БИБЛИОТЕКА
КОНСТРУКТОРА

Л. Н. РЕШЕТОВ

САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ

БИБЛИОТЕКА КОНСТРУКТОРА
ОСНОВАНА В 1968 ГОДУ

Л.Н. РЕШЕТОВ

САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ

СПРАВОЧНИК

МОСКВА · МАШИНОСТРОЕНИЕ 1991

ББК 34.41я2
Р47
УДК 621.81.001.66(035)

Решетов Л. Н.

Р47 Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1991 – 288 с.: ил. – (Библиотека конструктора).

ISBN 5-217-01119-X

Автором установлено, что статически определимые механизмы (самоустанавливающиеся) имеют большую нагрузочную способность, долговечность, высокий КПД, меньшие требования к точности. Это дает возможность конструкторам простыми методами и без дополнительных затрат значительно улучшать механизмы. Предлагаемый справочник является продолжением справочника под этим же названием, изданного в 1985 г. В него вошли структурные схемы и описания механизмов: металлургического производства, горных, транспортных, планетарных, гидравлических, строительных конструкций. Даны рекомендации по снижению массы и габаритов машин, способы повышения надежности механизмов.

Для инженеров-конструкторов машиностроительных предприятий, может быть полезен студентам втузов.

Р $\frac{2702000000-615}{038(01)-91}$ 208 – 90 ББК 34.41я2

ISBN 5-217-01119-X © Л. Н. Решетов, 1991

Оглавление

Предисловие 6
Введение 7

Глава 1. Самоустанавливаемость при проектировании механизмов 12
1.1. Линейно-угловой метод исследования структуры 12
1.2. Механизмы соединения валов 15
1.3. Замена подвижностей при самоустанавливающейся плоской структурной группе 17
1.4. Механизмы с гибкими связями 20
1.5. Влияние трения на самоустанавливаемость звеньев механизмов 23
1.6. Сопротивление самоустанавливаемости цилиндрической пары 25
1.7. Сопротивление самоустанавливаемости плоскостной пары 27
1.8. Сопротивление самоустанавливаемости шаровой пары 31
1.9. Сопротивление самоустанавливаемости подшипников качения 34

Глава 2. Механизмы, применяемые в тяжелом машиностроении 40
2.1. Перегрузочные мосты и передвижные конвейеры 40
2.2. Подвижность уравнительного механизма лифта 42
2.3. Роликовые опоры вращающихся печей 44
2.4. Механизм поворота башенного крана 48
2.5. Щековые дробилки 49
2.6. Механизмы обдувочных аппаратов 51
2.7. Трубный пресс 56
2.8. Многоплоскостные ползуны 62
2.9. Поликарданные механизмы 66
2.10. Станки для распиловки камня 68

Глава 3. Электровозы 73
3.1. Пружины и рессоры 73
3.2. Структурные блоки в ходовой части 77
3.3. Структурные блоки в первой ступени подвешивания 78

3.4. Структурные блоки во второй ступени подвешивания 82
3.5. Электровозы ВЛ-10 и ВЛ-80 86
3.6. Электровоз ВЛ-8 88
3.7. Электровоз ВЛ-23 91
3.8. Электровоз ВЛ-85 93
3.9. Одномоторный привод 96

Глава 4. Тележки железнодорожных вагонов 99
4.1. Грузовые тележки 99
4.2. Пассажирские тележки 105
4.3. Тележки с несущим остовом двигателя 108

Глава 5. Безрельсовый транспорт 113
5.1. Конструирование шасси самосвала 113
5.2. Тележка грузового автомобиля 117
5.3. Механизмы поворота колесных тягачей 122
5.4. Двухсекционный троллейбус 124
5.5. Велосипед тандем 125
5.6. Стопорение и саморазвинчивание гаек 126
5.7. Механизм с двумя степенями свободы для управления автомобильной коробкой передач . . 128

Глава 6. Самоустанавливаемость строительных конструкций 130
6.1. Балочные мосты и перекрытия 130
6.2. Самомонтирующаяся мостовая ферма 135
6.3. Арочные мосты 136
6.4. Висячие мосты 137
6.5. Многопролетные перекрытия больших цехов . . 139

Глава 7. Гидравлические устройства 153
7.1. Механизмы регулирования гидротурбин 153
7.2. Шаровой кран 155
7.3. Крышки химических аппаратов 156
7.4. Двухопорные клапаны 158
7.5. Катастрофы и аварии, вызванные наличием в механизмах избыточных связей 160

Глава 8. Планетарные механизмы 164
8.1. Исследование структуры по уточненным формулам 164

8.2. Исследование структуры линейно-угловым методом 177
8.3. Двухступенчатые планетарные редукторы (самоустанавливающиеся) 179
8.4. Исследование отрицательного числа звеньев . 183
8.5. Исследование структуры волновых передач . . 185
8.6. Многосателлитные механизмы 192
8.7. Многоступенчатые коробки передач 198
8.8. Арочные зубья в планетарных редукторах . . 201

Глава 9. Механизмы сельскохозяйственных машин . . . 207

9.1. Соломотряс 207
9.2. Уравновешивание механизма соломотряса . . . 212
9.3. Половонабиватель зерноуборочного комбайна . 217
9.4. Соломонабиватель зерноуборочного комбайна . 219
9.5. Решетный стан зерноуборочного комбайна . . 220
9.6. Механизмы для перевода широкозахватных агрегатов в транспортное положение 233
9.7. Неподвижные соединения в плугах (быстроразъемные) 237

Глава 10. Токоприемники 248

10.1. Методы исследования структуры 248
10.2. Электровозный токоприемник с верхней кареткой на большую силу тока 248
10.3. Токоприемники со скрещенными верхними рамами 252
10.4. Рельсовые токоприемники 254
10.5. Асимметричный автоуправляемый токоприемник 258
10.6. Асимметричный автоуправляемый токоприемник с обратной связью 261
10.7. Японский пантограф 264
10.8. Токоприемник для электровоза переменно-постоянного тока 266
10.9. Механизмы протезов 268
10.10. Работа зубчатых колес с перекосом осей . 269

Список литературы 272

Предметный указатель 279

ПРЕДИСЛОВИЕ

На основании многолетнего опыта автору еще в 1951 г. удалось установить, что статически определимые механизмы имеют большую нагрузочную способность и долговечность, высокий КПД, к ним предъявляются более низкие требования по точности.

Выполнение механизмов статически определимыми (самоустанавливающимися) позволяет простыми конструктивными мерами и без дополнительных затрат добиться их значительного улучшения.

Предлагаемый справочник представляет собой продолжение, т.е. вторую часть справочника "Самоустанавливающиеся механизмы", изданного в 1985 г. и являющийся первой частью книги.

Во второй части приведены новая теория и новые статически определимые схемы, разработанные автором после 1985 г. В справочнике использованы результаты работ учеников автора: О. Г. Озола, Е. Ю. Качаловой, Н. В. Бебешина, В. Н. Ермака, Я. Я. Гайпеля, И. И. Гулиды, В. В. Кудина, Л. А. Павловой, В. В. Соломина, М. А. Фахриева, Д. И. Шаткуса, Г. А. Черновой, Н. Е. Шамайденко.

ВВЕДЕНИЕ

Перед проектированием механизма необходимо исследовать намеченную структурную схему на самоустанавливаемость (избыточные связи). Это можно сделать по формуле Малышева – через число звеньев и число условий связи или по формуле Озола – через число контуров k и число подвижностей f.

Для сборки одного независимого контура необходимо три линейных подвижности и три угловых вокруг трех осей координат (для всех контуров – $6k$). Число избыточных связей q есть разность чисел необходимых подвижностей $w + 6k$ и подвижностей f, имеющихся у кинематических пар. Откуда $q = w + 6k - f$, т.е. получим формулу Озола:

$$q - w = 6k - f.$$

Правую часть формулы Озола $6k - f$ будем называть структурным двучленом и широко использовать его как промежуточный расчетный параметр (особенно в уточненных структурных формулах).

В каждом контуре входящие в него пары должны дать три линейные подвижности и три угловые. При этом пара, входящая в два контура, может отдать часть подвижностей одному контуру, а часть – другому.

Недостающая линейная подвижность в контуре заменяется угловой поворотом звена. При этом заменяющая и заменяемая подвижности, а также поворачиваемое звено должны располагаться под прямыми углами (или близкими к ним).

Линейная (осевая) подвижность в косозубых колесах может заменять угловую путем винтового перемещения колеса.

Формула Озола не дает ответа, какая имеется избыточная связь – линейная или угловая. Это дает линейно-угловой метод, предлагаемый ниже (после замены линейных подвижностей угловыми):

$$q - w = 6k - (f' + f''),$$

где $f' = f'_x + f'_y + f'_z$ – линейные подвижности; $f'' = f''_x + f''_y + f''_z$ – угловые.

Исследование по этому методу полезно для тех простран-

ственных механизмов, у которых подвижности трудно распределить на плоские и неплоские.

Расчленение подвижностей и избыточных связей на плоские и неплоские (формула Качаловой):

$$q - w = 6k - (f_п + f_н),$$

где $f_п = f'_x + f'_y + f'_z$ – плоские подвижности; $f_н = f''_x + f''_y + f''_z$ – неплоские.

Расчленение плоских и неплоских подвижностей на линейные и угловые:

$$q - w = 6k - [(f'_п + f''_п) + (f'_н + f''_н)],$$

где $f'_п = f'_x + f'_y$ – плоские линейные подвижности; $f''_п = f''_z$ – плоские угловые; $f'_н = f'_z$ – неплоские линейные; $f''_н = f''_x + f''_y$ – неплоские угловые.

Наконец, последний и самый точный метод – это разложение плоских и неплоских подвижностей по осям координат:

$$q - w = 6k - [(f'_x + f'_y + f'_z) + (f''_x + f''_y + f'_z)].$$

Однако все структурные формулы, несмотря на свою простоту, обладают тремя недостатками. Во-первых, все контуры рассматриваются вместе, поэтому избыточная связь в одном может компенсироваться вредной подвижностью в другом и может оказаться незамеченной.

Во-вторых, определяется разность числа избыточных связей и подвижностей, а не каждый из этих параметров в отдельности.

В-третьих, замена подвижностей при сложных механизмах затруднительна (что чем заменяется?). Частично этот недостаток устраняется рассмотрением поворачиваемых звеньев.

Свободен от этих недостатков поконтурный метод, предложенный автором в 1971 г. Этот метод будем применять, записывая его исследование в нижней части таблицы подвижностей.

Механизм разбивается на независимые контуры, т.е. такие, которые отличаются от других или одним звеном, или одной новой кинематической парой.

Каждая кинематическая пара (обозначаемая большой буквой) записывается столько раз, сколько в ней подвижностей, в соответствующий столбик и в строку данного контура. Теоретически поконтурный метод можно применять для всех случаев разложения подвижностей. Однако будем применять его только при разложении их по осям координат и только при большом числе направлений подвижностей будем пользоваться разложением плоских и неплоских подвижностей на линейные и угловые.

Основная трудность поконтурного метода – распределение подвижностей кинематических пар между контурами. Легко решается она только для одноконтурных пар, т.е. таких, которые входят в один контур, в который и должна записываться ее подвижность. Для многоконтурных пар задачу можно упростить методом наслоения механизмов, который и предлагается ниже.

Известен метод Ассура, при котором плоский механизм образуется из начального и присоединяемых к нему групп нулевой подвижности. Этот метод можно расширить для пространственных механизмов, а присоединяемые группы брать любой подвижности, т.е. ненулевой. Тогда механизм разобьется на начальный и присоединяемые механизмы.

При этом важно только, чтобы каждый присоединяемый механизм не влиял на подвижность предыдущих. Тогда в каждом частном механизме будут свои кинематические пары (важны при распределении подвижностей), свои контуры (может быть и многоконтурный), свои местные подвижности и свои избыточные связи, т.е. исследование структуры значительно облегчается, так как сложный механизм разбивается на несколько простых, которые рассматриваются отдельно. Важно только правильно выбрать неплоские механизмы.

