}Q$ $2Q$ $2Q$ $4Q$	$6Q$ $8Q$ $10Q$ $12Q$	3 2 2 0	3 2 2 1	6	и Рис. 6.14 п ж д	$3Q$ $3Q$ $3Q$ $3Q$	$10Q$ $11Q$ $15Q$ $16Q$ $22Q$	6 0 2 2 2	2 7 2 2 2
						6	о	$4Q$	$26Q$	2	2

направляющих достигают их регулированием. При плохом регулировании может сработать только один ловитель, что вызовет перекос кабины. Нет этого недостатка у клещевых ловителей скользящего действия. Схема их механизма обеспечивает одинаковое прижатие клещей в обеих направляющих.

Очень ответственным механизмом является подъемный пол кабины, управляющий подпольным контактом. При отказе этого механизма лифт способен уехать с открытыми дверями кабины, что может привести к несчастным случаям. Особенно опасно, если в кабине окажутся дети без взрослых (нагрузка на пол мала). Поэтому работа подъемного пола должна сопровождаться малым трением, которое не возрастало бы от случайных причин, т. е. необходимо, чтобы механизм был без избыточных связей.

В исполненной по ГОСТ 5746—67* конструкции пассажирского лифта, рассчитанной на массу 350 кг (рис. 6.15, а), имеется семь избыточных связей. Требуется точно выдерживать равенство длин шатунов (неправильная схема — сдвоенный механизм) и точное положение шарниров, соединяющих пол с кривошипами: положение первого шарнира не требует точности; второго — требует точного расстояния от первого шарнира; третьего — точного расстояния от второго и первого (диагональ) шарниров; четвертого — точного расстояния от третьего и первого шарниров, а также, точного расположения по высоте.

В правильной схеме без избыточных связей (рис. 6.15, б) валы соединены одинарным механизмом параллельного кривошипа. Пол опирается на три точки (одна — на шарнире III_4 , другая — на шарнире II_4 с осевым перемещением, третья — на тяге III_4/III_4). Точности здесь не требуется, лишь бы пол не задевал за стены кабины.

Рама лебедки опирается на перекрытие через резиновые прокладки (для звукоизоляции), высоту которых регулируют винтами. Обычно применяют шесть прокладок, т. е. статически неопределимую систему, что, естественно, вызывает большие трудности при выверке рамы. Исправить это очень легко. Надо только перейти на три прокладки и три винта, соответственно увеличив их размеры.

В исполненной конструкции противовес направляющих шесть башмаков — по три на каждой направляющей. Такая схема имеет большое число избыточных связей. Особенно большой точности требует выверка по одной прямой трех башмаков, работающих на одной направляющей. Целесообразно число башмаков на противовесе сократить до трех: два на одной направляющей (наверху и внизу рамы) и один на другой (посередине рамы). Три других башмака можно оставить как предохранительные, выполнив их с большим зазором. Тогда точной выверки башмаков не требуется.

Кабину обычно направляют четыре башмака. Возможность приложения нагрузки не в центре вследствие одностороннего расположения пассажиров и соответственно больших сил на направляющие заставляет делать длинные башмаки.

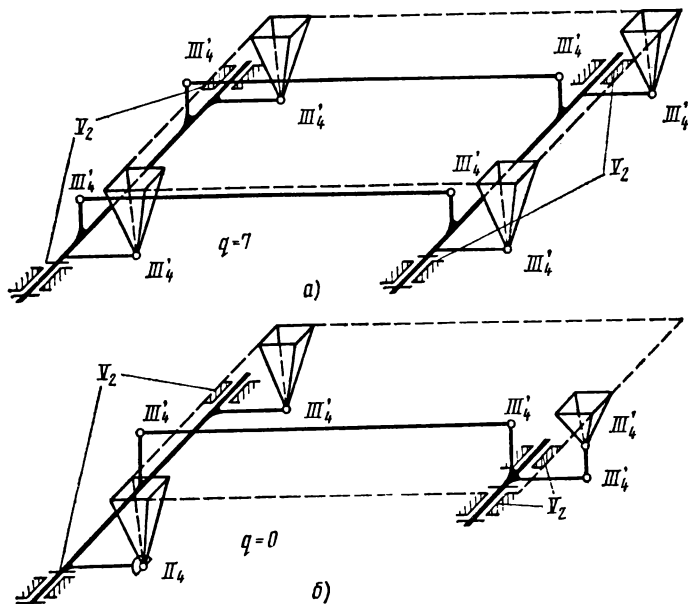


Рис. 6.15. Схемы механизма подвижного пола:

а — неправильная (семь избыточных связей); б — правильная (без избыточных связей)

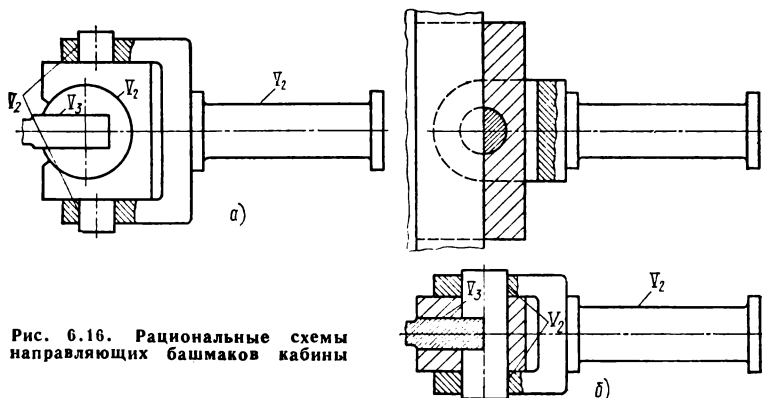


Рис. 6.16. Рациональные схемы направляющих башмаков кабины

Такие башмаки надо соединять с рамой двумя шарнирами: вертикальным и горизонтальным в плоскости направляющих. Горизонтального шарнира с осью, перпендикулярной к плоскости направляющих, в исполненных конструкциях нет, а этот шарнир необходим, так как соответствующие перекосы наиболее велики и часто бывает, что башмак работает только одним краем. Поэтому важно создать такой шарнир (рис. 6.16, а). На рисунке не показаны детали, необходимые для разборки. Для упрощения конструкции можно пожертвовать шарниром с вертикальной осью (рис. 6.16, б). Здесь конструктивно можно решить задачу применением оси, срезанной напополам.

Конечно, лучше применять три башмака, но тогда конструкция третьего башмака будет отличаться от двух других и потребуются в стенке кабины делать дверку для его обслуживания.

6.8. АУДИТОРНЫЕ ДОСКИ

Аудиторная доска должна иметь достаточную площадь, чтобы на ней могло уместиться содержание двухчасовой лекции. Величину этой площади можно считать 1 м^2 на метр длины аудитории.

Для хорошей видимости доска должна быть подъемной, позволяющей поднимать ее после каждой написанной строчки (чтобы не загромождать написанное) и писать с удобством — не выше 2 м и не ниже 1,2 м. Доска должна легко двигаться силой трения руки о ее поверхность в любой точке. Для этого она должна направляться роликами, выполненными из однорядных шарикоподшипников типа 0000.

Схема такой доски, применяемой как в СССР, так и за рубежом, показана на рис. 6.17. Для выполнения условия малого трения самоустанавливаемость здесь особенно важна. Для малого трения направляющие ролики не должны нагружаться моментами $Qx = Rh$, вызванными нецентральной приложением силы Q ,двигающей доску, как это получается в неправильной конструкции (с двумя противовесами), показанной на рис. 6.18.

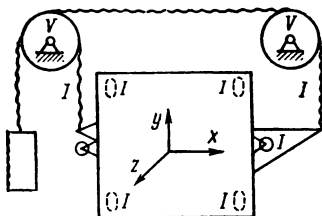
Чтобы избежать этого перекаса, следует применять один противовес, к которому надо подводить тросы от обоих концов доски (см. рис. 6.17).

Блоки следует брать возможно большего диаметра, чтобы они не ограничивали верхнее положение доски, располагать их надо не над доской, а раздвигая в стороны. Соединять тросы с доской следует с помощью кронштейнов. Тросы должны быть возможно более тонкие, так как внутреннее трение пропорционально квадрату диаметра.

Шарикоподшипники следует применять тяжелой серии, так как диаметр шариков у них больше, а это уменьшает трение.

Боковых роликов — фиксирующих от перемещения по оси x — надо ставить два, из которых должен быть нагружен только один (см. рис. 6.17). Задних роликов можно ставить четыре (вместо трех), допуская одну избыточную связь — безопасную, так как доска на скручивание достаточно эластична.

Раму следует делать из горизонтальных досок размером 100×40 и 100×25 , положенных плашмя через 600 мм и обрешетки из вертикальных брусьев размером





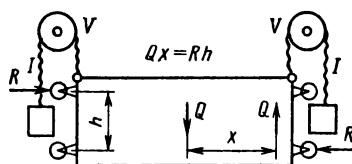
$n=4$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w=8$	8	$1 + 1 + 3$	$1 + 1 + 1$
$\kappa=5$	30	$5 + 5 + 5$	$5 + 5 + 5$
$\rho_v=2$	-2	$0 - 0 - 2$	$0 - 0 - 0$
$\rho_{ix}=1$	-5	$0 - 1 - 1$	$-1 - 1 - 1$
$\rho_{iy}=2$	-10	$-2 - 0 - 2$	$-2 - 2 - 2$
$\rho_{iz}=4$	-20	$-4 - 4 - 4$	$-4 - 4 - 0$
q	1	$0 + 1 - 1$	$-1 - 1 + 3$
			
q	1	$0 + 0 + 0$	$0 + 0 + 1$

Рис. 6.17. Аудиторная доска (направляющие доски не показаны)





$n=5$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w=13$	13	$2 + 1 + 4$	$2 + 2 + 2$
$\kappa=5$	30	$5 + 5 + 5$	$5 + 5 + 5$
$\rho_v=2$	-2	$0 - 0 - 2$	$0 - 0 - 0$
$\rho_{ix}=2$	-10	$0 - 2 - 2$	$-2 - 2 - 2$
$\rho_{iy}=2$	-10	$-2 - 0 - 2$	$-2 - 2 - 2$
$\rho_{iz}=4$	-20	$-4 - 4 - 4$	$-4 - 4 - 0$
	1	$1 + 0 - 1$	$-1 - 1 + 3$
			
q	1	$0 + 0 + 0$	$0 + 0 + 1$

Рис. 6.18. Неправильная схема с перегрузкой направляющих

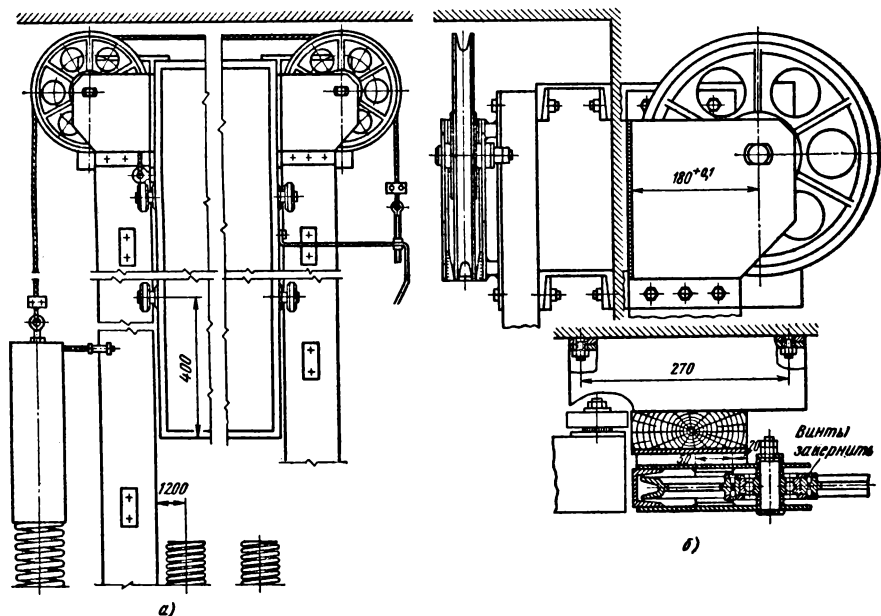


Рис. 6.19. Блоки и тросы аудиторной доски

330^{±3} от верхнего края доски

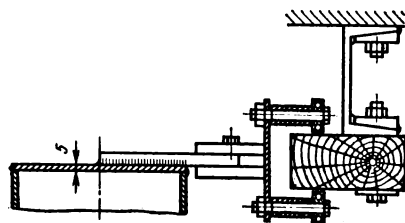
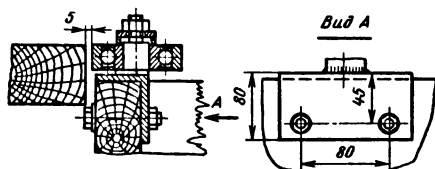
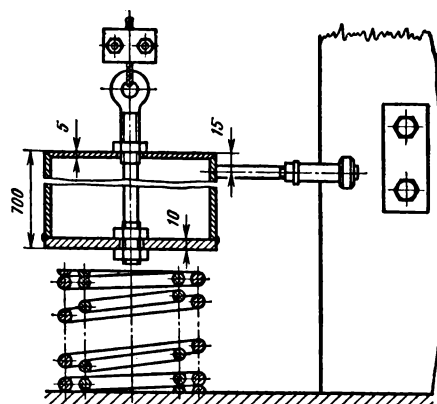
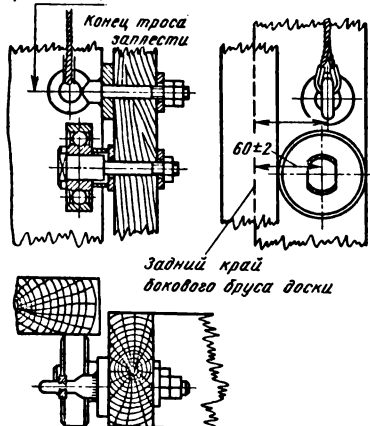


Рис. 6.20. Детали доски

40×25 и 25×25. Такую доску размером $7 \times 3 = 21 \text{ мм}^2$ можно двигать даже трением минзипа левой руки.

Детали доски показаны на рис. 6.19 и 6.20. На рис. 6.20 показаны также устройства, устраняющие вращение противовеса.

Доску необходимо загрунтовать (покрасить) и с обратной стороны, чтобы влажность воздуха не влияла на нее, не изменяла ее массу, а следовательно, и равновесие.

6.9. РАЗВОДНЫЕ МОСТЫ

Разводные мосты бывают: поворотными, в которых пролетное строение вращается вокруг вертикальной оси; раскрывающимися, в которых пролетное строение вращается вокруг горизонтальной оси; вертикально-подъемными, в которых пролетное строение движется поступательно в вертикальном направлении [6].

Поворотные мосты. В обычной конструкции применяется горизонтальный электродвигатель с системой цилиндрических передач и конической передачей на ведущую шестерню последней ступени.

Здесь применение конической передачи и последней ступени нетехнологично из-за очень большого зубчатого колеса. Конической передачи можно избежать, применив двигатель с вертикальным валом (фланцевый) и выполнив оси всех промежуточных колес вертикальными.

Последнюю ступень целесообразно выполнить с цевочным зацеплением, тогда можно обойтись без огромного зуборезного станка, так как сверление дыр под цевки, а также делительную операцию можно делать на том же карусельном станке, на котором производилась обточка. Шестерню можно сделать эвольвентной, используя приближенную теорию Р. В. Бесчастнова и применив для изготовления шестерни стандартный зуборезный инструмент [1]. Чтобы получить хороший линейчатый контакт зубьев, надо воспользоваться приемом, указанным в § 4.5.

Раскрывающиеся мосты. В конструкциях этих мостов стало законом, чтобы каждый вал опирался на два подшипника, которые выполняют самоустанавливающимися, т. е. без избыточных связей (см. с. 55).

Раскрывание моста производится ведущими шестернями, зацепляющимися за зубчатый сектор, прикрепленный к хвостовой части ферм. Обычно применяются две фермы, и для равномерного распределения нагрузки между зубчатыми секторами в приводе ставится дифференциал — обычно конический.

Вместо применения дифференциала можно использовать осевые силы косозубых колес, чем гораздо проще уравниваются нагрузки на зубчатые секторы (как это делается в передачах с елочным зубом).

Для этого последний вал «общего» привода надо делать с осевой подвижностью и ставить на него шестерни: одну — правоспиральную, а другую левоспиральную.

Вертикально-подъемные мосты. Для направления поступательно-движущейся пролетной части моста применять ползун невозможно, так как он получился бы огромных размеров. Поэтому приходится применять другие механизмы: канатные, роликовые; важно согласовать связи, которые они накладывают на подъемную часть. Группой канатов условимся называть канаты, соединенные балансирами, которые уравнивают их нагрузки. Каждая группа накладывает одно линейное вертикальное условие связи. Для статической определенности (отсутствие избыточных связей) может быть использовано не больше трех групп — трех параллельных сил. Три группы канатов фиксируют пролетное строение в вертикальном направлении, вокруг поперечной и вокруг продольной осей, т. е. обеспечивают горизонтальность плоскости, проходящей через верхние (или нижние) пояса ферм. К сожалению, конструкция моста требует четырех групп канатов, расположенные по углам фермы (в плане), — одна получается лишней и дает избыточную связь.

В мостах применяют приводы с канатоведущими шкивами или с приводными барабанами. В первом случае шкивами служат блоки, поддерживающие подвесные канаты, на которых висят противовесы (обычно 4), уравнивающие пролетное строение. Два шкива, расположенные на одной башне, получают вращение от одного электромотора с помощью общего механического привода.

Привод шкивов второй башни соединяется с приводом первой башни с помощью «электрического вала». Следовательно, все четыре шкива, а с ними и четыре группы

канатов получают одинаковое перемещение. Получается одна избыточная связь — безвредная, так как она вызывается только силой трения, а за счет неизбежного проскальзывания будет самовыравнивание нагрузки.

При канатоведущих барабанах привод осуществляется специальными рабочими канатами. Концы их закрепляются в барабанах, поэтому самовыравнивания быть не может, необходимо регулирование. Избыточную связь можно устранить постановкой в приводе одного дифференциала, но это усложняет конструкцию. Второй дифференциал имеет смысл ставить только в том случае, если угловую связь вокруг продольной оси надо передать на направляющие ролики.

Выше было сказано, что канаты дают пролетному строению три условия связи, а нужно шесть. Если считать, что каждый ролик будет парой I_2 , т. е. дает одно условие связи, то потребуется три направляющих ролика (рис. 6.21). По сравнению с исполненными конструкциями она проще на девять роликов и обеспечивает лучшую работу привода из-за отсутствия натягов и перегрузок, вызванных избыточными связями.

В вертикально-подъемных мостах противовесы подвешиваются на большом числе канатов. Их число доходит до 80 и более. Для равномерного распределения нагрузки необходим уравнительный механизм.

Наиболее распространен механизм с равноплечими рычагами (рис. 6.22, а), где показан механизм для восьми канатов. С ростом числа канатов в нем катастрофически растут нагрузки на шарниры (показаны на рисунке), размеры, моменты, изгибающие рычаги и габарит по высоте. Поэтому такой механизм вряд ли применим при числе канатов больше восьми.

Теоретически возможно на каждый канат ставить отдельный противовес. Преимущество этого в том, что трение в уравнительном механизме не будет нарушать распределение нагрузок между канатами. Недостаток — противовесы должны быть в виде тонких плит, что удорожает конструкцию.

Целесообразен промежуточный вариант (рис. 6.22, б). В нем балансирами канаты соединены попарно и на каждую пару канатов использован отдельный противовес. Противовесы расположены в шахматном порядке, поэтому они достаточно конструктивны.

Можно применить один общий противовес (рис. 6.22, в). Но тогда балансиры надо ставить как на канатах, так и на шарнирах противовеса. Балансиры получаются косые (рис. 6.22, в, слева), но все совершенно одинаковые и с равными небольшими нагрузками всего Q и $Q/2$, а не $8Q$, как на рис. 6.22, а. Изготовление их (сваркой) достаточно простое. Габарит по высоте небольшой, да и сумма нагрузок на шарниры значительно меньше, чем на схеме рис. 6.22, а. Схему, показанную на рис. 6.22, в, можно упростить, если в шарнирах применить шаровые пары. При малых углах между рычагами (в плане) можно применить пары III_4 — очень технологичные, так как дополнительные подвижности у них получаются за счет зазоров и нет сферических поверхностей (см. рис. 6.22, г). Тогда можно в каждом контуре вместо двух тяг применить одну, и число их сократиться на i . Можно совсем устранить соединительные тяги (кроме одной, как на рис. 6.22, д), но тогда все шарниры придется делать сферическими III_2 , и применимы они будут только при больших углах между рычагами (в плане).

Уравнительный механизм еще больше можно упростить, если часть его рычагов расположить на противовесе, а другую часть — на пролетном строении. Здесь шарниры можно делать вращательными V_2 . Сравним схемы, показанные на рис. 6.22. Рассмотрим наибольшую нагрузку на шарнир, которая для мостов имеет очень большое значение, а также суммарную нагрузку на все шарниры, которая хорошо характеризует качество механизма и в первом приближении характеризует трение.

Наилучшими оказались схемы, показанные на рис. 6.22, б и е, — у них наименьшее число звеньев, шарниров и суммарная нагрузка. Максимальная же нагрузка

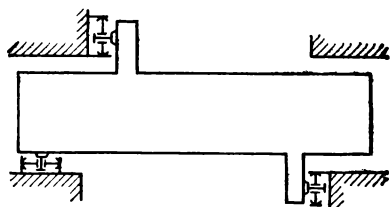


Рис. 6.21. Направляющие ролики вертикально-подъемного моста

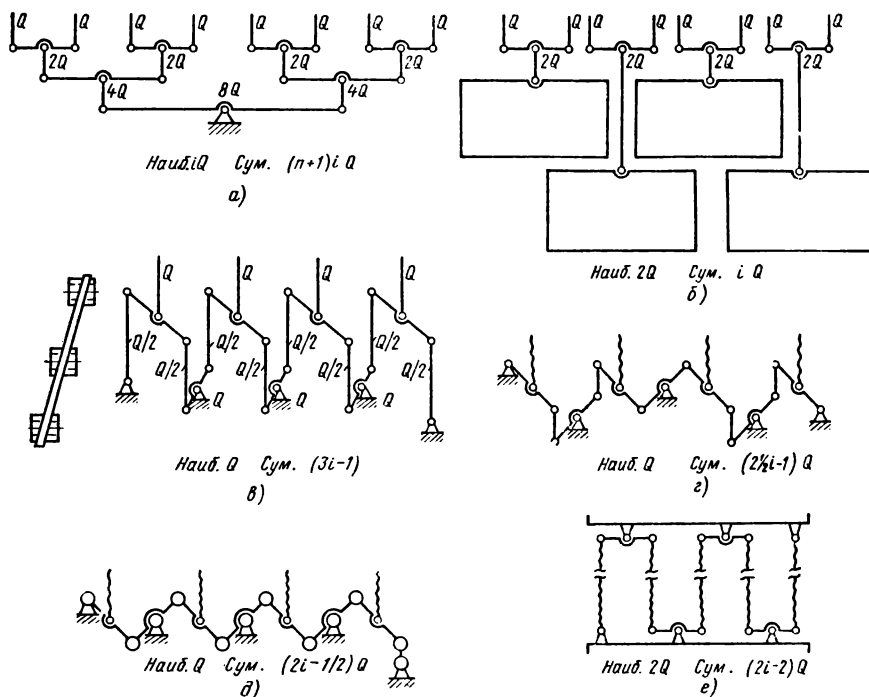


Рис. 6.22. Уравнительные механизмы для канатов вертикально-подъемных мостов:

а — обычный рычажный; б — комбинированный; в — с косыми, одинаково нагруженными рычагами; г — упрощенный за счет сокращения числа поводков; д — упрощенный за счет сферических шарниров; е — упрощенный за счет расположения балансиров на противовесе и на ферме моста

вполне удовлетворительная. Схемы, показанные на рис. 6.22, в—д, дают наименьшую максимальную нагрузку — Q . Но по остальным параметрам: числу звеньев, шарниров и суммарной нагрузке значительно уступают схемам б и е. Эти параметры равномерно уменьшаются от схемы в к схеме д, но не достигают значений, характеризующих схемы б и е. Схема а хуже всех, особенно по наибольшей нагрузке — iQ , делающей ее непригодной для большого числа канатов.