Контуры тоже можно значительно упростить (предложено автором совместно с В. Н. Ермаком). Если одной стороной контура является стойка (пристоечный контур), то подвижность ее равна нулю и в данном контуре не рассматривается, что общеизвестно. Если эта сторона является звеном предыдущего контура, то она там учтена и потому в данном контуре не рассматривается. Две кинематические пары данного контура могут находиться на различных звеньях предыдущих механизмов, в которых и учтена эта сторона. Поэтому

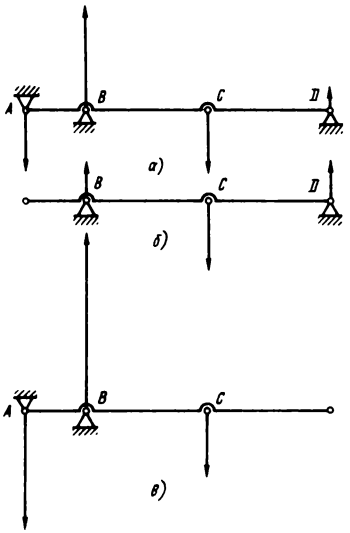


Рис. 1. Схема механизмов: ***а*** **— с избыточной связью;** ***б*** **— с правильно устраненной избыточной связью;** ***в*** **— с неправильно устраненной избыточной связью**

эта сторона тоже не рассматривается. При этом контур сильно упрощается, и может свестись к одной прямой (цепь Ермака).

Есть еще одна возможность упростить поконтурный метод для сложных механизмов. Это метод структурных блоков. Структурным блоком мы называем пространственную группу звеньев, которую исследуем предварительно и определяем ее структурные параметры (контуры, подвижности с их видами, избыточные связи и т.д.), подставляя их в структурную таблицу, чем ее значительно упрощаем, так как при этом уменьшается число неизвестных.

Такой метод в первой части книги применен для планетарных механизмов, а здесь он применен для тележек локомотивов. В механизмах с многоповодковыми группами, когда присоединяется сразу несколько контуров, целесообразно комбинировать метод присоединения с методом структурных блоков. Многоповодковый механизм при этом разбивается на структурные блоки и в таком виде присоединяется к предыдущим механизмам. Примером такого решения может служить токоприемник с шестиповодковой верхней рамой.

При пользовании структурными формулами для подсчета числа звеньев и кинематических пар могут быть ошибки, как правило, на единицу.

При изменении n на единицу ошибка будет с обратным знаком, т.е. –6, а при изменении числа кинематической пары на единицу, ошибка равна числу условий связи, накладываемых парой, т.е. ее классу. Полученное условие ускорит нахождение места ошибки.

После устранения избыточных связей следует проверить величину сил. Покажем это на примере статически неопределимой балки, нагруженной в точке ***C*** и с опорами в точках ***A***, ***B*** и ***D*** (рис. 1, ***а***). Если удалить опору ***A***, получим статически определимую балку, у которой нагрузка опоры ***B*** значительно уменьшается (рис. 1, ***б***). Если же удалить опору ***D***, то силы в опорах ***B*** и ***A*** значительно возрастут (см. рис. 1, ***в***).

Глава 1. САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТЬ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МЕХАНИЗМОВ

1.1. ЛИНЕЙНО-УГЛОВОЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРЫ

Исследование структуры механизма, т.е. определение наличия в нем избыточных связей и подвижностей, можно вести различными методами. Поконтурный метод позволяет найти отдельно подвижности и избыточные связи, определить линейные они или угловые, и найти контуры, в которых они действуют. Однако широкому распространению этого метода мешает его сложность.

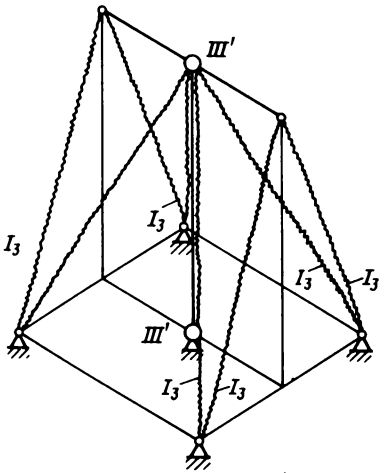
Другое направление исследования – это структурные формулы. Они проще, но позволяют найти только разность между избыточными связями и подвижностями, а их разделение предоставляется проектировщику.

В формуле Озола (или равноценной ей формуле Малышева) все контуры и подвижности пар рассматриваются вместе. Поэтому определяется только их разность, без определения их вида и контуров, в которых они действуют.

В формуле Качаловой (см. с. 8) все структурные параметры делятся на плоские и неплоские. Поэтому эта формула позволяет разделить избыточные связи и подвижности на плоские и неплоские, т.е. вдвое уточнить решение. Можно пойти дальше (что и сделано ниже в некоторых примерах) и разделить плоские и неплоские параметры еще на линейные и угловые, т.е. уже вчетверо уточнить решение. При разделении параметров по осям координат (что тоже применялось выше) решение уточнится уже в 6 раз. Однако при этом придется учитывать направление всех подвижностей и связей. Но и в этом случае находят только разность связей и подвижностей, а не каждый параметр в отдельности, что возможно при использовании поконтурного метода.

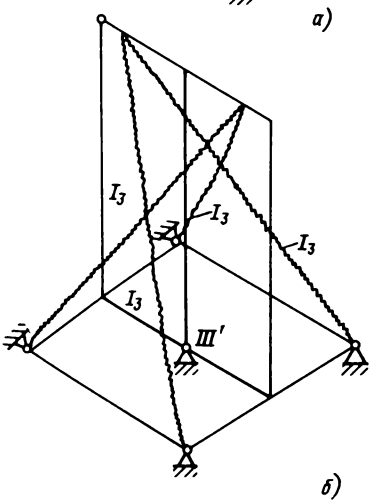
В последней структурной формуле (см. Введение) наиболее трудным является определение направлений угловых подвижностей. В предыдущей оно проще, так как все угловые подвижности – или плоские или неплоские.

Однако в некоторых пространственных механизмах, у которых угловые подвижности не располагаются в одной плос-



$n=2$	f	f'	f''
$p_{III}=2$ $p_I=8$	-6 -40	0 -16	-6 -24
$k=8$	48	24	$+24$
	2	8	-6
		$\vdash 4 \dashv$	
$q-w=2$		4	-2

а)



$n=1$	f	f'	f''
$p_{III}=1$ $p_I=4$	-3 -20	0 -8	-3 -12
$k=4$	24	12	$+12$
	1	4	3
		$\vdash 3 \dashv$	
$q-w=1$		1	$+0$

б)

Рис. 1.1. Высоковольтная опора:
а – с избыточными связями; *б* – с исправленной структурой

кости, определение их подвижностей очень затруднено.

Рассмотрим это на примере опоры постоянного тока для очень высокого напряжения (рис. 1.1, *а*)[1]. Она состоит из стойки *Ш′Ш′*, которая удерживается четырьмя растяжками I_3, и траверсы, к которой подвешиваются гирлянды изоляторов, также удерживаемой четырьмя растяжками. Получается десять направлений: стойка, траверса и восемь растяжек, т.е. если учитывать направления, то потребуется десять систем осей координат в пространстве. Поэтому ниже предложена система с разделением параметров на линейные и угловые, но без учета их направлений, что сильно упрощает решение. То есть предложена система промежуточная между системами, определяемыми формулами Озола и Качаловой.

Подвижности записывают в три столбика: общие f (запись которых можно и не делать), линейные f' и угловые f''. Подвижности на замыкание контура делим пополам, т.е. получаем по 24. Суммирование производим отдельно. Получилось $f' = 8$ и $f'' = -6$. Для замены используют поворачиваемые звенья – стойку и траверсу с парами *Ш′*, т.е. каждое поворачиваемое звено может дать по две замены, итого $2 \times 2 = 4$. Результат замены: $q - w = 4 - 2$, т.е. четыре линейные избыточные связи и две угловые подвижности – вращение стойки и траверсы вокруг своих осей.

Четыре избыточные связи показывают, что конструкцию можно упростить, сократив число растяжек до четырех ($8 - 4 = 4$). При этом траверсу надо жестко (неподвижно) соединить со стойкой. Исследование проведем также линейно-угловым методом (рис. 1, *б*). Замен три – поворачивание опоры вокруг трех осей. Получилось отсутствие подвижностей и одна линейная избыточная связь, которая необходима для натяжения растяжек.

Поясним этот метод на примере опор постоянного тока на очень высокое напряжение. При постоянном токе линия передачи всегда двухпроводная, а не трехпроводная, как при трехфазном токе. Это облегчает конструирование опор, которые получаются симметричными.

---

[1] **Техника молодежи. 1986. № 7. С. 12.**

Ввиду сложного пространственного расположения растяжек (см. рис. 1, *а*) не будем разлагать подвижности на плоские и неплоские, а ограничимся разложением их на линейные и угловые. Звеньев здесь два – стойка и траверса, поэтому они могут дать 2×2 = 4 замены линейной подвижности угловой. Результат – четыре избыточные связи и два вращения: стойки и траверсы вокруг своих осей (q = 4), что, конечно, очень невыгодно.

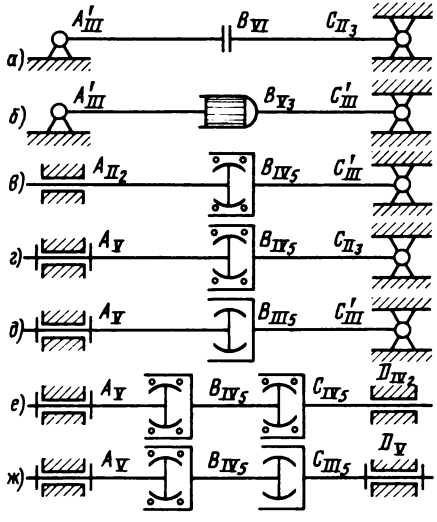
Опору можно упростить (см. рис. 1, *б*). Для этого стойку и траверсу следует соединить, обратив их в одно звено, а вместо восьми растяжек поставить четыре.

Структурное исследование, аналогично предыдущему случаю, проведем разложением подвижностей на линейные и угловые. Замен подвижностей здесь будет три: вращение поворачиваемого звена вокруг трех осей координат. Результат – угловая подвижность равна нулю, что и требовалось, и есть одна линейная избыточная связь, которая в данном случае необходима для создания натяжения растяжек.

1.2. МЕХАНИЗМЫ СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ

Исследование по частям особенно выгодно для случая непосредственного соединения двух валов (рис. 1.2). Для самоустанавливаемости надо правильно выбрать подвижность соединительной муфты ***B*** (рис. 1.2, *а–д*) или ***B+C*** (рис. 1.2, *е–ж*). Эта подвижность будет зависеть от классов вращательных пар (подшипников) соединяемых машин. Во всех случаях подвижность в контуре ***ABC*** или ***ABCD*** должна быть равна семи: шесть пойдет на замыкание контура и одна – на подвижность механизма. Подвижность муфты ***B*** изменяется от нуля (жесткое соединение, см. рис. 1.2, *а*) до трех (см. рис. 1.2, *д*), подвижность ***B+C*** – от четырех (см. рис. 1.2, *е*) до пяти (см. рис. 1.2, *ж*).

На рис. 1.2 показаны различные случаи таких соединений, справа приведена таблица подвижностей, определяемых поконтурным методом.



	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
ABC	0 0 AC	AC AC C
ABC	0 0 AC	AC AC B
ABC	0 0 AC	BC BC A
ABC	0 0 AC	BC BC C
ABC	0 0 AC	BC BC B
ABCД	0 0 AД	BC BC Д
ABCД	0 0 AД	BC BC C

Рис. 1.2. Соединение валов

1.3. ЗАМЕНА ПОДВИЖНОСТЕЙ ПРИ САМОУСТАНАВЛИВАЮЩЕЙСЯ ПЛОСКОЙ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЕ

Самоустанавливающейся плоской структурной (СПС) группой называется группа звеньев, соединенной такими кинематическими парами, связи которых удерживают все звенья этой группы в одной плоскости. Так как положение плоскости определяется тремя точками, то СПС группа должна соединяться с механизмом тремя сферическими парами. Их будем называть опорными, а на схеме заштриховывать.

СПС группа входит в два контура, как, например, в кулисе Стефенсона (рис. 1.3). В левом прямоугольнике таблицы кинематических пар СПС группу изображаем двутавровой зигзагообразной линией. СПС группа ***AFD*** входит в два контура ***ABCD*** и ***ABEFG***. Заменяемая подвижность в обоих контурах – f'_z, заменяющие подвижности f''_x и f''_y тоже неплоские.

Замена достигается поворотом всей группы. Поэтому неплоские подвижности объединяем и рассматриваем вместе. Все три опорные пары ***A***, ***F*** и ***D*** входят в обе замены. Поэтому записываем их два раза: в столбик f''_x и в столбик f''_y и соединяем зигзагообразной линией.

Это упрощает решение, так как не надо определять, в какой контур записывать одну из пар ***A*** – в первый или во второй (см. рис. 1.3). Повышается точность исследования, так как поворот всей группы берется вокруг ***OX*** и ***OY***, а не приближенно вокруг наклонных линий ***AF*** (см. рис. 1.3).

Контуры следует выбирать так, чтобы было побольше одноконтурных пар и пар, входящих в возможно большее число

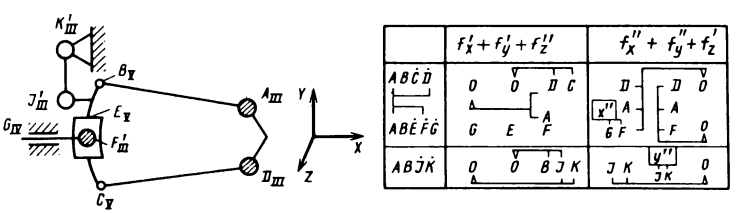
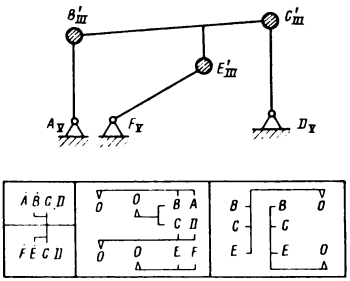
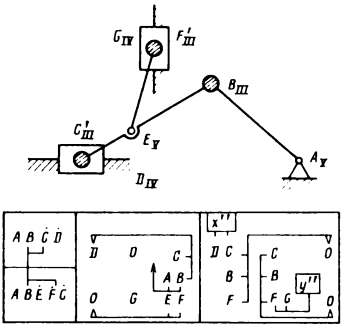


Рис. 1.3. Кулиса Стефенсона



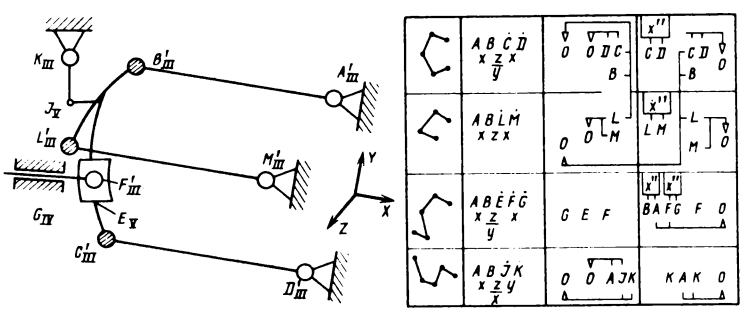


Р и с. 1.4. Верхние рамы токоприемника

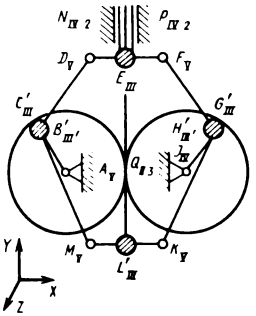
Р и с. 1.5. Механизм с прицепным шатуном

контуров (еще лучше пары, входящие во все контуры), подвижности которых будем записывать последними.

Аналогичным образом получается замена подвижностей в СПС группе у механизмов токоприемника (рис. 1.4), в которой каждая пара поводков первого класса заменена одним поводком второго класса, где использованы структурные блоки $A_V B'_{III}$, $F_V E'_{III}$ и $D_V C'_{III}$ и механизма с прицепным шатуном (рис. 1.5). СПС группа может располагаться не в плоскости чертежа XOY, а в другой плоскости, например YOZ, как это получилось в трехэксцентриковой кулисе Стефенсона (рис. 1.6).



Р и с. 1.6. Трехэксцентриковая кулиса Стефенсона



$n=10$	f	$f_x'+f_y'+f_z''$	$f_x''+f_y''+f_z'$
$p_V=6$ $p_{IV}=2$ $p_{III}=6$ $p_1=1$	-6 -4 -18 -5	0 −0 −6 0 −2 −0 0 −0 −6 −1 −0 −1	0 −0 −0 0 −2 −0 −6 −6 −0 −1 −1 −1
$k=5$	30	5 + 5 + 5	5 + 5 + 5
$6k-f$	−3	4 + 3 − 8	−2 − 4 + 4
(AQ)(FE)(KL) [BE] [LC] (BD)(GF)(CM)(HK)[GE] [LH]		← 3 → ← 4 →	← 2 → ← 2 →
q w		0 0 1	0 2 0
A Q̇ J		Q 0 A Q J	Q Q J
A B̈ D̈ E N J Ġ Ḟ E N		0 N B D E 0 0 G F	B B 0 E E N G G 0
A Ċ M̈ L P J Ḣ K̈ L P		0 P C M L 0 0 H K	C C 0 L L P H H 0

Число замен: $3k-f_{xy}-w'_{xyz}=3\cdot5-4-0=11$

Рис. 1.7. Механизм двигателя Стирлинга

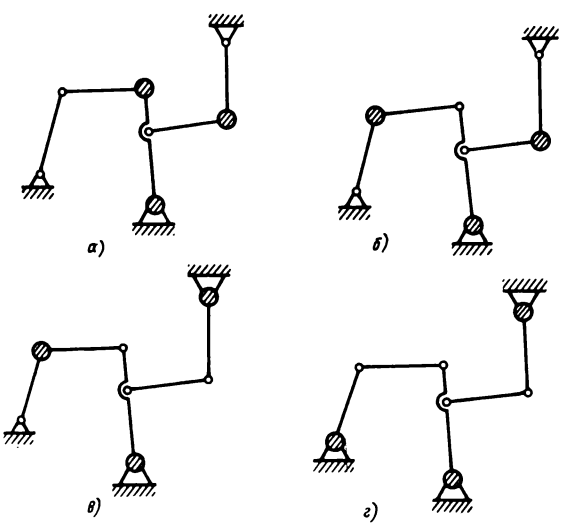


Рис. 1.8. Варианты выбора опорных пар в СПС группе

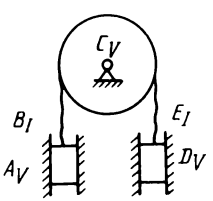
Здесь заменяемая подвижность плоская f'_x, а заменяющие – плоская f''_z и неплоская f''_y, которые записываем в соответствующих столбиках, правда, расположенных далеко друг от друга.

В механизме может быть и не одна СПС группа. Например, в механизме двигателя Стирлинга (рис. 1.7) их две: ***BEG*** и ***CLH***, обе плоскости ***XOY***.

В данном конкретном механизме выбрать СПС группу, точнее ее опорные кинематические пары, можно по-разному. На рис. 1.8 показаны четыре варианта такого выбора для шестизвенного механизма, что свидетельствует о наличии нескольких вариантов выбора кинематических пар в самоустанавливающемся механизме.

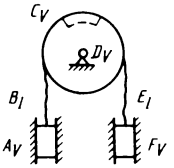
1.4. МЕХАНИЗМЫ С ГИБКИМИ СВЯЗЯМИ

Гибкой связью может быть цепь или трос. Цепь не может скользить по звездочке, поэтому исследование структуры очень простое (рис. 1.9). Каждый участок цепи между двумя звездочками или между звездочкой и грузом будет одной парой первого класса. Другие параметры также сомнений не вызывают, поэтому в этом случае легко применить как метод уточненных формул, так и поконтурный метод.



$n=3$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V=1$ -1	$0 - 0 - 1$	$0 - 0 - 0$
$p_{V3}=2$ -2	$0 - 2 - 0$	$0 - 0 - 0$
$p_I=2$ -10	$-2 - 0 - 2$	$-2 - 2 - 2$
$k=2$ 12	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
-1	$0 + 0 - 1$	$0 + 0 + 0$
$q-w=-1$	$0 + 0 - 1$	$0 + 0 + 0$
$\dot{A}\,\dot{B}\,C$	B A $\uparrow B\,C$	B B B
$C\,\dot{E}\,\dot{D}$	E D E	E E E

Рис. 1.9. Гибкий механизм с цепью



$n=4$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=2$ -2	0 -0 -2	0 -0 -0
$p_{V_3}=2$ -2	0 -2 -0	0 -0 -0
$p_I=2$ -10	-2 -0 -2	-2 -2 -2
$k=2$ 12	2 $+2$ $+2$	2 $+2$ $+2$
$q-w=-2$	0 $+0$ -2	0 $+0$ $+0$
$\dot{A}\dot{B}CD$	B A $\dot{B}\dot{C}D$	B B B
$\dot{F}\dot{E}CD$	E F E	E E E

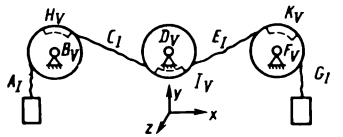
$n=3$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=1$ -1	0 -0 -1	0 -0 -0
$p_{V_3}=2$ -2	0 -2 -0	0 -0 -0
$p_I=1$ -5	-1 -0 -1	-1 -1 -1
$k=1$ 6	1 $+1$ $+1$	1 $+1$ $+1$
-2	0 -1 -1	0 $+0$ $+0$

Р и с. 1.10. Гибкий механизм с тросом

Гораздо сложнее обстоит дело с тросом. Он может скользить по блоку, что дает дополнительную подвижность. Не только концы троса нагружены растягивающими силами, но и участок, находящийся в блоке (рис. 1.10). Его приходится рассматривать как отдельное звено – колодку, а участки троса между двумя блоками – как отдельные пары B_I и E_I, соединяющие колодки этих блоков. Кинематическая пара колодки с блоком C_V будет иметь подвижность f''_z, т.е. будет парой пятого класса. Кручение троса в желобе блока здесь рассматривать не будем, так как это уже дефектный случай.

Таблица подвижностей, полученная при этих допущениях, показана слева на рис. 1.10. Получилось две подвижности f''_z: движение механизма и проскальзывание блока. Избыточных связей нет.

Расчет можно значительно упростить (см. правую таблицу на рис. 1.10). Трос следует рассматривать целиком, поэтому число пар первого класса p_I уменьшится на число блоков и будет $p_I = 1$. На такое же число уменьшится число звеньев и будет $n = 3$, пар пятого класса останется $p_V = 1$, $p =$

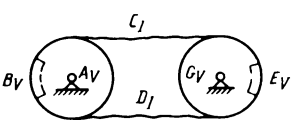


$n=5$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=3$ 3	0 -0 -3	0 -0 -0
$p_I=4$ 20	-2 -2 -4	-4 -4 -4
$k=2$ 12	2 +2 +2	2 +2 +2
-11	0 +0 -5 ← 2	-2 -2 -2
$q-w=-11$	-2 -0 -3	-2 -2 -2
AB	A↑ 0 A↑	A↑ A↑ A↑
BĊD	0 C BCD↑	C C C
DEF	0 E ĖF	E E E
FG	C↑ 0 G↑	G↑ G↑ G↑

$n=8$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=3$ -3	0 -0 -3	0 -0 -0
$p_V=3$ -3	0 -0 -3	0 -0 -0
$p_I=4$ -20	2 -2 -4	-4 -4 -4
$k=2$ 12	2 +2 +2	2 -2 -2
-14	0 +0 -8 ← 2	-2 -2 -2
$q-w=-14$	-2 -0 -6	-2 -2 -2
ȦHB	A↑ 0 A↑	A↑ A↑ A↑
BHĊID	0 C HBC↑ D	C C C
DIĖKH	0 E ĖE↑ K	E E E
ĠKF	G↑ 0 G↑	G↑ G↑ G↑

$n=5$ f	$f'_x+f'_y+f'_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=3$ -3	0 -0 -3	0 -0 -0
0 -0	0 -0 -0	0 -0 -0
$p_I=1$ -5	-1 -0 -1	-1 -1 -1
$k=1$ -6	-1 -1 -1	-1 -1 -1
-14	-2 -1 -5 ← 1	-2 -2 -2
$q-w=-14$	-2 -0 -6	-2 -2 -2

Р и с. 1.11. Механизм с отрицательным числом контуров



$n=4$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=4$ -4	0 -0 -4	0 -0 -0
$p_I=2$ -10	0 -2 -2	-2 -2 -2
$k=2$ 12	2 +2 +2	2 +2 +2
-2	2 -0 -4 ← 1	0 +0 +0
$q-w=1-3$	1 -0 -3	0 +0 +0
ABCEG	0 C C AB↑	C C C
ABDEG	0 D D CE↑	D D D

$n=3$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=3$ -3	0 -0 -3	0 -0 -0
$p_I=1$ -5	0 -1 -1	-1 -1 -1
$k=1$ 6	1 +1 +1	1 +1 +1
-2	1 -0 -3	0 +0 +0
$q-w=1-3$	1 -0 -3	0 +0 +0

Р и с. 1.12. Канатная передача

= 2. При этом уменьшится и число контуров, которое может оказаться отрицательным, и тогда поконтурный метод неприменим. Этот случай показан на рис. 1.11.