6.10. КРАНЫ СО СКЛАДЫВАЮЩЕЙСЯ СТРЕЛОЙ (ПОРТАЛЬНЫЕ)

Краны со складывающейся стрелой устанавливают на козлах — порталах. Внутри портала проходят железнодорожные пути. Такие краны обычно применяют в портах для разгрузки судов. Складывающаяся стрела необходима для прохода их между мачтами судов. Длина каната этих кранов сильно уменьшена, а следовательно, уменьшено и раскачивание грузов, что очень важно для высокой производительности.

Применяют краны с жесткими звеньями, соединенными шарнирами (рис. 6.23, а), и гибкой оттяжкой и улиткой (рис. 6.24). Последние дают изменение вылета в больших пределах, но во время поворота укосина подвергается скручиванию. Кроме того, при обрыве груза возможно запорокивание хобота.

В первых конструкциях кранов со складывающейся стрелой все три подвижных звена: укосина, хобот и оттяжка (рис. 6.23, а) выполнены в виде жестких ферм,

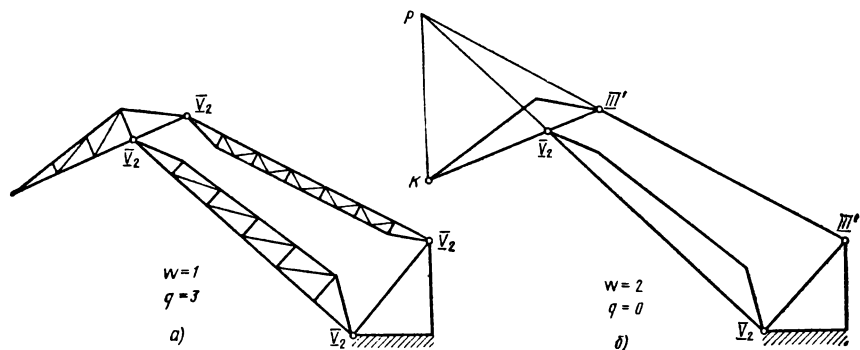


Рис. 6.23. Кран с жесткими звеньями:

а — неправильная схема; б — правильная схема (без избыточных связей)

соединенных вращательными парами V_2 . Такой механизм имеет три избыточные связи, что требует точного выполнения параллельности всех шарниров и расположения их в одной плоскости. Выполнить эти условия при большом вылете очень трудно.

Устранить избыточные связи можно, если оттяжку сделать в виде тяги, соединенной с хоботом и стойкой сферически и шарнирами III'_2 (рис. 6.23, б).

Эти шарниры можно выполнить и вращательными III'_4 с зазором. При большой длине оттяжки такие шарниры работают как сферические. Такую конструкцию в последнее время применяет фирма Демаг (ФРГ) для кранов большой грузоподъемности. Недостаток — при поворотах укосина подвергается скручивающему моменту так же, как и при гибкой оттяжке, поэтому ее выполняют сплошной, коробчатой, чтобы она лучше сопротивлялась скручиванию.

Для подбора размеров звеньев крана используем метод проектирования механизмов по трем точкам (рис. 6.25).

Считаем заданными: длину укосины l_y , размеры хобота l_x и a , высоту центра блока h и три значения вылета l_1 , l_2 и l_3 в расчетных точках.

Неизвестные: длина оттяжки l_0 и координаты точки O — x_0 и y_0 .

Для графического проектирования вычерчиваем механизм крана в трех положениях.

Точку O найдем как центр окружности, проведенной через точки A_1 , A_2 и A_3 . Построение удобнее вести методом, несколько отличающимся от метода, описанного в учебнике геометрии А. П. Киселева.

Для этого радиусом, близким к l_0 , делаем засечки из центров A_1 , A_2 и A_3 . Получается криволинейный треугольник. Нетрудно заметить, что центр O располагается со стороны основания этого треугольника. Зная это, следует так изменить радиус засечки, чтобы другой криволинейный треугольник расположился по другую сторону точки O .

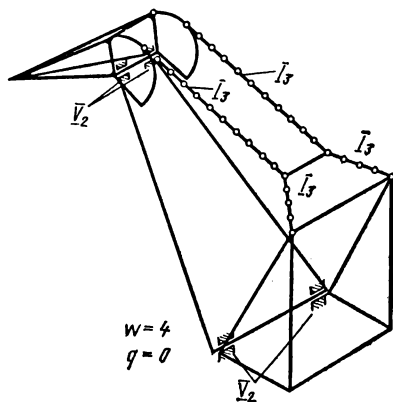


Рис. 6.24. Кран с гибкими оттяжками

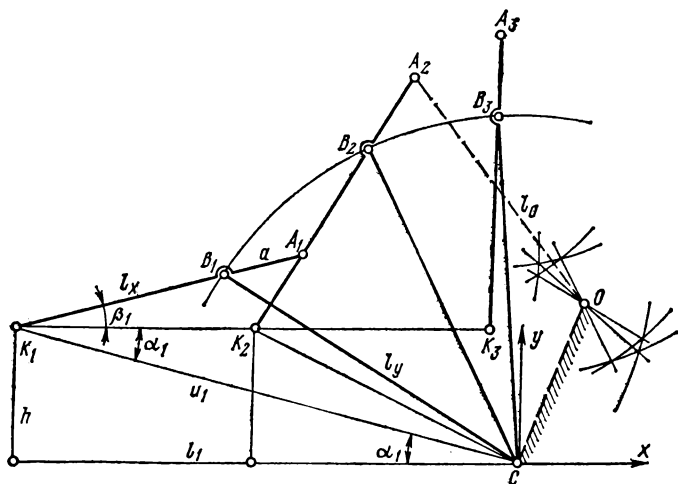


Рис. 6.25. Построение размеров шарнирного крана при заданных размерах укосины и кобота

После этого точку O найдем в точке пересечения трех прямых, соединяющих сходственные вершины криволинейных треугольников.

6.11. МЕХАНИЗМЫ РАСКРЫВАЮЩИХСЯ КРЫШ

В жарких местностях известны конструкции раскрывающихся крыш круглых общественных зданий. Они состоят из треугольных лепестков, вращающихся вокруг горизонтальных осей (пары V_2). В закрытом виде крыша представляет собой многогранную пирамиду. В открытом виде лепестки крыши становятся вертикально или даже могут заходить за вертикаль. Применение таких конструкций целесообразно в нашей стране в южных районах; они могут оказаться дешевле, чем принудительное кондиционирование воздуха.

Чтобы такая крыша не протекала, лепестки следует выполнять в виде треугольных противней (разрез на рис. 6.26, а): нечетные с бортами, загнутыми вверх, а четные — вниз. Борты четных лепестков должны заходить за борты нечетных.

Ребра или фермы, создающие необходимую изгибную прочность лепестков, на рис. 6.26, а не показаны.

Для неподвижности крыши требуется шесть условий связи на каждый лепесток. Пять дает вращательная пара, остается найти еще одно условие связи. Следовательно, в закрытом положении лепестки должны соединяться парами первого класса I_2 . К сожалению, при четном числе лепестков получается вредная подвижность и избыточная связь (рис. 6.26, б, где показана простейшая схема (в плане) — четыре лепестка). В действительности лепестки стоят наклонно, что создает необходимое прижатие.

Заменим вращательные пары (как это часто делается) поступательными. Тогда можно будет воспользоваться плоской структурной формулой (рис. 6.26, б, справа). Получаются одна подвижность и одна избыточная связь.

Если лепестку 1 сообщить движение вправо (см. рис. 6.26, б, план скоростей), лепестки 2 и 4 двинутся в противоположные стороны, а лепесток 3 — влево.

Избыточная связь получается за счет того, что работа от лепестка 1 к лепестку 3 передается двумя потоками: через лепестки 2 и 4. Аналогично получается при шести лепестках (рис. 6.27).

При нечетном числе лепестков оба потока работы будут стремиться двигать ведомый лепесток в противоположные стороны; следовательно, их движение (вредная подвижность) невозможно, что и нужно.

Получается противоречие: герметичность (см. рис. 6.26) требует четного числа лепестков, а правильная структурная схема (см. рис. 6.27) — нечетного. Решить проблему можно, объединив нечетные и четные лепестки в разные группы, в каждой из которых будет нечетное число, например 3 и 3 (или 5 и 5 и т. д.).

На рис. 6.28 показаны три лепестка на вращательных парах, т. е. без замены их поступательными. Закрываться должны сначала нечетные лепестки (можно одновременно), а потом четные, открываться же — в обратном порядке.

Нечетные лепестки надо соединить парами первого класса I_2 (см. рис. 6.28). Их легко сделать регулируемыми, чтобы обеспечить наилучшее положение лепестков в закрытом положении. Четные лепестки следует или соединить парами I_2 , или просто сделать, чтобы каждый из них ложился на два нечетных. При четырех лепестках (см. рис. 6.26, б) нечетные лепестки 1 и 3 можно соединить парой второго класса II_3 , а четные 2 и 4 присоединить к группе 1 и 3, каждый одной парой первого класса I_2 . Эту конструкцию легко применить также для зданий прямоугольной формы.

Аналогичным образом можно применить вращательные пары и при большем числе лепестков, но при этом лепестки получают разных размеров, что хуже, чем при описанном выше делении одинаковых лепестков на нечетные и четные, и закрываться они должны последовательно, а не одновременно.

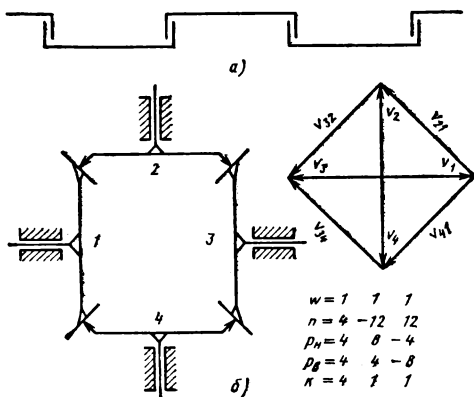


Рис. 6.26. Раскрывающаяся крыша из четырех лепестков

6.12. ПОДВЕСКА ЗАДНЕЙ ОСИ АВТОМОБИЛЯ

Подвеска задней оси автомобиля должна обеспечить ей подвижность, равную двум, — независимые деформации правой и левой рессор, или, что все равно, независимое вертикальное и угловое перемещения кузова.