Внешние подвижности и избыточные связи сохраняются. На рис. 1.11 левая таблица приведена для механизма с цепью, средняя и правая – для механизма с тросом, в средней дано полное исследование, в правой – сокращение. На этом рисунке изображены грузы, висящие свободно и не имеют направляющих пятого класса, как на рис. 1.9 и 1.10. Это дает десять подвижностей. К ним прибавляются проскальзывание трех блоков и общее движение механизма.

На рис. 1.12 в качестве примера показана канатная передача (слева в таблице полное исследование, справа – сокращенное). Как и следовало ожидать, получилась одна избыточная связь и три подвижности: движение механизма и проскальзывание двух шкивов.

При сокращенном методе пришлось убрать одну колодку и одну пару пятого класса, а другую оставить, чтобы обеспечить движение троса. Пара p_1 осталась одна, как и требуется при этом методе.

1.5. ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ НА САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТЬ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ

Необходимость учета влияния сил трения на самоустанавливаемость звеньев механизмов диктуется следующими соображениями:

силы трения могут устранить часть подвижностей кинематических пар механизма, который, будучи выполненным по структурной схеме без избыточных связей, в действительности может оказаться статически неопределимым;

силы трения могут вызывать добавочные напряжения и деформации;

силы трения влияют на точность самоустанавливаемости звеньев, что иногда является решающим фактором.

Условимся сопротивлением самоустанавливаемости называть силу (или момент), которая расходуется на добавочное движение, необходимое для самоустанавливаемости механиз-

ма. При непрерывной самоустанавливаемости оно ухудшает распределение сил в кинематических парах, что необходимо учитывать. При одинарной самоустанавливаемости его сопротивление действует только при первых оборотах, а в дальнейшем на распределение сил не влияет.

Многие механизмы имеют по несколько статически определимых структурных схем, в которых сопротивления самоустанавливаемости различны; их приходится учитывать для выбора наилучшей структурной схемы. Величины сопротивлений самоустанавливаемости могут иметь решающее значение при выборе конструкций кинематических пар.

Чтобы можно было оценить величину сопротивлений самоустанавливаемости звеньев конкретных механизмов, рассчитываем эти сопротивления для наиболее широко распространенных в практике конструирования кинематических пар машин с несколькими подвижностями в зависимости от соотношения скоростей основного относительного движения звеньев и скоростей их самоустанавливаемости. Приведенные ниже формулы пригодны для случаев полужидкостного, полусухого и сухого трения. Однако во многих механизмах скорости относительного движения звеньев пар сравнительно невелики, а реакции в парах значительны и часто переменны по величине и направлению. В таких условиях элементы даже кинематических пар с поверхностным контактом звеньев работают в режиме полужидкостного или полусухого трения. В тех же условиях работают элементы кинематических пар всех механизмов в момент пуска, когда условия самоустанавливаемости их звеньев очень тяжелые. Наконец, в настоящее время для изготовления трущихся элементов пар широко внедряют новые синтетические материалы, обеспечивающие нормальную работу механизмов при слабой смазке или вообще без нее.

В приведенной ниже теории не учтена зависимость коэффициента трения от скорости и давления. Поэтому при строгом подходе она пригодна только для случая полусухого трения. Однако практически скорость самоустанавливаемости незначительна по сравнению со скоростью скольжения в кинематической паре. Следовательно, самоустнавливаемость не может существенно изменить режим работы пары, т.е. коэффициент трения, и приведенную теорию приближенно можно применить ко всем видам трения.

1.6. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПАРЫ

Цилиндрическая пара имеет две подвижности: поступательную – вдоль оси пары со скоростью $v_п$ и вращательную – вокруг этой оси с угловой скоростью ω. Тогда полная скорость относительного скольжения контактирующих элементов пары

$$v = \sqrt{(\omega R)^2 + (v_п)^2}, \qquad (1.1)$$

где R – номинальный радиус шипа.

На отдельных участках контакта элементов пары векторы элементарных сил трения dF направлены противоположно вектору v. При этих условиях можно определить силу сопротивления поступательному и вращательному относительным движениям звеньев.

Для случая неприработавшейся пары с зазором, когда контакт звеньев можно считать линейным, полная сила трения

$$F = Qf/\sqrt{1 + f^2},$$

где Q – нагрузка на шип; f – коэффициент трения шипа и вкладыша.

При $f = 0{,}2$ $\sqrt{1 + f^2} = 1{,}02$. Поэтому здесь и в дальнейшем пренебрегаем величиной f^2.

Тогда сила сопротивления (трения) поступательному движению

$$F_п = Qf \frac{v_п}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_п^2}}, \qquad (1,2)$$

а вращательному движению

$$F_в = Qf \frac{\omega R}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_п^2}}. \qquad (1.3)$$

Для приработавшейся пары (считая износ вкладыша в на-

правлении равнодействующей нормальных реакций величиной постоянной) обозначим угол обхвата шипа вкладышем через $2\varphi_0$. Тогда силы сопротивлений поступательному движению и вращению, полученные интегрированием соответствующих уравнений, равны:

$$F_п = Qf \frac{2\sin\varphi_0}{\varphi_0 + \frac{1}{2}\sin 2\varphi_0} = \frac{v_п}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_п^2}} \qquad (1.4)$$

$$F_в = Qf \frac{2\sin\varphi_0}{\varphi_0 + \frac{1}{2}\sin 2\varphi_0} = \frac{\omega R}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_п^2}}; \qquad (1.5)$$

при $2\varphi_0 = \pi$

$$F_п = Qf \frac{4v_п}{\pi\sqrt{\omega^2 R^2 + v_п^2}}; \qquad (1.6)$$

$$F_в = Qf \frac{4\omega R}{\pi\sqrt{\omega^2 R^2 + v_п^2}}. \qquad (1.7)$$

Цилиндрическая пара в статически определимых механизмах может выполнять функции вращательной или поступательной пары. Основным движением является относительное вращательное или поступательное движение звеньев, а движением самоустановки – соответственно поступательное движение или вращение.

Если звенья этой пары самоустанавливаются в результате поступательного движения, то сила сопротивления самоустанавливаемости от сил трения равна соответствующей составляющей силы трения: $F_с = F_п$.

Если движением самоустанавливаемости является вращение, то момент сопротивления сил трения $M_с = F_в R$.

Выражения (1.2) – (1.7) являются наиболее общими для сил трения в цилиндрической паре. Из них при подстановке $v_п = 0$ или $\omega = 0$ можно получить известные формулы для трения в цилиндрической вращательной паре.

1.7. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ ПЛОСКОСТНОЙ ПАРЫ

Случай первый. Основное относительное движение звеньев – поступательное со скоростью v_0; движение самоустанавливаемости – поступательное со скоростью v_c, перпендикулярное к основному (рис. 1.13, *а*). При равномерном распределении давлений на поверхности контакта ползуна и неподвижной плоскости можно считать равнодействующую сил трения F приложенной в центре ползуна. Тогда из подобия заштрихованных треугольников находим, что сила сопротивления движению самоустанавливаемости ползуна

$$F_c = Nf \frac{v_c}{\sqrt{v_0^2 + v_c^2}}, \qquad (1.8)$$

где N – нормальная нагрузка на ползун.

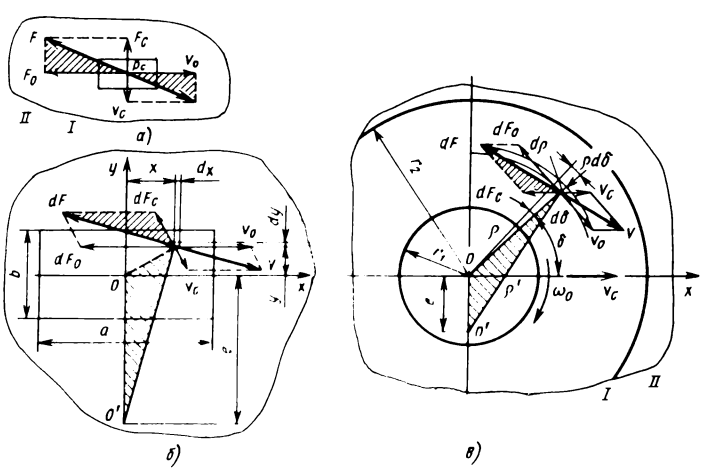


Рис. 1.13. Силы трения и скорости в плоскостной паре

Случай второй. Основное движение звеньев – поступательное со скоростью v_0; движение самоустанавливаемости – вращение вокруг геометрического центра ползуна O с угловой скоростью ω_c. В этом случае момент сопротивления самоустанавливаемости M_c равен сумме всех элементарных моментов dM_c сил dF_c, действующих на элементарных площадках $dS = dxdy$ в направлениях, противоположных окружным скоростям самоустанавливания этих площадок (рис. 1.13, *б*), т.е. $M_c = \iint\limits_S dM_c$.

Обозначения: a и b – геометрические размеры рабочей поверхности ползуна; x и y – координаты элементарной площадки контакта; $e = \dfrac{v_0}{\omega_c}$ – расстояние мгновенного центра вращения O' ползуна от его геометрического центра O.

Из подобия заштрихованных треугольников имеем:

$$dF_c = dF\,\frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{\sqrt{x^2 + (y + e)^2}} \text{ и } dM_c = dF_c\sqrt{x^2 + y^2}$$

В результате алгебраического преобразования получим:

$$M_c = \frac{Nf}{ab}\int_{-\frac{a}{2}}^{+\frac{a}{2}}\int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}}\frac{x^2 + y^2}{\sqrt{x^2 + (y + e)^2}}\,dx\,dy. \qquad (1.9)$$

Выражение (1.9) позволяет определить момент M_c сопротивления самоустанавливаемости ползуна для случая равномерного распределения нормальных давлений по всей поверхности контакта ползуна и опорной плоскости. Для других законов распределения этих давлений можно составить аналогичные выражения.

Интеграл, вошедший в эту формулу, нельзя выразить в

элементарных функциях. Для малых значений ω_c приближенно можно считать, что

$$\sqrt{x^2 + (y + e)^2} \approx y + e. \qquad (1.10)$$

Тогда

$$M_c = \frac{Nf}{ab} \int_{-\frac{a}{2}}^{+\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}} \frac{x^2 + y^2}{y + e}\, dx\, dy$$

или

$$M_c = \frac{Nf}{ab} \left[\left(\frac{a^2}{12} + e^2 \right) \ln \frac{2e + b}{2e - b} - be \right]. \qquad (1.11)$$

Случай третий. Основное движение – вращательное с угловой скоростью ω_0 (рис. 1.13, *в*); движение самоустанавливаемости – поступательное со скоростью v_c.

Обозначения: dF – полная сила трения на элементарной площадке; $e = \frac{v_c}{\omega_0}$ – расстояние между центром O основного вращения пяты и центром мгновенного вращения O'; q – давление на поверхности пяты; ρ' – радиус мгновенного вращения элементарной площадки; ρ – радиус основного вращения элементарной площадки; δ – угловая координата площадки; r_1 и r_2 – соответственно внутренний и наружный радиусы кольцевой пяты.

В этом случае пару обычно выполняют в виде кольцевой пяты, опертой на плоскость. Сила F_c сопротивления самоустанавливаемости пяты равна сумме всех элементарных сил dF, действующих на элементарных площадках $ds = \rho d\rho d\delta$ в направлениях, противоположных скорости самоустанавливания (см. рис. 1.13, *в*):

$$F_c = \int_s dF_c.$$

Из подобия заштрихованных треугольников следует:

$$dF_c = dF\frac{e}{\rho''}.$$

Но $dF = qfds = qf\rho d\rho d\delta$ и $dF_c = qfe\frac{\rho}{\rho'}d\rho d\delta$.

В общем виде решение невозможно выразить в элементарных функциях. Однако для малых значений v_c приближенно можно принять $\rho' = \rho$.