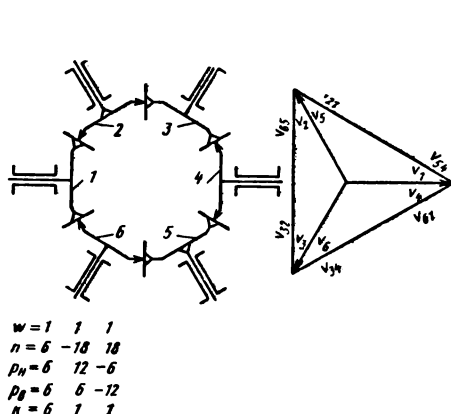


Рис. 6.27. Раскрывающаяся крыша из шести лепестков

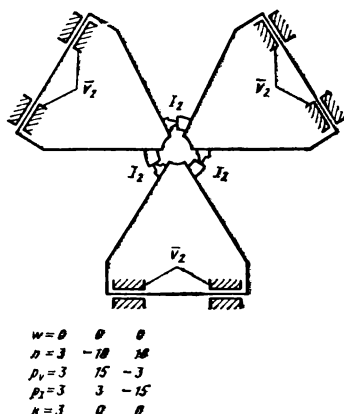


Рис. 6.28. Схема замыкания раскрывающейся крыши

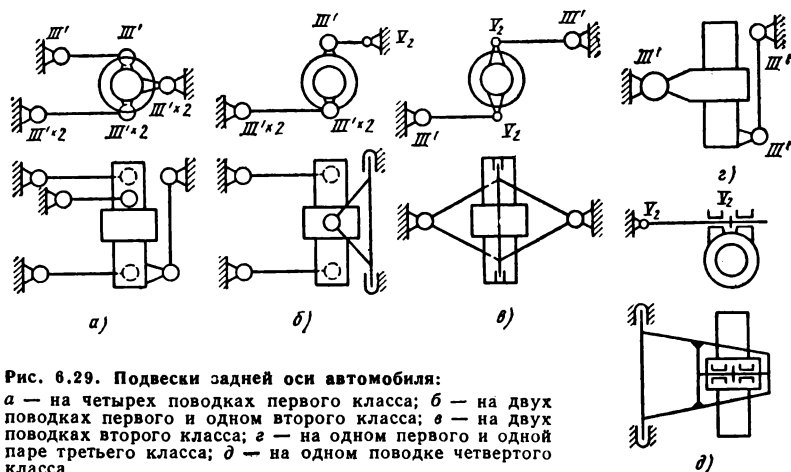


Рис. 6.29. Подвески задней оси автомобиля:

а — на четырех поводках первого класса; б — на двух поводках первого и одном второго класса; в — на двух поводках второго класса; г — на одном первом и одной паре третьего класса; д — на одном поводке четвертого класса

Ниже рассматривается подвеска только со спиральными рессорами, которые не могут быть направляющими. Поэтому такая подвеска должна давать $6 - 2 = 4$ условия связи.

В наиболее распространенной подвеске (рис. 6.29, а) это достигается четырьмя поводками первого класса — тремя продольными и одним поперечным. Это конструкция без избыточных связей (правильная). К сожалению, встречается и конструкция с пятью поводками (неправильная) — четырьмя продольными и одним поперечным. В этой конструкции одна избыточная связь.

Можно применить и поводок второго класса (вилку) с парами III' и V_2 . Для этого потребуются два поводка первого класса и один второго (рис. 6.29, б). Такая конструкция применяется в самосвалах БелАЗ.

Можно применить и два поводка второго класса (рис. 6.29, в). Они обеспечат четыре условия связи, поэтому поводков первого класса не потребуются.

Создавать поводок третьего класса нет необходимости. Три условия связи с хорошим поверхностным контактом (а не точечным или линейчатым) дает сферическая пара III' . Она пригодна для больших нагрузок. Подвеска с такой парой и поводком первого класса III' , III' показана на рис. 6.29, г.

Применить кинематическую пару IV — шаровую со штифтом вместо поводка четвертого класса невозможно, так как вследствие плохого контакта штифта она непригодна для передачи больших моментов. Приходится применять поводок четвертого класса с парами V_2 и V_2 ; в приведенной схеме (рис. 6.29, д) с взаимно перпендикулярными осями.

Сравним схемы (см. рис. 6.29) по числу подшипников. Будем считать, что в паре V_2 — два подшипника. Больше всего подшипников — восемь в схеме а на поводках первого класса (в машине «Жигули» их даже десять), семь — в схеме б с одним поводком второго класса, шесть — в схеме в с двумя поводками второго класса, четыре — в схеме д с одним поводком четвертого класса, три — в схеме г с опорой на пару третьего класса. Проще всех схема г, к тому же она достаточно конструктивна. Схема д сложнее схемы г всего на один подшипник, но она неконструктивна. Все рассмотренные схемы (кроме машины «Жигули») избыточных связей не имеют.

Приведенные схемы неравноценны, поэтому их надо выбирать с учетом местных условий, а некоторые целесообразны только в исключительных случаях.

6.13. ПРОЕКТИРОВАНИЕ БАРАБАНЫХ ТОРМОЗОВ С РАВНОМЕРНЫМ ИЗНАШИВАНИЕМ КОЛОДОК

Особенно вредны избыточные связи в тормозах. Они вызывают неравномерную нагрузку обшивки (феродо) колодок. Отсюда неравномерное, повышенное изнашивание и подгары. Но главный вред заключается во влиянии на тормозной момент избыточных связей.

Если сильно изнашивается участок феродо, ближайший к оси вращения колодки (малое плечо), то будет большая сила нажатия, большой тормозной момент и возможность заклинивания колеса. Наоборот, если сильнее прижимается участок, удаленный от оси вращения колодки, то тормозной момент будет слабым. Следовательно, тормозные моменты на правом и левом колесе могут быть различными. Отсюда возможность заносов автомобиля и серьезных аварий. Это заставляет регулировать тормоза, для чего в автохозяйствах применяют дорогостоящие регулировочные стенды. Чтобы избежать этого, на Белорусском автозаводе производят обточку обшивки колодок в сборе с мостом, что приводит к большому расходу феродо, но не исправляет положения на случай смены колодок при ремонте, так как в условиях гаража обточку колодок в сборе с мостом произвести невозможно.

Достоинством самоустанавливающихся тормозов является равномерная работа поверхности барабана; даже при эксцентричности или овальности барабана самоустанавливающиеся колодки обеспечивают равномерную работу.

В статически неопределимых механизмах, наоборот, сильнее работают выступающие части и слабее утопленные.

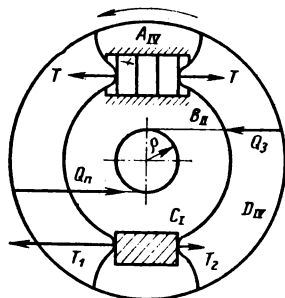
В дисковых тормозах это сказывается меньше, поэтому их применяют, когда не могут достигнуть самоустанавливаемости в барабанных.

Отсутствие избыточных связей является необходимым условием хорошей работы тормоза, не требующего частого регулирования, но не достаточным. Необходимо еще благоприятное расположение сил, обеспечивающее равномерную нагрузку между колодкой и барабаном и равномерное изнашивание феродо.

Рассмотрим это на примере тормоза с гидравлическим приводом заднего колеса автомобилей «Москвич» и «Жигули» (рис. 6.30). В этом тормозе избыточных связей нет, что проверено по структурным формулам и по подвижностям в контуре (см. рис. 6.30). На колодку действуют горизонтальные силы T от поршня и реакция T_2 или T_1 в точке C_I . Реакция от барабана Q_3 и Q_n по условию равновесия должна быть тоже горизонтальной и пройдет касательно к кругу трения радиусом r :

$$\rho = \frac{4}{\pi} f Q,$$

где R — радиус барабана; f — коэффициент трения. Эта формула приближенная. Для более точного расчета надо исходить из формул для определения момента трения тормоза, например из формулы Метлюка.



$n = 2$	f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$w = 1$	1	$0 + 0 + 0$	$1 + 0 + 0$
$k = 2$	12	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
$\rho_{\pi} \neq 1$	-2	-1 - 0 - 0	-1 - 0 - 0
$\rho_{\pi} \neq 1$	-4	0 - 0 - 1	-0 - 0 - 1
$\rho_{\pi} \neq 1$	-4	0 - 1 - 1	-1 - 1 - 0
$\rho_I = 1$	-5	0 - 1 - 1	-1 - 1 - 1
q	0	$1 + 0 + 1$	$0 + 0 + 0$
$\leftarrow 1 \rightarrow$			
$\dot{A} \dot{B} \dot{C}$	$A \ B \ B$	$\dot{A} \dot{B} \dot{B} \ \dot{C}$	$\dot{A} \dot{B} \dot{B} \ \dot{C}$
$\dot{C} \ \dot{D}$	$\dot{B} \ \dot{C} \ \dot{C} \ \dot{D}$	$\dot{C} \ \dot{C} \ \dot{D}$	$\dot{C} \ \dot{C} \ \dot{D}$

Рис. 6.30. Тормоз автомобилей «Москвич» и «Жигули»

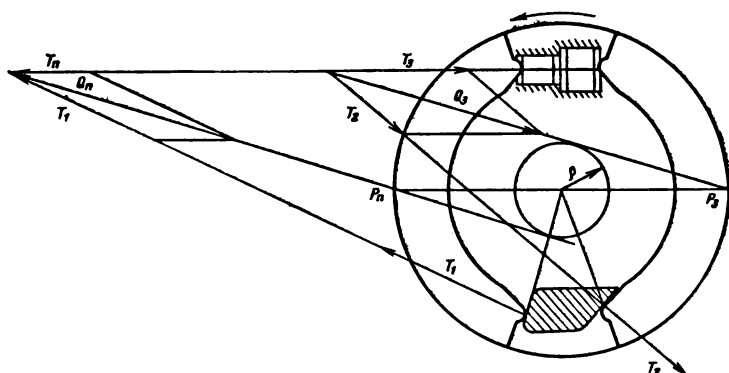


Рис. 6.31. Тормоз с гидравлическим приводом и равномерной нагрузкой колодок

Силы Q_n и Q_3 находятся из рассмотрения равновесия колодок. Силовая схема получилась очень невыгодная, а именно: силы Q_n и Q_3 — резко различные, они смещены от середин колодок, что вызовет неравномерную нагрузку феродо.

Для выравнивания сил Q_n и Q_3 гидравлическим путем надо применить ступенчатый гидроцилиндр (встречается на некоторых автомобилях, рис. 6.31). Механический прием выравнивания будет рассмотрен ниже (см. рис. 6.34 и 6.35). Для равномерного изнашивания колодок силы Q_n и Q_3 должны проходить через середины колодок P_n и P_3 касательно к кругу трения, т. е. задана линия действия силы, прижимающей колодку. Этим условием и будем пользоваться в дальнейшем. Это можно выполнить, если опорные плоскости колодок сделать наклонными (рис. 6.31). Наклон (направление сил T_1 и T_2) найдем из условия, что силы T_n , Q_n и T_1 , действующие на переднюю колодку, и три силы T_3 , Q_3 и T_2 пересекаются в одной точке. Наклон опорной плоскости для передней колодки и для задней получается различным.

Тормоз самосвала 549 грузоподъемностью 75 т (Белорусского автозавода) — с гидравлическим приводом. В нем шесть избыточных связей, по три на каждую колодку.

Для их устранения следует соединить колодки с корпусом не вращательной парой V_2 , а поводком III_2V_2 (рис. 6.32). Направление поводка, чтобы получить равномерную нагрузку колодок, находится из условия, что три силы — Q , T_n и T_1 пересекаются в одной точке. При этом прижимающая сила Q сохраняет свою линию действия, т. е. проходит через середину колодки касательно к кругу трения радиусом r , что является обязательным. Гидроцилиндр и сила T_n направлены в этом

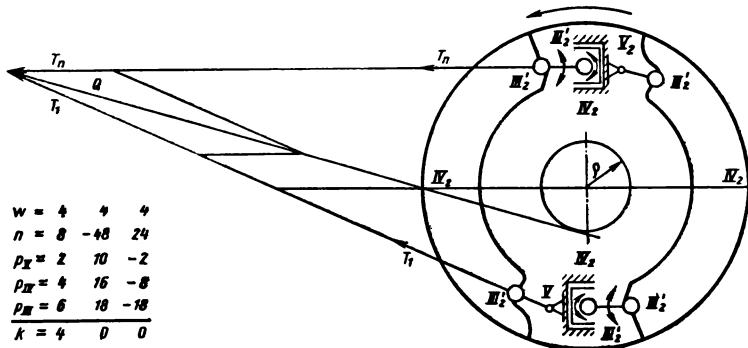


Рис. 6.32. Исправленный тормоз

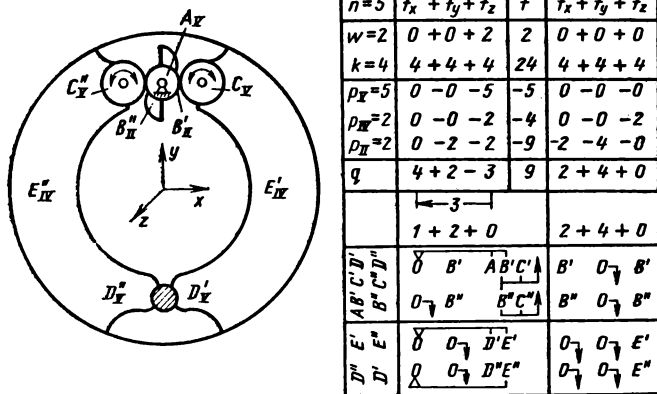


Рис. 6.33. Тормоз самосвала Белорусского автозавода (девять избыточных связей)

случае горизонтально, но это не обязательно. Наклон цилиндра и поводка можно изменить, но необходимо, чтобы три силы пересекались в одной точке.

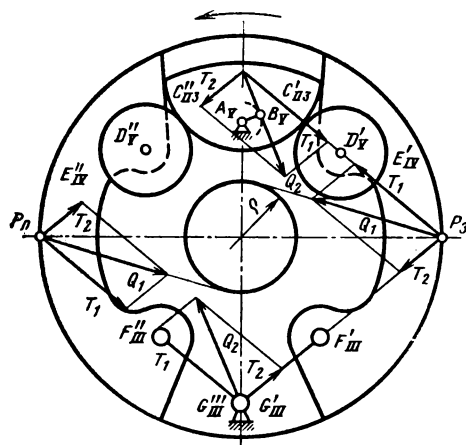
На рис. 6.33 показан тормоз самосвала 540А грузоподъемностью 27 т и самосвала 548А грузоподъемностью 40 т (оба Белорусского автозавода). В нем четыре контура. Подвижности в контурах, которые рассматриваем попарно, показаны внизу на том же рисунке. Барабан принимаем за стойку. В механизме две подвижности — проскальзывание роликов в парах B и C . Избыточных связей девять. В двух контурах $ABCD$ не хватает одной подвижности f'_x . Это вызывает неравномерное нажатие передней и задней колодок. В тех же контурах не хватает двух подвижностей f'_y . Это обычные избыточные связи для кулачков с линейчатым контактом. Их легко устранить применением желобчатых роликов и выпуклых кулачков или выпуклых роликов и желобчатых кулачков. В контурах DE не хватает двух подвижностей f'_y . Это самые вредные избыточные связи, так как от них зависит, какая часть колодки будет сильнее прижиматься к барабану — верхняя или нижняя, т. е. эти связи влияют на тормозной момент. Еще не хватает двух подвижностей f'_x и двух f'_y — соответствующие избыточные связи приведут к неравномерному изнашиванию феродо.

Рассмотрим, как устранить избыточные связи на примере схемы, показанной на рис. 6.33.

В автомобильных тормозах для получения подвижности колодку следует ставить на поводок III_1/III_4 (рис. 6.34 и 6.35). Линейная подвижность f'_y заменится подвижностью f'_z и поворотом поводка. Одновременно сферические шарниры поводка дадут подвижности f'_x и f'_y . Недостающую подвижность f'_x (см. рис. 6.33) получим, соединив кулачок с тормозным валом вращательной парой B_V (см. рис. 6.34). Тогда кулачок будет служить плавающим звеном, выравнивающим нагрузки, действующие на колодки. Избыточные связи в кулачке легко устранить, применив желобчатый ролик с парой II_3 и выпуклый кулачок или, наоборот, выпуклый ролик и желобчатый кулачок.

На рис. 6.35 для выравнивания сил прижатия колодок Q_P и Q_3 применен рычажный механизм. В нем в соответствии с соотношением плеч сила, передаваемая от рычага на заднюю колодку, больше силы, передаваемой на переднюю. Выбором этого соотношения можно добиться равенства сил нажатия колодок. На рис. 6.34 точки P и P_3 пересечения сил T_1 и T_2 взяты на окружности барабана, но это не обязательно. Важно, чтобы эти точки были на линиях действия прижимающих сил Q , т. е. сил, проходящих через середины колодок.

На рис. 6.35 все поводки взяты параллельными силам Q_P и Q_3 , что тоже не обязательно.

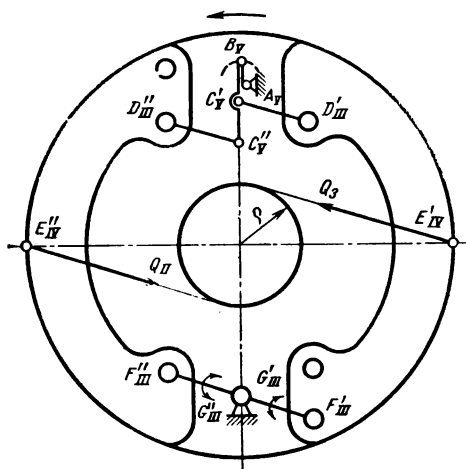


$n=8$	$f_x' + f_y' + f_z''$	f'	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
$w=4$	$0 + 0 + 2$	4	$1 + 1 + 0$
$\kappa=4$	$4 + 4 + 4$	24	$4 + 4 + 4$
$p_x=4$	$0 - 0 - 4$	-4	$0 - 0 - 0$
$p_y=2$	$0 - 0 - 2$	-4	$0 - 0 - 2$
$p_z=4$	$0 - 0 - 4$	-12	$-4 - 4 - 0$
$p_{\Sigma}=2$	$-1 - 1 - 2$	-8	$-2 - 2 - 0$
q	$3 + 3 - 3$	0	$-1 - 1 + 2$
$ABC'D'E''$	$C'D'AB$	$C'D'AB$	$C'D'AB$
$ABC'D'E''$	$C'D'AB$	$C'D'AB$	$C'D'AB$
$E'F'G'$	$E'F'G'$	$E'F'G'$	$E'F'G'$
$E'F'G'$	$E'F'G'$	$E'F'G'$	$E'F'G'$

Рис. 6.34. Тормоз с кулачковым механизмом

Вместо кулачкового уравнительного механизма (см. рис. 6.34) можно применить рычажный, а вместо рычажного (см. рис. 6.35) — кулачковый по обычным правилам замены высших пар низшими и обратно.

Тормоза с самоусилением. В колодочных тормозах силу трения одной колодки можно использовать для усиления нажатия другой колодки. Это позволяет уменьшить работу нажатия на 50 %, хотя равенство сил нажатия колодок нарушится. Поэтому при конструировании целесообразно предусмотреть возможность переворачивания колодок и обмена их местами или применять различные углы охвата колодок, чтобы выровнять давления. Такой принцип работы будем называть само-



$n=8$	$f_x' + f_y' + f_z''$	f'	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
$w=2$	$0 + 0 + 0$	2	$2 + 0 + 0$
$\kappa=4$	$4 + 4 + 4$	24	$4 + 4 + 4$
$p_x=4$	$0 - 0 - 4$	-4	$0 - 0 - 0$
$p_y=2$	$0 - 0 - 2$	-4	$0 - 0 - 2$
$p_z=6$	$0 - 0 - 6$	-18	$-6 - 6 - 0$
q	$4 + 4 - 8$	0	$0 - 2 + 2$
$ABC'D'E''$	$C'D'AB$	$C'D'AB$	$C'D'AB$
$ABC'D'E''$	$C'D'AB$	$C'D'AB$	$C'D'AB$
$E'F'G'$	$E'F'G'$	$E'F'G'$	$E'F'G'$
$E'F'G'$	$E'F'G'$	$E'F'G'$	$E'F'G'$

Рис. 6.35. Тормоз, исправленный шарнирным механизмом

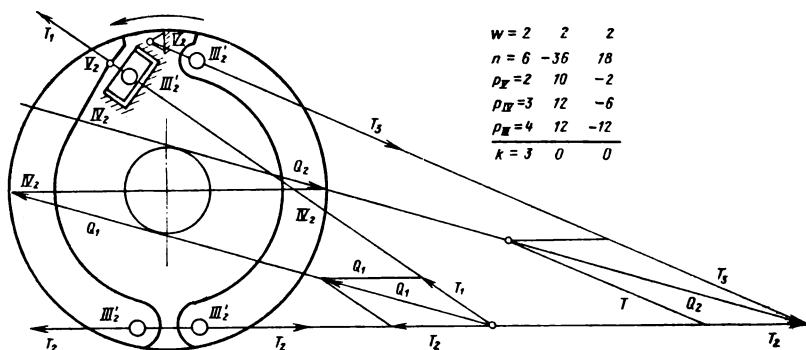


Рис. 6.36. Самолетный тормоз с самоусилением

усилением. Терминами «самозатормаживание» и «сервоторможение», как неудачными, пользоваться не будем.

Самолетный тормоз одностороннего вращения имеет четыре избыточные связи, которые и привели к его плохой работе. Для их устранения главную колодку следует ставить на поводок III_2V_2 (рис. 6.36). Вспомогательную колодку надо соединить с поршнем с помощью поводка III_2V_2 . При выборе направлений поводков следует учесть, что направление силы T_2 и поводка $III_2III'_2$, соединяющего колодки (см. рис. 6.36), нельзя изменять, следовательно, это направление надо считать заданным. Условие равномерной нагрузки колодок для вспомогательной колодки можно выполнить только выбором угла наклона гидроцилиндра и силы T_1 , а для главной колодки — угла наклона опорного поводка $V_2III'_2$. Линии действия сил прижатия колодок Q_1 и Q_2 надо считать заданными. Направления и величины сил найдутся по условию пересечения сил в одной точке; для вспомогательной колодки — T_1 , Q_1 и T_2 для главной колодки — T_2 , Q_2 и T_3 .