Тогда

$$F_c = fe\iint\limits_S qd\rho d\delta. \qquad (1.12)$$

В новой пяте нормальные давления, распределенные равномерно по всей поверхности контакта, можно найти из выражения

$$q = \frac{N}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}. \qquad (1.13)$$

Для приработавшейся пяты

$$q = \frac{N}{\pi(r_2 - r_1)\rho}. \qquad (1.14)$$

С учетом этих выражений для новой пяты сила самоустанавливаемости

$$F_c = \frac{Nfe}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}\int\limits_{r_1}^{r_2}\int\limits_0^{2\pi} d\rho d\delta$$

или

$$F_c = \frac{2Nfe}{r_2 + r_1} = \frac{2Nfv_c}{(r_2 + r_1)\omega_0}. \qquad (1.15)$$

Для приработавшейся пяты

$$F_c = \frac{Nfe}{2\pi(r_2 - r_1)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \frac{d\rho d\delta}{\rho}$$

или

$$F_c = \frac{Nfe \ln \frac{r_2}{r_1}}{r_2 - r_1} = \frac{Nf \ln \frac{r_2}{r_1}}{r_2 - r_1} \frac{v_c}{\omega_0} . \qquad (1.16)$$

1.8. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ ШАРОВОЙ ПАРЫ

Шаровая пара допускает три относительных вращения соединяемых ею звеньев. Поэтому основным относительным движением ее звеньев и движением самоустанавливаемости всегда будут вращения соответственно с угловыми скоростями ω_0 и ω_c причем оси этих вращений обычно взаимно перпендикулярны.

Полная относительная угловая скорость $\omega = \sqrt{\omega_0^2 + \omega_c^2}$.

Так как вектор момента трения M противоположен вектору ω то, разлагая его на направления векторов ω_0 и ω_c, получим:

$$\frac{M_c}{M} = \frac{\omega_c}{\omega} ,$$

откуда

$$M_c = M \frac{\omega_c}{\sqrt{\omega_0^2 + \omega_c^2}} . \qquad (1.17)$$

Момент трения M в шаровом шарнире нельзя выразить в

элементарных функциях. Для решения этой задачи Н. Е. Шамайденко путем аппроксимации подобрал функции, которые дают достаточную для практики точность.

Если шаровой шарнир выполнен точнее третьего класса, т.е. с достаточно малым первоначальным зазором, то можно считать, что после приработки шип и вкладыш контактируют по полусфере, центральный угол которой $a = \frac{\pi}{2}$. Распределение давлений по поверхности сферы определяем из условия, что суммарный износ шипа и вкладыша в направлении равнодействующей нормальных реакций является постоянной величиной.

Тогда момент трения

$$M = \frac{8}{\pi(3 + \mathrm{Cos}\ 2\gamma)} QRf, \tag{1.18}$$

где γ – угол между передаваемой силой и осью вращения.

Звенья приработавшегося шарового шарнира, выполненного не точнее третьего класса, будут контактировать по поверхности сферического сегмента, у которого центральный угол целесообразно принять равным 120°.

Тогда момент трения

$$M = \frac{5,62}{\pi(2,5+\mathrm{Cos}\ 2\gamma)} QRf. \tag{1.19}$$

Наиболее распространенными видами шарового шарнира являются шаровые пята и цапфа. Задачу о трении в шаровом шарнире для этих частных случаев можно решить более точно. Шаровой шарнир работает как пята в том случае, когда угол между направлением действия нагрузки на шип и осью вращения шипа равен нулю.

Сферическую пяту обычно выполняют в виде шайбы, при этом рабочей является поверхность сферического пояса с большим телесным углом a_0 и меньшим a_1. Поэтому для приработавшейся пяты момент трения

$$M = \frac{QRf\ (\mathrm{Sin}^2 a_0 - \mathrm{Sin}^2 a_1)}{a_0 - a_1 + \frac{1}{2}(\mathrm{Sin}\ 2a_0 - \mathrm{Sin}\ 2a_1)}. \tag{1.20}$$

В случае контакта шипа и вкладыша по полусфере с углами $a_0 = \frac{\pi}{2}$ и $a_1 = 0$.

$$M = \frac{2}{\pi} QRf. \tag{1.21}$$

Если сферический шарнир работает как цапфа, то $a = \frac{\pi}{2}$ и вкладыш чаще всего выполняют в виде сферического пояса с угловой шириной $2a_0$ и углом обхвата шипа $2\varphi_0$. Тогда

$$M = \frac{2\mathrm{Sin}\,\varphi_0 \times}{(\varphi_0 + \frac{1}{2}\,\mathrm{Sin}\,2a_0) \times} \ldots \rightarrow$$

$$\rightarrow \ldots \frac{\times\,(a_0 + \frac{1}{2}\,\mathrm{Sin}\,2a_0)QRf}{\times\sqrt{(a_0 + \frac{1}{2}\,\mathrm{Sin}\,2a_0)^2 + (2f\,\mathrm{Sin}\,2a_0)^2}}. \tag{1.22}$$

Для случая, когда $\varphi_0 = \frac{\pi}{2}$,

$$M = \frac{4(a_0 + \frac{1}{2}\,\mathrm{Sin}\,2a_0)QRf}{\pi\sqrt{(a_0 + \frac{1}{2}\,\mathrm{Sin}\,2a_0)^2 + (2f\,\mathrm{Sin}\,a_0)^2}}. \tag{1.23}$$

Наконец, при контакте шипа и вкладыша по полусфере

$$M = \frac{4QRf}{\pi\sqrt{1 + \frac{16}{\pi^2} f^2}}. \tag{1.24}$$

1.9. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При конструировании статически определимых механизмов широко используют сферические шарико- и роликоподшипники, выполняющие в этих случаях роль шаровой пары. Перекатывание тел качения по кольцам нагруженного сферического подшипника качения сопровождается упругим и геометрическим проскальзываниями. Однако целый ряд экспериментально проверенных расчетов показывает, что при наличии уже незначительного геометрического проскальзывания упругим проскальзыванием можно пренебречь. Поскольку ось относительного вращения колец сферического подшипника при самоустанавливаемости обычно перпендикулярна к оси их основного относительного движения (оси подшипника), то самоустанавливаемость колец возможна исключительно за счет их проскальзывания по телам качения. Поэтому определение сопротивления самоустанавливаемости сферических подшипников качения сводится к разложению полной силы трения скольжения колец по телам качения на направления геометрического проскальзывания при основном движении и проскальзывания при движении самоустанавливаемости.

Точно установить момент сопротивления расчетным путем невозможно. Даже приближенное определение его требует большого числа допущений и громоздких выкладок. Момент сопротивления самоустанавливаемости сферических шарико- и роликоподшипников можно определять по формуле

$$M_c = \frac{3QR_c f}{4} c \left[(2 + c^2) \ln \frac{1 + \sqrt{1 + c^2}}{c} \sqrt{1 + c^2} \right]. \tag{1.25}$$

Для шарикоподшипников

$$c \approx 1050 \operatorname{tg} \varphi \sqrt[3]{\frac{d_ш^4 z^2}{Q^2 \cos\beta}} \tag{1.26}$$

для роликоподшипников

$$c \approx 310 \frac{R_c^2 \operatorname{tg}\varphi}{R_c - d_p} \sqrt[3]{\frac{d_p z^2}{Q^2 \cos\beta}}, \qquad (1.27)$$

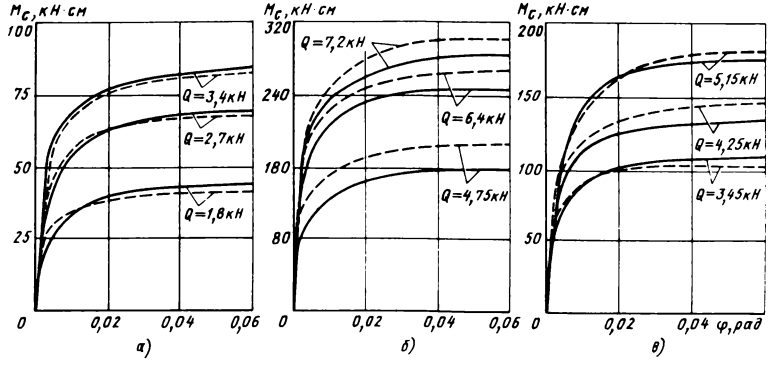
где

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{\omega_c}{\omega}; \qquad (1.28)$$

R_c – радиус сферы сферического кольца подшипника, см; $d_ш$ и $d_р$ – соответственно диаметры шарика и ролика, см; z – число шариков или роликов в одном ряду двухрядного подшипника; 2β – центральный угол развала двух рядов тел качения подшипника; Q – нагрузка на подшипник, Н.

Формула (1.25) проверена экспериментально при исследовании шарикоподшипников 1506 и 1308 и роликоподшипников 3611. Опыты проводили на установке, позволяющей вращать наружное кольцо исследуемого подшипника с частотой вращения 250 мин$^{-1}$ при различных перекосах колец и нагрузках на подшипник. Момент самоустанавливаемости подшипника измеряли на его неподвижном внутреннем кольце с помощью динамометра системы Токаря.

При исследованиях установлено, что во время работы подшипника в одних и тех же условиях момент M_c практически не зависит от рода смазочного материала и степени износа подшипника. Экспериментальные значения момента M_c для этих подшипников как функции угла при различных нагрузках на подшипники показаны на рис. 1.14 сплошными линиями. Штриховыми линиями изображены кривые, рассчитанные по формуле (1.25). Коэффициент трения скольжения для шариковых подшипников принят равным 0,08, а для роликовых – 0,07, поскольку в последних скорости качения бо́льшие, а давления меньшие, а следовательно, более благоприятные условия смазки. На участках, где угол φ находится в пределах 20–30°, теоретические значения M_c иногда отличаются на 25 % от опытных значений. Очевидно, это происходит от того, что при малых углах перекосов на конечный результат



Р и с. 1.14. Моменты самоустанавливаемости подшипников в зависимости от угла перекоса

существенное влияние оказывают неучтенные в теоретических расчетах упругие проскальзывания тел качения. При таких значениях углов перекосов сферические подшипники обычно не применяют, так как в данных условиях успешно работают и однорядные шарикоподшипники.

При дальнейшем увеличении угла φ разность между расчетными и опытными значениями M_c находится в пределах 15 % опытных значений M_c. Изменением коэффициента трения эту разность можно уменьшить. Важно то, что расчетные и экспериментальные кривые весьма близки по своему характеру. Таким образом, предлагаемую формулу вполне можно использовать для оценки момента самоустанавливаемости M_c различных сферических подшипников качения практически с такой же точностью, с какой обычно ведут все предварительные расчеты механизмов на трение.

Если основным относительным движением звеньев цилиндрической пары является вращение, то вместо нее в статически определимых механизмах можно использовать целый ряд роликоподшипников, допускающих в некоторых пределах осевое относительное перемещение колес. При работе таких подшипников в основном движении тела качения перекатываются по кольцам, в то время как движение самоустанавливаемости соединяемых звеньев возможно только вследствие проскальзывания тел качения по кольцам.

Так как в цилиндрических роликоподшипниковах тела качения имеют цилиндрическую форму, то геометрическое проскальзывание здесь отсутствует и качение сопровождается исключительно упругим проскальзыванием, которое, безусловно, влияет на силу сопротивления осевому относительному перемещению колец, т.е. на силу сопротивления их самоустанавливаемости. Однако теоретически учесть это влияние исключительно трудно, поскольку задача об упругом проскальзывании тел качения не решена в настоящее время полностью даже при условии отсутствия их бокового проскальзывания.

Для оценки сопротивления самоустанавливаемости колец цилиндрических роликоподшипников (геометрические параметры такого подшипника показаны на рис. 1.15) можно предло-

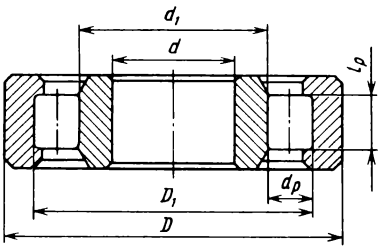


Рис. 1.15. Размеры подшипников с цилиндрическими роликами

жить эмпирические зависимости. При проскальзывании тел качения в осевом направлении по внутреннему кольцу подшипника сила сопротивления самоустанавливаемости

$$F_c = f\left\{\left[0{,}92 + 0{,}37\ \mathrm{arctg} \times \frac{140 v_c}{(D + 3d)(\omega_в - \omega_н)}\right] Q - \frac{5\lambda z (D - d)^2}{64}\right\}. \quad (1.29)$$

Если тела качения проскальзывают по наружному кольцу, то

$$F_c = f\left\{\left[0{,}92 + 0{,}37\ \mathrm{arctg} \times \frac{140 v_c}{(3D + d)(\omega_н - \omega_в)}\right] Q - \frac{5\lambda z (D - d)^2}{64}\right\}, \quad (1.30)$$

где f – коэффициент трения скольжения тел качения по кольцам подшипника; D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника, см; $\omega_н$ и $\omega_в$ – угловые скорости соответственно наружного и внутреннего колец подшипника, $с^{-1}$; v_c – скорость самоустановки, т.е. скорость относительно осевого перемещения колец, см/с; Q –

нагрузка на подшипник, Н; z – число роликов в подшипнике; λ – отношение длины ролика к его диаметру.

Подчеркнем, что эти формулы получены на базе экспериментального исследования сопротивления боковому скольжению перекатывающихся нагруженных катков, но на подшипниках в конечном виде экспериментально не проверены.

Исследование сопротивления боковому скольжению перекатывающихся нагруженных катков показывает, что скольжение в первую очередь зависит от значения δ – отношения скорости скольжения к суммарной скорости качения катков, причем эта зависимость ярко выражена при $\delta < 0{,}05$. При $\delta > 0{,}05$ сила сопротивления боковому скольжению катков изменяется мало и приближается к силе трения скольжения между катками. Поэтому формулами (1.29) и (1.30) следует пользоваться при достаточной малой скорости самоустанавливаемости колец подшипника. В противном случае для оценки силы сопротивления самоустанавливаемости колец цилиндрических роликоподшипников можно пользоваться формулой

$$F_c = fP, \qquad (1.31)$$

где $P = 1{,}46Q$ – арифметическая сумма реакций, приложенных к роликам подшипника при $10 < z < 20$.

Следует также отметить, что при очень малых нагрузках на подшипники качения сила сопротивления самоустанавливаемости их колец в большой степени зависит от различных случайных факторов и весьма непостоянна. Поэтому формулами (1.25), (1.29) и (1.30) следует пользоваться только в случаях, когда нагрузка на подшипники составляет не менее 20 % их номинальной нагрузки при данной частоте вращения.

Глава 2. МЕХАНИЗМЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ТЯЖЕЛОМ МАШИНОСТРОЕНИИ

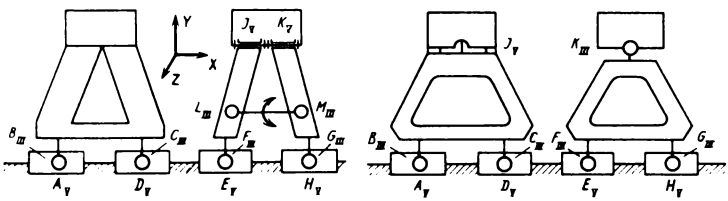
2.1. ПЕРЕГРУЗОЧНЫЕ МОСТЫ И ПЕРЕДВИЖНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

В перегрузочных мостах пролет достигает 200 м. При таких размерах почти невозможно их выполнить с достаточной точностью. Это заставило устранять избыточные связи.

В обычной конструкции одна стойка моста делается жесткой в виде решетчатой фермы (рис. 2.1, *а*, слева), другая – гибкой на шарнирах (см. рис. 2.1, *а*, справа). Такой механизм, хотя и вписывается в колею переменной ширины, имеет две избыточные связи. Одна из них $f'_y = 0$ вызывает скручивание балки моста и неравномерную нагрузку тележек, вторая f'_x приводит к неравномерному распределению нагрузки в парах $J_V K_V$, соединяющих ноги стойки с мостом. Устранить их очень легко (рис. 2.1, *б*). Для этого надо гибкую стойку изготовлять в виде треугольной фермы и соединять шаровой парой III' с мостом.

В настоящее время применяют также косоустанавливающиеся мосты, которые могут отклоняться на угол 10–15° от направления, перпендикулярного к рельсам. Это важно при обслуживании одного объекта сразу двумя кранами. В косоустанавливающихся мостах жесткая опора соединяется с мостом поворотным кругом V_2. Для таких мостов пригодна схема, показанная на рис. 2.1, *б*, ее структура подсчитана с учетом поворотного круга (подвижность $w = 2$). Поворотный круг имеет большое трение и дóрог в изготовлении (обточка деталей большого диаметра), поэтому в передвижных конвейерах применяют другую конструкцию (рис. 2.2), в которой вращательная пара выполняется в виде двух широко расставленных (по высоте) подшипников. Конструктивно ферма жесткой стойки и ферма промежуточного балансира входят одна в другую, что является недостатком, так как затрудняет разборку.

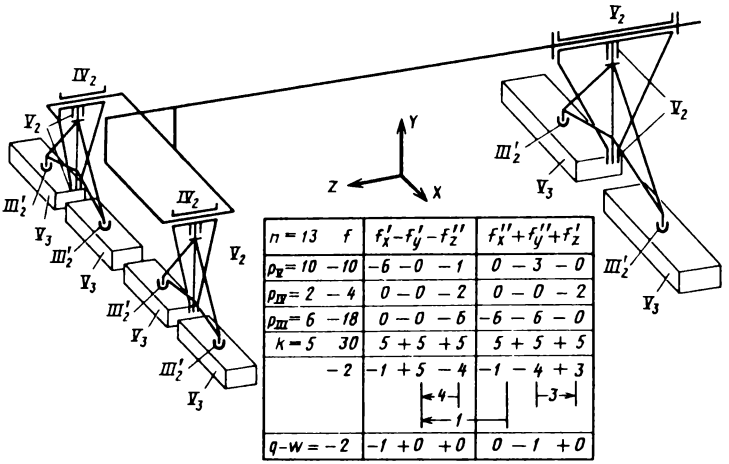
При изменении ширины колеи гибкая опора (см. рис. 2.1, *а* и *б*) наклоняется. В перегрузочных мостах, где изменение



$n=8$ f	$f_x'+f_y'+f_z''$	$f_x''+f_y''+f_z'$
$P_{V_2}=2$ -2 $P_{V_3}=4$ -4 $P_{III}=6$ -18	0 −0 −0 −4 −0 −0 0 −0 −6	−2 −0 −0 0 −0 −0 −6 −6 −0
$k=4$ 24	4 +4 +4	4 +4 +4
0 LM, BC [JF], [GK] BE	0 −4 −2 2 1	−4 −2 +4 2 2
$q-w=0$	(1-1) +1 +0	−1 +0 +0
$AB\dot{C}\dot{D}$	A D 0 B C	C B C 0
$EF\dot{L}\dot{M}GH$	0 0 L M	L M L M 0
$EF\dot{J}\dot{K}GH$	H 0 G	G K G 0
$AB\dot{J}FE$	E 0 F	B J F F 0

$n=7$ f	$f_x'+f_y'+f_z''$	$f_x''+f_y''+f_z''$
$P_{V_2}=1$ -1 $P_{V_3}=4$ -4 $P_{III}=5$ -15	0 −0 −0 −4 −0 −0 0 −0 −5	0 −1 −0 0 −0 −0 −5 −5 −0
$k=3$ 18	3 +3 +3	3 +3 +3
−2 BC, FG [BK] BF	−1 +3 −2 2 1	−2 −3 +3 2 1
$q-w=-2$	−1 +0 +0	0 −1 +0
$AB\dot{C}\dot{D}$	A D 0 BC	C BC 0
$EF\dot{G}H$	H 0 FG	G FG 0
$AB\dot{J}\dot{K}FE$	E 0 K	F B K J K 0

Р и с. 2.1. Стойки перегрузочных мостов:
а **— без косой установки с двумя избыточными связями;** ***б*** **— для косоустанавливающегося моста с поворотным кругом**



$n = 13$ f	$f'_x - f'_y - f''_z$	$f''_x + f'_y + f'_z$
$p_{II} = 10$ -10	-6 -0 -1	0 -3 -0
$p_{IV} = 2$ -4	0 -0 -2	0 -0 -2
$p_{III} = 6$ -18	0 -0 -6	-6 -6 -0
$k = 5$ 30	5 $+5$ $+5$	5 $+5$ $+5$
-2	-1 $+5$ -4	-1 -4 $+3$
	$\leftarrow 4 \rightarrow$ $\leftarrow 1 \rightarrow$	$\leftarrow 3 \rightarrow$
$q - w = -2$	-1 $+0$ $+0$	0 -1 $+0$

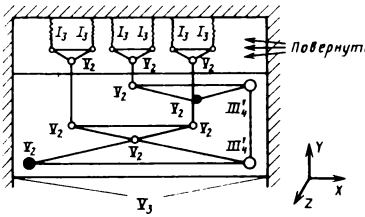
Р и с. 2.2. Опорно-ходовая часть перегрузочного моста на шести тележках

ширины колеи небольшое, эта конструкция себя оправдала. Для конвейера, где изменение ширины колеи гораздо больше, она непригодна. Вместо этого рекомендуется одну из стоек соединять с мостом цилиндрической парой IV_2 (см. рис. 2.2).

2.2. ПОДВИЖНОСТЬ УРАВНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ЛИФТА

Подвижность уравнительного механизма получится, если рассмотреть структуру механизма вместе с тросами I_3 и с направляющими кабины V_3.

Рассматривать канатоведущий шкив и противовес нет надобности, а достаточно считать тросы подвешенными к потолку. Покажем это на примере самого сложного механизма (рис. 2.3). Здесь надо учесть, что три рычага, попарно соединяющие тросы, показаны в повернутом состоянии. Шарниры, соединяющие рычаги с кабиной, покажем зачерненными. Условно кабина изображена очень короткой (по высоте).



$n = 11$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_{II} = 10$	-10	$0 \; -1 \; -6$	$-3 \; -0 \; -0$
$p_{III} = 2$	-6	$0 \; -0 \; -2$	$-2 \; -2 \; -0$
$p_I = 6$	-30	$-6 \; -0 \; -6$	$-6 \; -6 \; -6$
$k = 7$	42	$7 \; +7 \; +7$	$7 \; +7 \; +7$
	-4	$1 \; +6 \; -7$	$-4 \; -1 \; +1$
(3 рычага)... (3 тяги) + 1 тяга ...(3 рычага)		3; 4; 3	1
$q - w = -4$		$-3 \; -0 \; -0$	$0 \; -1 \; -0$

Р и с. 2.3. Уравнительный механизм лифта на шесть канатов

При замене подвижностей используем все плавающие звенья:

три рычага по оси X с V_2 и III'_4 – плоская замена f'_y через f''_z;

три тяги по оси Y с V_2 – плоская замена f'_x через f''_z;

одна тяга по оси Y с III'_4 и III'_4 – пространственная замена f'_x через f''_z и f'_z через f''_x;

три рычага по оси Z с V_2 – неплоско-плоская замена f'_y через f''_x.

В результате избыточные связи отсутствуют. Подвижность $f'_x = 3$ – колебательные движения верхних рычагов и $f''_y = 1$ – вращение тяги $III'_4 III'_4$.

Можно определить подвижности и число рычагов уравнительного механизма (они одинаковы).

Уравнительная пластина дает две подвижности, т.е. соответствует двум рычагам.

Рассмотрим подъемник с одним тросом и одним кабинным шарниром. Рычаги у него отсутствуют. Добавляем тросы. На каждый из них потребуется один рычаг в уравнительном механизме. Добавляем кабинные шарниры – на каждый из них потребуется один рычаг (чтобы сохранить статическую определимость). Следовательно, число рычагов уравнительного механизма равно сумме чисел тросов (присоединений к противовесу) минус один и чисел кабинных шарниров минус один. В рассматриваемом примере шесть тросов и два кабинных шарнира. Следовательно, 6 – 1 + 2 – 1 = 6 рычагов.

В транспортных устройствах рычагами могут быть кузова тележки, рамы и крановые мосты, если они имеют требуемую подвижность. Противовес отсутствует. Вместо числа кабинных шарниров в плоскую схему войдет число контактов колес с рельсами или с дорогой. Для получения числа рычагов надо из их суммы вычесть единицу (а не два).

2.3. РОЛИКОВЫЕ ОПОРЫ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ

Равномерное распределение нагрузки между несущими роликами достигается только, если их число не превышает четырех (см. кн. 1,с. 104, табл.3.1, условие 7). При большем числе, которое в современных печах достигает 14, необходим уравнительный механизм. Нагрузки на ролики измеряются сотнями тонн, поэтому применение рычажных устройств затруднительно. В качестве уравнительного механизма рекомендуется использовать гидравлическую систему.