Тормоз с механическим приводом двустороннего вращения показан на рис. 6.37. Упорам колодок служат стержни с шайбами, которые входят с зазором в пазы колодок. У главной колодки, которая при торможении упирается в стержень, это соединение будет I_3 , у вспомогательной колодки, у которой остается зазор между стержнем и пазом, — I_2 . Остальные кинематические пары для рациональной схемы показаны на рис. 6.37. При изменении направления вращения главная и вспомогательная колодки меняются местами. Выбор направления поводков и исследование сил проведено для направления вращения, показанного стрелкой. Силы T_1 , действующие

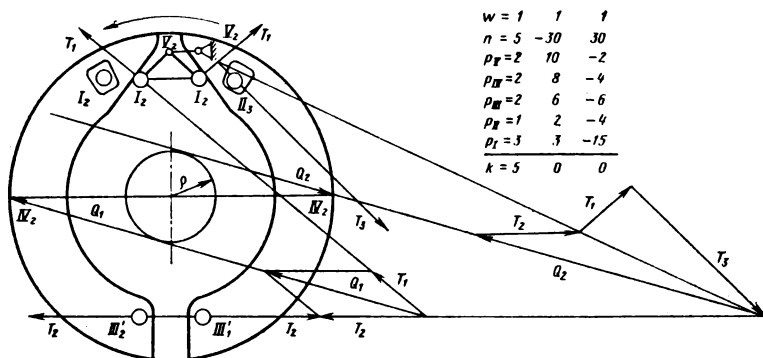


Рис. 6.37. Тормоз двустороннего вращения механический с самоусилением

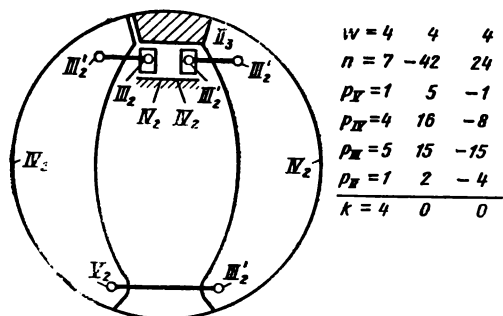


Рис. 6.38. Тормоз двустороннего вращения гидравлический с самоусилением

$w =$	4	4	4
$n =$	7	-42	24
$p_{\Gamma} =$	1	5	-1
$p_{\Pi} =$	4	16	-8
$p_{\Sigma} =$	5	15	-15
$p_{\Pi} =$	1	2	-4
$k =$	4	0	0

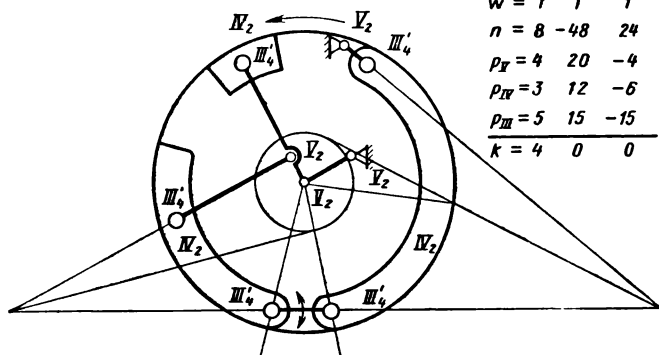
от привода на колодки, должны быть равны, чтобы при изменении направления вращения работа тормоза не нарушалась. На рис. 6.37 для их выравнивания применен треугольный плавающий рычаг V_2, I_2, I_2 . Можно применить и другой аналогичный механизм. На главную колодку действуют четыре силы: T_1 — от привода, T_2 — от вспомогательной колодки минус Q_2 — от барабана и T_3 (искомая) — от упорного стержня. Для равновесия колодки равнодействующая сил T_2 и Q_2 должна быть равна, противоположно направлена и действовать по

одной прямой с равнодействующей сил T_1 и T_3 . Эта прямая проходит через точку пересечения сил T_2 и Q_2 и сил T_1 и T_3 (на рис. 6.37 показана тонкой линией). Отсюда легко определяется направление силы T_3 , а следовательно, и положение паза в колодке.

Тормоз с гидравлическим приводом двустороннего вращения показан на рис. 6.38. На заднем ходу главная и вспомогательная колодки меняются местами. Поэтому делают два гидравлических привода (обычно в общем цилиндре), из которых для каждого направления вращения работает один, что является недостатком этой схемы. Классы кинематических пар для $q = 0$ показаны на рис. 6.38. Условию равномерного прижатия колодок эта схема не удовлетворяет. Чтобы выполнить это условие, следует вместо одного гидроцилиндра применить два, наклонив их.

В рассмотренных схемах (см. рис. 6.36—6.38) эффект самоусиления незначителен. Происходит это потому, что вторую колодку прижимает сила трения первой. Гораздо большего эффекта можно достичь, если между колодками поставить усиливающий рычаг V_2, V_2, III_2' (рис. 6.39). Здесь первой колодке надо дать большое окружное перемещение для получения большого прижатия второй колодки. Поэтому центр V_2 усиливающего рычага должен совпадать с центром барабана. Это не всегда возможно, так как обычно в этом месте проходит ось колеса.

Железнодорожные тормоза. Для эффективного торможения необходимо нажатие колодок привести в соответствие с фактической нагрузкой колесной пары. Эта нагрузка меняется. При торможении за счет момента опрокидывания передние пары получают дополнительную нагрузку, а задние разгружаются. Кроме того, нагрузка на колесную пару различна при груженом и при порожнем режимах.



$w =$	1	1	1
$n =$	8	-48	24
$p_{\Gamma} =$	4	20	-4
$p_{\Pi} =$	3	12	-6
$p_{\Sigma} =$	5	15	-15
$k =$	4	0	0

Рис. 6.39. Тормоз со значительным самоусилением

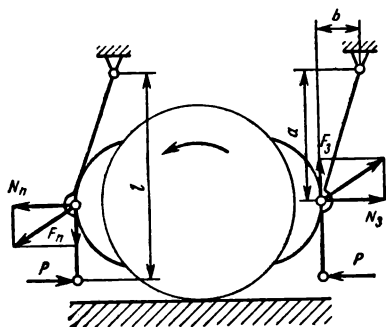


Рис. 6.40. Железнодорожный тормоз с компенсацией разгрузки осей

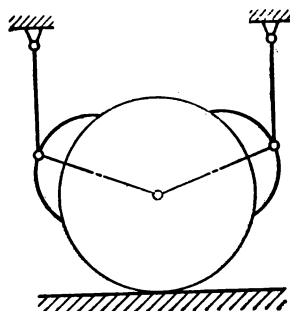


Рис. 6.41. Железнодорожный тормоз с компенсацией нагрузки вагона

Чтобы исключить влияние опрокидывающего момента, тормозные рычаги следует наклонить к середине вагона (рис. 6.40). На рисунке показано переднее колесо. Тогда $Pl = N_{\Pi}a - fb = N_{\Pi}(a - fb)$, откуда

$$N_{\Pi} = \frac{Pl}{a - fb}.$$

Аналогичным образом для колодок задней колесной пары

$$N_3 = \frac{Pl}{a + fb}.$$

Выбирая величину b , можно получить желаемое соотношение нажатий колодок передней и задней осей.

В многоосном подвижном составе наклон тормозных рычагов у различных колесных пар придется выбирать разным. Чтобы исключить влияние порожнего и груженого режимов, тормозные колодки следует располагать выше центра колеса (рис. 6.41). При осадке рессор колодки опускаются, зазор уменьшается, уменьшается и выход штока тормозного цилиндра. При тормозе Вестингауза давление в тормозном цилиндре увеличивается, что и требуется. Конечно, при тормозе Матросова или Ф. П. Казанцева этого не получится.

6.14. СОЛОМОТРАС ЗЕРНОВОГО КОМБАЙНА

В самоустанавливающихся механизмах выбор кинематических пар производится теоретическим путем из условия, чтобы механизм был статически определимым (без избыточных связей). В таких механизмах силы в шарнирах практически не зависят от допусков на размеры звеньев. Это дает многие преимущества, главные из которых следующие:

можно увеличить допуски на размеры, а следовательно, уменьшается трудоемкость изготовления и стоимость машины;

повышается надежность, так как изменение размеров звеньев не нарушает распределения сил в кинематических парах, а следовательно, и работоспособности механизма;

устраняется неравномерность нагрузки в шарнирах; отсюда увеличение грузозной способности и долговечности или уменьшение габаритов и массы;

уменьшается трение и др.

Самоустанавливающиеся механизмы давно применяются в планетарных редукторах зерновых комбайнов «Нива», «Колос» и «Сибиряк» (конструкция Д. И. Шаткуса). Они себя полностью оправдали, дав увеличение долговечности в четыре раза.

Здесь предлагается самоустанавливаемость распространить на механизм соломотряса.

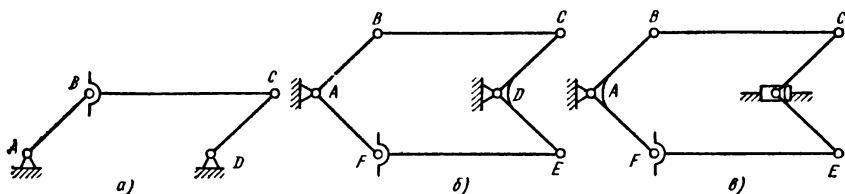


Рис. 6.42. Структурное исследование двухвального соломотряса методом сборки: а — первого контура; б — второго контура (образование натяга); в — применение ползуна D для сборки второго контура без натяга

В зерновых комбайнах самоустанавливающиеся механизмы очень перспективны. Поэтому следует ожидать, что в будущем все механизмы зерновых комбайнов будут выполняться самоустанавливающимися.

Двухвальный соломотряс представляет собой, в зависимости от числа клавиш, тройной или четверной механизм параллельного кривошипа. Применение параллельных механизмов, соединяющих два вала, как известно, вызывает избыточные связи и соответствующие натяги. В этом можно убедиться, рассматривая их сборку (рис. 6.42). Будем считать, что последним собирается шарнир B. Сближение по оси x можно осуществить поворотом кривошипов AB и CD. Один из них пойдет на замыкание контура, другой останется как подвижность механизма.

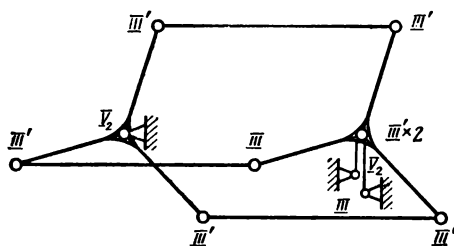
При двуконтном механизме (рис. 6.42, б), считая, что последней собирается пара F, сближение звеньев за счет подвижности требует отдельного поворота кривошипов AB и CD, а это невозможно, так как они соединены шатуном BC. Поэтому сборка пойдет только за счет соответствующей избыточной связи и натяга, нагружающего кузов комбайна. Наличие третьего параллельного кривошипа аналогичным образом вызовет вторую избыточную связь, четвертого — третью избыточную связь и соответствующий натяг.

Для устранения избыточных связей предлагается подшипники ведомого вала сделать подвижными на ползунах (рис. 6.42, в) или на поводках. Тогда сборка шарнира F — сближение по оси x получится за счет поворота ведомого вала вокруг шарнира C с соответствующим перемещением ползуна D.

Третий шатун тоже можно собрать без натяга. Сближение здесь будет достигнуто поворотом ведомого вала вокруг линии CE с одновременным перемещением обоих ползунков.

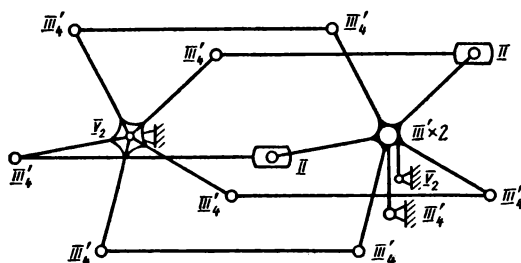
У механизма с подшипниками ведомого вала на поводках (рис. 6.43) во избежание натягов один поводок надо взять на парах $III'III'$, а другой на V_2III' . Расчет приведен в таблице на рис. 6.43.

Предлагаемый механизм можно применить и при числе клавиш больше трех. На рис. 6.44 показан самоустанавливающийся соломотряс с пятью клавишами. В нем три клавиши выполняются с шаровыми парами III'_4 , т. е. совершенно такими же, как и при трехклавишном соломотрясе. Они передают вращение от ведущего вала к ведомому.



$w = 5$	5	5
$\eta = 7$	-42	24
$p_F = 2$	10	-2
$p_{\text{ш}} = 9$	27	-27
$k = 4$	0	0

Рис. 6.43. Трехклавишный соломотряс



$w=7$	7	7
$n=9$	-54	36
$p_{\overline{v}}=2$	10	-2
$p_{\overline{m}}=11$	33	-33
$p_{\overline{u}}=2$	4	-8
$k=6$	0	0

Рис. 6.44. Пятиклавишный соломотряс

Две другие клавиши (сверх трех) — не передающие вращения — во избежание избыточных связей и натягов должны иметь линейную подвижность в продольном направлении. Для этого их следует выполнять на парах III'_4 и II .

Таким образом, в этом механизме для самоустанавливаемости надо дать четыре линейные подвижности в продольном направлении: две в подшипниках ведомого вала и две в клавишах. Соответствующие конструкции легко унифицировать. Правильно выбранные подвижности устраняют удары, которые имеют место в механизмах, собранных за счет зазоров и натягов.

При пятиклавишном солотрясе можно на поводках поставить подшипники одного вала, и поводками же соединить два подшипника с двумя клавишами. Все четыре поводка можно унифицировать, выполнив их в виде подшипника, соединенного шарниром с корпусом или клавишей (вместо нескольких болтов). Этот шарнир вследствие небольшого перемещения может быть очень простым — проще болтового соединения.

Предлагаемые изменения очень незначительные, однако они существенно упростят изготовление и эксплуатацию соломотряса.

Пятиклавный соломостр при этом можно полностью уравновесить (статически и динамически) без постановки отдельных противовесов.

6.15. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Блок следует устанавливать на один подшипник качения, а не на два.

У двухчелюстного грейфера нельзя допускать, чтобы оси тяг пересекались в одной точке.

Колеса крановых тележек должны самоустанавливаться как в вертикальном, так и в горизонтальном направлении. Особенно это важно для строительных кранов, где точность пути намного ниже.

В мостовых кранах самоуставливаемость увеличила срок службы колес с двух-трех месяцев до нескольких лет.

Механизм складывающейся стрелы особенно важно выполнить самоустанавливающимся, так как вследствие больших размеров его трудно изготовить достаточно точно.

В механизмах лифтов, чтобы избежать быстрого изнашивания канатоведущих шкивов, целесообразно на противовесе ставить второй уравнивательный механизм. Направляющие башмаки у кабины следует делать самоустанавливающимися. Противовес надо направлять тремя, а не шестью башмаками. Надо устранить избыточные связи и в механизме подъемного пола, что особенно важно для безопасности детей, из-за малой массы которых механизм может не сработать.

Уравнительную подвеску нельзя соединять с кабиной только одним шарниром, так как при его разрушении кабина падает. Необходимо ставить не меньше двух шарниров.

Аудиторные доски для легкости хода следует уравнивать одним (а не двумя) противовесом, к которому нужно подводить тросы от обоих концов доски.

В мостах устранение избыточных связей позволяет избежать вредных напряжений при неравномерной осадке опор и неравномерном нагреве от солнца ферм и проезжей части.

В вертикально-подъемных мостах число направляющих роликов, которое доходит до 12, можно уменьшить до трех и избежать вредных нагрузок, расшатывающих опоры. Равномерность нагрузки канатов можно улучшить, разделив противовес на несколько грузов и изменив схему рычажного механизма.

В колодочных тормозах самоустанавливаемость позволяет избежать неравных тормозных моментов правого и левого колес, что приводит к заносам автомашины. Отпадает необходимость обточки колодок в сборе с мостом, что уменьшает трудоемкость и расход феродо. Легко достигнуть, чтобы сила от барабана на колодку проходила через середину колодки, тем самым добиться равномерного изнашивания феродо.

1. Бесчастнов Р. В. Приближенное профилирование зуба зубчатого колеса при цевочном зацеплении — Труды МВТУ. Вопросы теории механизмов и машин, 1958, вып. 77, с. 62—97.
2. Будыка Е. Ю. Вывод структурных формул механизмов логическим путем. — Известия ВУЗов. Машиностроение, 1976, № 8, с. 71—73.
3. Волков Д. П. и Крайнев А. Ф. Трансмиссии строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1974, 424 с.
4. Гайпель Я. Я. Новая формула для определения числа контуров механизма. — Методический сборник МВО по ТММ, 1975, вып. 3, с. 8—9.
5. Гулида И. И. Структура вращающейся печи и надежность ее работы. — Известия ВУЗов. Машиностроение, 1971, № 8, с. 47—49.
6. Евграфов Г. К. Разводные мосты. М.: Трансжелдориздат, 1950, 404 с.
7. Ерихов М. Л. Синтез зубчатых зацеплений по условию нечувствительности к погрешностям монтажа. — Сборник трудов научно-технической конференции. Серия «ТММ» и «ДМ», Хабаровск, 1969, вып. 17, с. 13—18.
8. Ермак В. Н. Кинематика и кинетостатика двухпоточной зубчатой передачи с уравнительным механизмом. — Труды МВТУ. Теория механизмов, 1973, № 160, вып. 6, с. 126—129.
9. Желиговский А. В. Теория и расчет статически определимых механизмов. — Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1977, № 1, с. 56.
10. Качалова Е. Ю. Неплоские связи и подвижности для исследования структуры механизмов. — Методический сборник по ТММ. М.: изд. Минвуза СССР, 1984 г., вып. 10, с. 16—18.
11. Кожевников С. Н. Основание структурного синтеза механизмов. Киев: Наукова думка, 1979, 230 с.
12. Кудин В. В. К вопросу об исследовании движения самоустанавливаемости звеньев «квазиплоских» рычажных механизмов. — Труды МВТУ. Теория механизмов, 1973, № 160, вып. 6, с. 15—19.
13. Малышев А. П. Кинематика механизмов. М.: Гизлегпром, 1933, 467 с.
14. Матвеев В. В. По вопросу конструкции зубчатых механизмов без пассивных связей. — Вестник машиностроения, 1966, № 10, с. 5—7.
15. Минов Д. К. Электрификация транспорта (очерки по истории энергетической техники СССР). Л.: Госэнергоиздат, 1954, с. 25—49.
16. Многопоточные редукторы/К. И. Заблонский, Л. С. Бойко, И. П. Горобец и др. Киев: Техника, 1983, 149 с.
17. Модернизация мостовых кранов./В. В. Вавилов, В. Л. Иванов, А. М. Котович и др. — Вестник машиностроения, 1969, № 3.
18. Морозкин Ю. Ф. Вопросы геометрии сложных кинематических цепей. — Доклады Академии наук СССР. 1958, т. 119, № 1, с. 38—41.
19. Нестеров В. А. Выбор параметров схемы подвешивания осевого редуктора локомотива. — Известия ВУЗов. Машиностроение, 1974, № 10, с. 108—110.
20. Озол О. Г. О новой структурной формуле. — Известия ВУЗов. Машиностроение, 1964, № 4, с. 49—58.
21. Павлова Л. А. Метод графов в структурном анализе пространственных механизмов. — Межвузовский сборник. «Технология авиастроения», 1976, вып. 1, с. 182—190.
22. Планетарные передачи. Справочник./Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. М.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1977, 534 с.
23. Поздняков О. И. и Михеев В. П. Улучшение токосъема за счет применения кареток с увеличенным свободным ходом. Омск: Зап.-Сиб. изд-во, 1970, 24 с.

24. Попов А. Ф. Основы контурного строения кинематических цепей и их приложение к определению степеней подвижности. — Научные записки Львовского политехнического института, 1956, вып. XVIII, сер. машиностр., № 8, с. 158—166.
25. Рабинович И. М. Кинематический метод в строительной механике в связи с графической кинематикой и статикой плоских цепей. М.: изд. МВТУ, 1928, 407 с.
26. Раскин Я. М. Каталог структурных и кинематических связей схем механизмов. Повторяющиеся связи и их устранение. Днепропетровск: 1983, 70 с.
27. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974, 655 с.
28. Решетов Л. Н. и Будыка Е. Ю. Метод замены избыточных связей. — Методический сборник МВО, 1979, № 8, с. 106—108.
29. Решетов Л. Н. и Гулида И. И. Самоустанавливающаяся опора вращающейся печи. — Известия ВУЗов. Машиностроение, 1976, № 2, с. 183—186.
30. Решетов Л. Н. и Ермак В. Н. Двухпоточный тяговый привод локомотива с промежуточными шестернями на эксцентриковых осях. — Машины, приборы и стенды. Каталог. М.: изд. МВТУ, 1976, № 5, с. 20.
31. Решетов Л. Н. и Решетов Д. Н., Двухступенчатый планетарный редуктор общего назначения. — Машины, приборы и стенды. Каталог. М.: изд. МВТУ, 1972, № 3, с. 56.
32. Решетов Л. Н. и Русак Л. Л. Особенности геометрического синтеза однорядного планетарного механизма с учетом допусков. — Методический сборник МВО по ТММ. 1982, вып. 9, с. 93—100.
33. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов. — Труды семинара по ТММ АН СССР, 1958, т. XVIII, вып. 70, с. 36—48.
34. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов. — Вестник машиностроения, 1958, № 5, с. 3—10.
35. Соломин В. В. Новый метод выбора рациональных структурных схем механизмов. — Известия ВУЗов. Машиностроение, 1967, № 8, с. 17—21.
36. Степанова Е. А. и Лефаров А. Х. Блокирующиеся дифференциалы грузовых автомобилей. М.: Машгиз, 1960, 128 с.
37. Фахриев М. А. Кинематика универсального кардана со сферическими парами. — Известия ВУЗов. Машиностроение, 1966, № 1, с. 16—21.
38. Чернова Г. А. Структурные исследования одного планетарного редуктора. — Известия ВУЗов. Машиностроение, 1978, № 2, с. 74—81.
39. Шамайдено Н. Е. О применении кинематических соединений взамен кинематических пар при рациональном проектировании механизмов. — Известия ВУЗов. Машиностроение, 1964, № 6, с. 26—31.
40. Шаткус Д. И. О рациональных конструкциях планетарных механизмов. — Вестник машиностроения, 1968, № 11, с. 25—29.
41. Шишов К. Живучесть промышленных зданий. М.: Техника молодежи, 1984, № 9, с. 22—26.
42. Щепетильников В. А. К методике изложения структуры механизмов в лекционном курсе. — Методический сборник МВО по ТММ, 1982, вып. 9, с. 136—147.
43. Экспериментальные исследования типовых планетарных редукторов и мотор-редукторов/Л. С. Бойко, И. П. Горобец, М. В. Осипенко, П. Г. Писарев. — В кн.: Конструирование и производство планетарных передач. Алма-Ата, изд. Казахского государственного университета, 1974, сентябрь, с. 228—234.