Г. В. Раевский применил воздушные подушки [А.с. 153437 (СССР)], а позднее мембраны. Аналогично четырем роликам гидравлическая система должна состоять из четырех групп цилиндров (или подушек). Каждая из которых является замкнутой, накладывает одно условие связи и должна считаться парой *I*.

Ролики, входящие в одну систему, должны располагаться рядом, по одну сторону от вертикальной, средней плоскости барабана печи. Рассмотрим такой механизм для i пар роликов (рис. 2.4).

Механизм этот при $i = 7$ (семь пар роликов) имеет 114 звеньев, 188 сочленений (кинематических пар) и 74 контура.

Проведем полное структурное исследование, как пример исследования очень сложного механизма. Для возможности применения поконтурного метода воспользуемся структурными блоками. В качестве структурного блока возьмем опорный ролик с пятью направляющими поводками, четырьмя тангенциальными и одним осевым (рис. 2.5).

Линию раздела плоских и неплоских подвижностей здесь пришлось сделать ступенчатой для удобства размещения буквенных обозначений подвижностей.

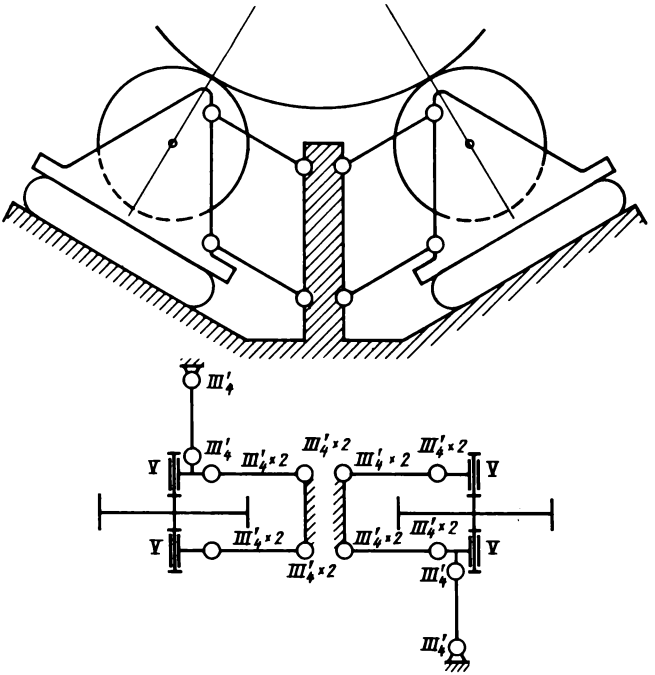


Рис. 2.4. Роликовая опора вращающейся печи

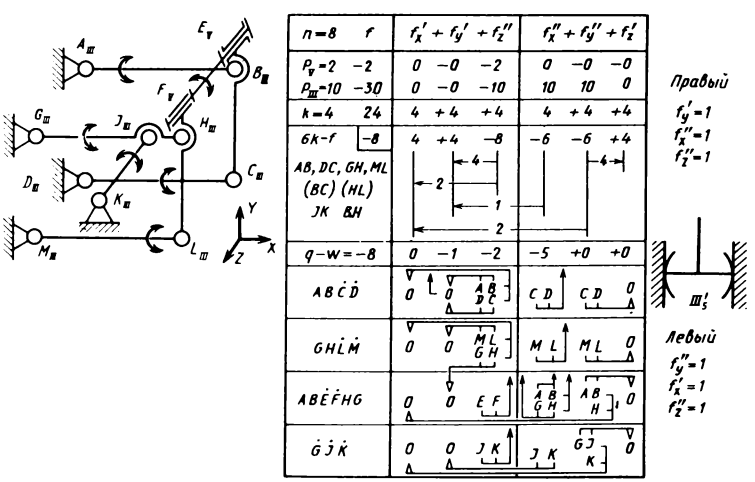


Рис. 2.5. Структурный блок из одного опорного ролика

Необычно получилось с контуром *ABEFHG*, у которого подвижность f''_x пар *B* и *H* не используем для замены, а оставляем как общую подвижность этой системы, чтобы обеспечить линейчатый контакт пары II_2 ролика.

Воздушную подушку в блок не включаем, а рассматриваем ее вместе с общей подвижностью привода печи. В блоке четыре контура, поэтому поконтурный метод вполне применим. Одновременно применим и метод уточненных структурных формул (верхняя часть таблицы на рис. 2.5). Избыточных связей нет.

Получились подвижности $f'_y = 1$, $f''_x = 5$ и $f''_z = 2$, из них внешние, которые войдут в дальнейшее исследование, $f'_y = 1$, $f''_x = 1$ и $f''_z = 1$ можно рассматривать как заменяющую кинематическую пару III''_5 – универсальный зубчатый кардан, а местные $f''_x = 1$ и $f''_z = 1$ представляют вращение пяти поводков вокруг своих осей. Так и будем записывать в таблице подвижностей.

Сказанное справедливо для структурных блоков правых роликов. Для блоков левых роликов направления *OX* и *OY* поменяются местами и внешние подвижности будут $f'_x = 1$, $f''_y = 1$ и $f''_z = 1$.

Используя подвижности структурных блоков, число которых $2i$ (поровну правых и левых), составим таблицу подвижностей для всего механизма (рис. 2.6, *а*).

Звеньев, оставшихся от блоков, получилось: барабан, упорный ролик и $2i$ поддерживающих роликов, т.е. $n = 2 + 2i$, причем каждое из звеньев за счет возможного проскальзывания имеет одну подвижность, поэтому $w = n = 2 + 2i$.

Число контуров найдем по формуле $k = p - n$.

Получились две замены: f'_x через f''_y и f'_y через f''_x. Заменяющее звено – барабан печи, направленный по *OZ*, избыточных связей нет.

	$n = 2+2i$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
	$w = 2+2i$ $k = 4+2i$	$2+2i$ $24+12i$	$0+0+0+0+1+2i$ $4+2i+4+2i+4+2i$	$0+0+1+0+0+0$ $4+2i+4+2i+4+2i$
Упорный	$p_v = 1$ $p_1 = 1$	$-1-0$ $-5-0$	$0-0-0-0-0-0$ $1-0-1-0-1-0$	$0-0-1-0-0-0$ $-1-0-1-0+0-0$
Правый	$p''_{ш} = i$ $p_{п} = i$ $p_1 = 2$	$0-3i$ $0-4i$ $-10-0$	$0-0-0-i-0-i$ $0-i-0-0-0-i$ $-0-0-2-0-2-0$	$0-i-0-0+0-0$ $0-0-0-i-0-i$ $-2-0-2-0-2-0$
Левый	$p''_{ш} = i$ $p_{п} = i$ $p_1 = 2$	$0-3i$ $0-4i$ $-10-0$	$-0-i-0-0-0-i$ $0-0-0-i-0-i$ $-2-0-0-0-2-0$	$0-0-0-i-0-0$ $0-i-0-0-0-i$ $-2-0-2-0-2-0$
	$q = 0$	$0+0$	$1+0+1+0+0+0$	$-1+0-1-0+0+0$
			1 1	
	$q = 0$	$0+0$	$0+0+0+0+0+0$	$0+0+0+0+0+0$

а)

	$n = 2+16i$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
	$w = 2+12i$ $k = 4+10i$	$2+12i$ $24+60i$	$0+0+0+0+1+4i$ $4+10i+4+10i+4+10i$	$0+4i+1+4i+0+0$ $4+10i+4+10i+4+10i$
Правый *Левый* *Упорный*	$p_v = 1+4i$ $p_{ш} = 0+20i$ $p_{п} = 0+2i$ $p_1 = 2+0$ $p_1 = 2+0$ $p_1 = 1+0$	$-1-4i$ $0-60i$ $0-8i$ $-10-0$ $-10-0$ $-5-0$	$0-0-0-0-0-4i$ $0-0-0-0-0-20i$ $0-i-0-i-0-2i$ $0-0-2-0-2-0$ $-2-0-0-0-2-0$ $-1-0-1-0-1-0$	$-0-0-1-0-0-0$ $-0-20i-0-20i-0-0$ $-0-i-0-i-0-2i$ $-2-0-2-0-2-0$ $-2-0-2-0-2-0$ $-1-0-1-0-0-0$
		$0+0$	$1+9i-1+9i-0-12i$	$-1-7i-1-7i-0+8i$
			6i 6i 1 3i 1 3i	4i 4i
	q	$0+0$	$0+0+0+0+0+0$	$0+0+0+0+0+0$

б)

Р и с. 2.6. Структурные таблицы для вращающейся печи

Поконтурный метод при 18 контурах применить затруднительно, поэтому им мы пользоваться не будем.

Метод уточненных структурных формул можно применить и без использования структурных блоков (рис. 2.6, *б*) (следует помнить, что подушки правых и левых роликов имеют разное направление). Число звеньев: барабан, упорный ро-

лик и по восемь звеньев на каждый поддерживающий ролик, которых $2i$. Поэтому $n = 2 + 16i$. Число подвижностей будет на $4i$ меньше, так как звенья BC и HL вращения не имеют. Поэтому $w = 2 + 12i$.

В этом случае с заменами подвижностей получилось сложнее, хотя они повторяют замены из рис. 2.5, увеличенные в i раз. К ним добавляются две замены, где заменяющим звеном служит барабан печи. Таблицы замены подвижностей правого ролика (см. рис. 2.5) и левого ролика представляют зеркальное отображение друг друга.

В окончательное решение должно войти среднее значение числа найденных подвижностей, симметричное относительно осей OX и OY, что и получилось ниже.

2.4. МЕХАНИЗМ ПОВОРОТА БАШЕННОГО КРАНА

Наиболее нагруженной является последняя ступень привода поворота (рис. 2.7). Поэтому здесь желательно передавать момент двумя промежуточными колесами, постановкой которых на сферические опоры D'_{III} и D''_{III} можно достигнуть и самоустанавливаемости.

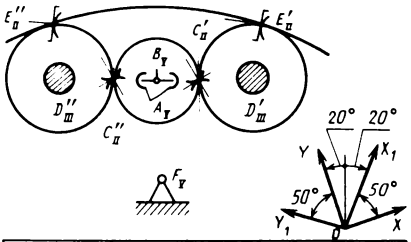
Уравнительным механизмом может служить мотор с двумя первыми ступенями привода (на рис. 2.7 не показаны). Для этого мотор-редуктор следует подвесить на горизонтальном шарнире A_V, расположенном в одной плоскости с осями промежуточных колес.

Для структурного исследования возьмем две системы осей координат с общей осью OZ.

Систему OX и OY возьмем по касательной и нормали к зацеплениям C'_{II} и C''_{II}, систему OX_1 и OY_1 – по касательной и нормали к зацеплениям E'_{II} и E''_{II}.

При четырех контурах на их замыкание на f'_z и f''_z придется по четыре подвижности, так как они участвуют в обеих системах осей координат; на подвижности, участвующие только в двух контурах, придется по две.

Избыточных связей и местных подвижностей в этом приводе нет.



$n=5$	$f'_x+f'_{x1}+f'_y+f'_{y1}+f'_z$	$f''_x+f''_{x1}+f''_y+f''_{y1}+f'_z$
$k=4$ 34	2 +2 +2 +2 +4	2 +2 +2 +2 +4
$p_V=3$ -3 $p_{III}=2$ -6 $p_{II}=2$ -8 $p_{II}=2$ -8	0 -0 -0 -0 -2 0 -0 -0 -0 -2 -2 -0 -0 -0 -2 0 -2 -0 -0 -2	-1 -0 -0 -0 -0 -2 -2 -0 -0 -0 0 -0 -2 -0 -2 0 -0 -0 -2 -2
$6k-f=-1$	0 +0 +2 +2 -4	-1 +0 +0 +0 +0
	2 1 1	
$q-w=-1$	0 +0 +0 +0 -1	0 +0 +0 +0 ≠0
$ABC'D'$	C' 0 C'	AD' C' C'
$ABC''D''$	C'' 0 B C''	D'' C'' C''
$D'E'F$	E' 0 D'E'F	D' E' E'
$D''E''F$	E'' 0 D''F''	D'' E'' E''

Р и с. 2.7. Привод поворотного крана

2.5. ЩЕКОВЫЕ ДРОБИЛКИ

В щековых дробилках из предложенных многочисленных схем широкое распространение получили две. Это схема со сложным движением рабочей щеки (рис. 2.8) и схема Блека (рис. 2.9).