А

- Автомат-перекос вертолета 113—118
— кольцевого типа 115, 116
— с пауком 114
Ассура метод — Группы 86—89
— Схемы вырождения групп 86—89

Б

- Барабан канатный 235, 236
Блоки структурные 210—213

В

- Вал двухопорный на роликовых подшипниках при больших осевых нагрузках 58
Вариаторы фрикционные многодисковые 192, 193 — Уравнительный механизм 194
— с коническими дисками 193

Г

- Генератор газов безвалный для тепловозов 134, 135
Гидравлическая передача 39, 40
Гидропривод — Механизмы 110—113
Грейфер 237, 238
Группы звеньев механизмов структурные нулевой подвижности 89—93
— самоустанавливающиеся плоские 93—95

Д

- Дифференциал автомобильный с коническими сателлитами 185
— двухсателлитный симметричный 184
Домкрат 67, 68
Доска аудиторная 248—250
Дробилка гирационная 118—120

З

- Задвижка для трубопроводов 100, 101
Зубчатая передача цилиндрическая — Коэффициент перекрытия 156 — Тяговый привод 159
— с арочным зубом 157, 158
— с бочкообразным зубом 157, 158
— с вредной подвижностью 26
— с елочным зубом и одним из колес на сферической опоре 161, 162

- Зубчатые колеса самоустанавливающиеся 160
Зубчатый кардан см. *Кардан зубчатый*

И

- Избыточные связи см. *Связи избыточные*
Изолятор гирляндный для низких температур 149
— стержневой 149, 150

К

- Кардана шарнир см. *Шарнир карданный*
Кардан гибкий 128, 129
— зубчатый 160
— шарнирный см. *Шарнир карданный*
Клапан поворотный обратный 99, 100
Колесо зубчатое промежуточное с самоустанавливающейся опорой 170
— самоустанавливающееся с клиновым уравнительным механизмом 228
Контактные устройства 155, 156
Контактор силовой 155
Конструирование рациональных механизмов см. *Проектирование*
Коробка передач автомобильная 188, 189
— со ступенями возврата 189—191
Краны мостовые 239 — Рациональные схемы ходовой части 240
— порталные с гибкими оттяжками 252—254
— порталные с жесткими звеньями 253
— строительные 240 — Схемы соединения ходовых тележек 241
— строительные четырехтележечные 242
Крейцкопфы с цилиндрическими направляющими 60, 61
Кривошипно-коромысловый механизм — Схемы 78—80
Кривошипно-ползунный механизм 69 — Плоская схема 75
— с перекошенными направляющими 74

- с перекошенным пальцем кривошипа 73
- с перекошенным поршневым пальцем 74
- с поступательным ползуном 71, 76
- с цилиндрическим ползуном 71, 76
- тронковый — Определение избыточных связей 33
- Кривошип параллельный** 80, 81
- для многошпиндельной головки 82
- с независимым приводом 83
- Крыши раскрывающиеся из четырех и шести лепестков** 254, 255
- Кулачки** с кинематическим замыканием 152, 153
- самоустанавливающиеся 154
- с роликовым толкателем и силовым замыканием 152, 153
- Кулиса Стефенсона** 36—38
- Кулисный механизм** — Виды 83 — Схемы 85, 86
- с вращающейся или качающейся кулисой 83, 84

Л

- Лебедка** 236 — Конструкции опор 236
- Лифт** см. *Подъемник*

М

- Малышева формула** 20
- для плоской схемы 22 — Применимость к сферическим механизмам 23
- Маятник ленточный ромбический** 98
- эвольвентный 99
- Метод подвижностей в контуре** — Особые случаи при замене подвижностей 30
- Правила исследования структуры механизма 28—30
- Примеры исследования механизмов 23—28, 33, 36
- Механизм двухконтурный** 28
- с двумя шаровыми парами 25, 26
- семиконтурный 30—32
- трехконтурный 36—38
- четырехшарнирный 24 — Замена линейных подвижностей угловыми 24
- Механизм для выравнивания нагрузок на два напорных зубчатых колеса** 174
- Механизм винтовой** 66, 67
- клиновой 64, 65
- кривошипно-коромысловый см. *Кривошипно-коромысловый механизм*
- кривошипно-ползунный см. *Кривошипно-ползунный механизм*

- кулачковый см. *Кулачки*
- кулисный см. *Кулисный механизм*
- Механизм** — Возможные ошибки при выборе структурной схемы 43—45
- Исследование методом подвижностей в контуре 23—32, 33, 36
- Исследование методом уточненных структурных формул 32—39
- Проектирование 18, 23—28
- Механизм планетарный замкнутый** 226
- многократный 221—226
- плоский с самоустанавливающимися сателлитами 219, 220
- со свободным водилом 220, 221
- состоящий из двух однорядных 222 — Конструкции редукторов 223, 224
- Механизм планетарный однорядный** — Допуски 201—204 — Исследование самоустанавливаемости 210—213 — Подвижности 196—201 — Силы тяжести и распорные 208—210 — Схемы радиального и тангенциального смещений сателлита 196, 197 — Схема смещения водила 198 — Трение в соединительных механизмах 204—208
- без плавающих звеньев 202
- с неподвижным водилом и плавающим центральным колесом 199—201
- с плавающим звеном 202—204
- с тремя сателлитами 199
- с шарнирным карданом 207
- с шестью самоустанавливающимися сателлитами 217, 218
- Механизмы локомотивные** см. *Привод локомотивный*
- Мосты разводные** вертикально-подъемные 250—252
- поворотные 250
- раскрывающиеся 250

Н

- Направляющие**, составленные из нескольких кинематических пар 63
- станочные 64
- Насос** 110—112

О

- Озола формула** 20
- для плоской схемы 22
- Опоры** для вращательного движения 55—60
- стола карусельного станка 59, 60

П

- Палец контактный силовой** 155
- Пантограф** см. *Токоприемник*

Пара вращательная с цилиндрическим пальцем 17
 — из подшипников скольжения 12—14
 — кинематическая — Определение 8 — Классификация 9—12
 — нитевые и листовые 14—16
Передача волновая 230—233
 — зубчатая см. *Зубчатая передача*
 — фрикционная см. *Вариаторы фрикционные*
Передача планетарная плюсовая для больших передаточных чисел 218, 219
 — с двумя промежуточными колесами и уравнительным механизмом 171—174
 — с одним промежуточным колесом и линейчатым контактом — Векторы угловых перекосов 165, 166 — Деформация плоскости зацепления при перекосе на угол δ вокруг общей нормали 167, 168 — Подвижности в контурах 162 — Привод с ведущим промежуточным колесом 169 — Радиальные зазоры на перекосах промежуточного колеса 169 — Рекомендуемая конструкция подшипников 169, 170
Передача грузоподъемных машин 174—176
 — тяговая 177, 178
Пневматическая уравнительная система 40
Подвеска задней оси автомобиля 255, 256
 — крюковая 236, 237
Подвижность кинематических пар — Влияние зазоров 16—18
Подвижность механизма — Определение 19 — Таблицы плоских и неплоских подвижностей 33—35, 39
 — по плоской схеме с учетом избыточных связей 22, 23
Подпятник 57
Подшипник на кольцевых опорах 56
 — на сферических вкладышах 56
 — с вогнутыми роликами и сферой на внутреннем колесе 170
 — с приближенной самоустанавливаемостью 57
Подъемник (лифт) 242 — Механизм подвижного пола 247
 — Направляющие башмаки кабины 247
 — Подвески 243—245
 — Сравнение конструкций по нагрузке 246
 — Уравнительные механизмы (противовесы) 243, 244

Ползуны с плоскими направляющими 61, 62
Поршни в компрессорах высокого давления 62, 63
Привод кулачковый пневматический 153, 154
 — локомотивный 130—133
Привод тяговый индивидуальный с двумя промежуточными колесами и плавающей шестерней 180
 — с двумя двигателями на три оси 182, 183
 — скоростной с прямой линией центров 183
 — скоростной с угловой линией центров 184
 — с одним двигателем на две оси 181
 — с одним двигателем на три оси 181, 182
Проектирование рациональных механизмов 18, 23—28
Пружины в контактных устройствах 155, 156
 — подъемные 144—149

Р

Редуктор двухступенчатый с промежуточным блоком шестерен 170, 171
 — на одной вращательной паре, расположенной на кронштейне 175, 176
 — тяговый см. *Привод тяговый*
 — центробежный 95—98
 — центробежный с гибкими связями (маятник) 97—99
 — цилиндро-конический 186—188
Редуктор планетарный для зернового комбайна 214
 — замкнутый 224
 — конструкции Шкода 216
 — конструкции Штекихта 215
 — многократный 224
 — многорядный одноступенчатый с прямыми зубьями 216, 217
 — с коническими колесами 185
 — с раздвоенной второй ступенью (для очень больших моментов) 225
 — с цилиндрическим зубом на солнечных колесах и сателлитах в бочкообразном на венцах 225
 — с шевронными зубьями 215
Редуктор электродвигатель-колеса из однорядных механизмов 227
 — конструкции БелАЗа грузоподъемностью 75 т 226
 — самосвала Лектра Холл грузоподъемностью 180 т 226
 — с двумя водителями 230
 — с коническими колесами 230

- с осями паразитных колес, служащими уравнительным механизмом 228
- с осями сателлитов первой ступени, служащими уравнительными рычагами 229
- с разными схемами в двух рядах второй ступени 229

С

Связи гибкие (нить и лист) 14—16 —
Классификация 16

- избыточные — Определение по структурным формулам 19—23 —
Примеры вредности 6—8 — Способы проверки механизма 18—23

Соединения кинематические — Схемы рациональных механизмов 41, 42
— неподвижные — Рациональные схемы 47—55

- с местной подвижностью или линейчатым контактом — Схемы 42
- с одной вредной подвижностью и одной избыточной связью 53

Соломоторы зернового комбайна 263—265

Сомова формула 21

Стол обеденный 91

Структурных блоков метод 210—213

Т

Тележки крановые 239

Токоприемник (пантограф) — Механизмы для регулирования контактного нажатия 148 — Схемы главного верхнего узла 139

- автоуправляемый 140, 141
- асимметричный 140, 146, 147
- двухрыльный 135—137
- однорыльный 137, 138
- с вредной групповой подвижностью 44
- с двумя подвижностями — Расчет 141—144
- с диагональными тягами 139
- симметричный 144—146

Тормоз барабанный автомобилей «Москвич» и «Жигули» 257
— гидравлический с самоусилением

262

- железнодорожный 262, 263
- конструкций БелАЗа 259
- механический с самоусилением 262
- самолетный с самоусилением 261
- с гидравлическим приводом и равномерной нагрузкой 258
- с кулачковым механизмом 260

Ф

Формулы структурные для определения числа избыточных связей в механизме 19—23

Ш

Шарнир карданный двойной для локомотивных приводов 130—133

- двойной 122 — Необычная схема 129 — Определение подвижностей 27

— двойной, применяемый в смесителях 129

— двойной трехпроводковый 124, 125

— конструкции Лысова 128

— одинарный 121

— с кубиком 122

— с парами IV 122

— с плоскостными парами 123
— с постоянным передаточным числом 126

— с цепной парой 128

— трехпроводковый конструкции Ермака 125

— универсальный колокольный 127

Шатун, применяемый в двигателях внутреннего сгорания 70

— с кривошипной головкой на игольчатых подшипниках 77

— с шаровой парой 70

Шкворень фиктивный локомотивный 134

Э

Электрическая передача — Исследование механизма 40, 41

Электромотор-колесо см. Редуктор электромотор-колеса