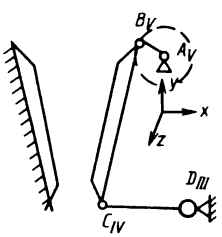
В первой схеме один контур. Если взять пары пятого класса, как это, к сожалению, и бывает, то получим три избыточных связи.

Для их устранения опору *D* (см. рис. 2.8) коромысла целесообразно выполнить сферической *III'*, ее неподвижное звено для регулирования получаемого продукта необходимо опереть на винт большого диаметра, который следует надеж-

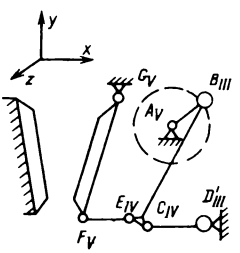
но застопорить, соединение щеки с коромыслом выполнить на цилиндрической паре IV_2. Звено CD получится треугольным. Предохранительное устройство целесообразно перенести в маховик, как это и делается на Костромском заводе строительных машин.

На коленчатом валу при устранении избыточных связей коренные подшипники A и цапфа кривошипа B должны остаться вращательными парами V. Таблица и схема подвижностей для этого случая приведены на рис. 2.8. Каждый вид подвижностей (общие, плоские и неплоские) дан в отдельном прямоугольнике.

В таблице показаны все подвижности: полные, линейные и угловые. Избыточных связей нет.



$n=3$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=2$	-2	0 -0 -2	0 -0 -0
$p_{IV}=1$	-2	0 -0 -1	0 -0 -1
$p_{III}=1$	-3	0 -0 -1	-1 -1 -0
$k=1$	6	1 +1 +1	1 +1 +1
$6k-f$	-1	1 +1 -3	0 +0 +0
(AB) (CD) (BC)		1 / 1	
$q-w=-1$		0 +0 1	0 +0 +0
$ABCD$		0 / 0 / BC / AD	D D C



$n=5$	f	$f'_x+f'_y+f'_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=3$	-3	0 -0 -3	0 -0 -0
$p_{IV}=2$	-4	0 -0 -2	0 -0 -2
$p_{III}=2$	-6	0 -0 -2	-2 -2 -0
$k=2$	12	2 +2 +2	2 +2 +2
$6k-f$	-1	2 +2 -5	0 +0 +0
(AB)(CD)(EF) (BC)(FG)		2 / 2	
$q-w=-1$		0 +0 -1	0 +0 +0
$AB\dot{C}\dot{D}$		0 / 0 / BC / AD	D D C
$AB\dot{E}\dot{F}\dot{G}$		0 / 0 / FG / E	B B E

Рис. 2.8. Щековая дробилка

Рис. 2.9. Дробилка Блека

В схеме Блека (см. рис. 2.9) два контура. Если все пары пятого класса, то будет шесть избыточных связей. Для их устранения целесообразно поставить сферические пары *III'* на цапфу кривошипа *B* и опору коромысла *D*. У последней неподвижное звено необходимо опереть на винт (на рис. 2.9 не показан), которым будет регулироваться размер получаемого продукта.

Пары *C* и *E* выполним цилиндрическими (IV_2) с осевой подвижностью; пары *A*, *F* и *G* – вращательными пятого класса. Звено *CD* получится треугольным, а звено *EF* останется прямоугольной плитой и может использоваться как предохранительное. Таблица подвижностей и схема подвижностей даны на рис. 2.9. Избыточных связей нет.

2.6. МЕХАНИЗМЫ ОБДУВОЧНЫХ АППАРАТОВ

В настоящее время в связи с применением для добычи угля из угольных разрезов вместо подземных выработок возросла зольность угля. Возросли и размеры парогенераторов (паровых котлов), а также напряжение поверхности нагрева. В связи с этим поверхность нагрева стала быстро загрязняться золой, что сильно уменьшало коэффициент теплопередачи, а следовательно, и паропроизводительность. Стала необходимой непрерывная очистка поверхности парогенераторов без их остановки и охлаждения. Применение для их очистки обдувки паром или сжатым воздухом оказалось малоэффективной и не прижилось. Более рациональным способом очистки является обдувка поверхности парогенератора струей воды давлением 0,5–0,6 МПа (5–6 ат).

Современный парогенератор представляет собой прямоугольную камеру, являющуюся топкой со стенами, облицованными вертикальными трубами, которые и служат поверхностью нагрева, – экранами. Благодаря лучеиспусканию очень велика паропроизводительность экранов, поэтому необходима их очистка от золы. Из топки дымовые газы попадают на конвективную поверхность нагрева, в пароперегреватель и воздухоподогреватель.

Получившие распространение дальнобойные обдувочные ап-

параты[1] встроены в одну из стенок топки. Струя воды, подаваемая аппаратом на противоположную стенку топки, обмывает ее трубы. Важно равномерно обмыть весь экран, в противном случае на экране могут остаться загрязнения, что снижает производительность парогенераторов. Если же на одно место экрана будет долго литься струя "холодной" воды, то из-за неравномерности температуры в стенке трубы возникнут добавочные напряжения, что при современных высоких давлениях очень нежелательно. Для равномерного обмыва ствол аппарата, а соответственно и струю воды следует многократно поворачивать в горизонтальной плоскости, что значительно улучшит качество обмывки по всей ширине экрана. После этого в вертикальной плоскости будет достаточно однократного движения струи, захватывающего всю высоту экрана.

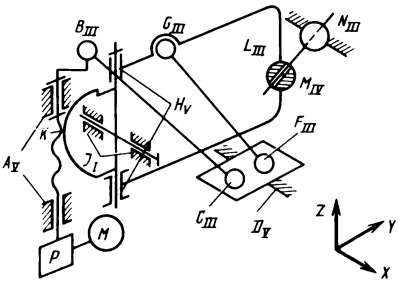
Рассмотрение начнем с аппарата ABCD Бл-1, в котором устраним избыточные связи (рис. 2.10). Ствол *MN* аппарата получает движение в горизонтальной плоскости от кривошипа *AB* через шатун *BC*, ползун *D* (условно на рисунке он недопустимо короткий). Дальше через шатун *FG* и раму *HGZ*, которая служит рычагом с опорой в паре *H*, через шаровую пару *Z* и цилиндрическую *M* движение передается стволу *MN* в горизонтальной плоскости. В вертикальной плоскости от червячной передачи *AKJ* вокруг пары *J* получает вращение система *JHZ* (*JH* и *HZ* движутся как единое целое). Дальше через *Z* и *M* движение передается стволу *MN* в вертикальной плоскости – один раз за весь цикл.

Структурная таблица подвижностей приведена внизу на том же рисунке. Избыточных связей нет. Общая подвижность f''_z – звена *AB*, местные f''_x – звеньев *BC* и *FG* и f''_y – звеньев *ZM* и *MN*.

Недостатком этого механизма является то, что обмывающая струя воды обходит экранные трубы с непостоянной скоростью (по закону, близкому к гармоническому), что создает неравномерный обмыв. Устранить это можно только в том случае, если горизонтальное движение ствола осуществлять

---

[1] Основаны на разработках Н. В. Бебешина.



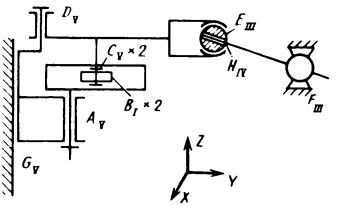
$n=8$	f	$f'_x+f''_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=4$ $p_{III}=1$ $p_{III}=6$ $p_I=1$	-4 -2 -18 -5	$-1\ -0\ -2$ $0\ -1\ -0$ $0\ -0\ -6$ $-1\ -1\ -1$	$-1\ -0\ -0$ $0\ -1\ -0$ $-6\ -6\ -0$ $-1\ -1\ -0$
$k=4$	24	$4\ +4\ +4$	$4\ +4\ +4$
$6k-f$	-5	$2\ +2\ -5$	$-4\ -4\ +4$
BC FG (AB)(GH)LN		2 2	2 2
$q-w$		$0\ +0\ -1$	$-2\ -2\ +0$
$A\dot{K}J$		K K K	J K K 0
$A\dot{B}\dot{C}D$		D 0 A B C	B C B C 0
$D\dot{F}\dot{G}HJ$		0 0 F G H	F G F G 0
$JH\dot{L}\dot{M}\dot{N}$		0 M L N	L N L M N 0

Рис. 2.10. Обдувочный аппарат шарнирный

кулачковым механизмом (рис. 2.11). Здесь рычаг ***DCE*** получает движение от кулачкового механизма ***ABC***, который может обеспечить рычагу постоянную скорость. Правда, для движения в обоих направлениях пришлось применить сдвоенный механизм, поэтому наличие одной избыточной связи неизбежно. От рычага ***DE*** с помощью пар F_{III} и H_{IV} движение передается стволу ***HF***.

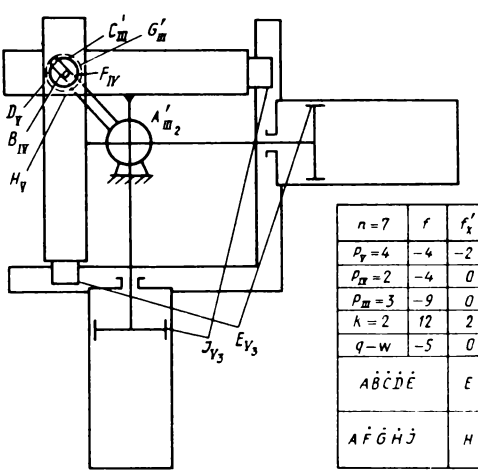
Для осуществления вертикального движения с помощью направляющей ***G*** перемещается весь привод (винт и его привод не показаны). Избыточная связь одна. Общая подвижность f''_z – звена ***DE*** и местные f''_z – роликов ***B′C′*** и ***B″C″*** и f''_y – шара ***EH*** и ствола ***HF***.

Кроме электрического привода обдувочного аппарата мо-



$n=7$	f	$f'_x+f'_y+f'_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$P_V=4$	-4	0 -0 -4	0 -0 -0
$P_{V_3}=1$	-1	0 -0 -0	0 -0 -1
$P_{IV}=1$	-2	0 -1 -0	0 -1 -0
$P_{III}=2$	-6	0 -0 -2	2 -2 -0
$P_I=2$	-10	0 -2 -2	-2 -2 -2
$k=3$	18	3 +3 +3	3 +3 +3
	-5	3 +0 -5	-1 -2 +0
		⊢ 2 ⊣	⊢ 1 ⊣
$q-w=1-6$		1 +0 -3	0 -2 -1
$A\dot{B}'\dot{C}'D$		0 B' $A\dot{B}'\dot{C}'$	B' B' B'
$A\dot{B}''C''D$		0 B'' $\dot{B}''C''$	B'' B'' B''
$D\dot{E}\dot{H}\dot{F}G$		0 H DEF	EF EHF G

Р и с. 2.11. Обдувочный аппарат кулачковый



$n=7$	f	$f'_x+f'_y+f'_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$P_V=4$	-4	-2 -2 -0	0 -0 -0
$P_{IV}=2$	-4	0 -0 -2	0 -0 -2
$P_{III}=3$	-9	0 -0 -3	-3 -3 -0
$k=2$	12	2 +2 +2	2 +2 +2
$q-w$	-5	0 -0 -3	-1 -1 +0
$A\dot{B}\dot{C}\dot{D}\dot{E}$		E D A B C	C A C B
$A\dot{F}\dot{G}\dot{H}\dot{J}$		H J F G	A G G F

Р и с. 2.12. Обдувочный аппарат гидравлический

жет быть применен гидравлический. Для этого очень удобно использовать воду, идущую на обмывку под давлением 0,5–0,6 МПа (5–6 ат) (рис. 2.12 и 2.13). В этом случае не нужны электропроводка и связанное с ней соблюдение техники безопасности. Необходимы два привода – для горизонтального и для вертикального движения. Горизонтальный привод состоит из цилиндра с поршнем и ползуном E_{V_3}, кулисы D_V, кулисного камня с шаровой парой C_{III} и цилиндрической B_{IV}, который и передает движение стволу $B_{IV}A_{III}$. Вертикальный привод состоит из цилиндра с ползуном J_{V_3}, кулисы H_V, кулисного камня с шаровой парой G_{III} и цилиндрической F_{IV}.

Гидравлический привод (см. рис. 2.13) состоит из горизонтального *1* и вертикального *2* цилиндров, вспомогательного *3* и главного *4* золотников, дозирующих цилиндров *5* и *6*. Вода через главный золотник *4* поступает в левую сторо-

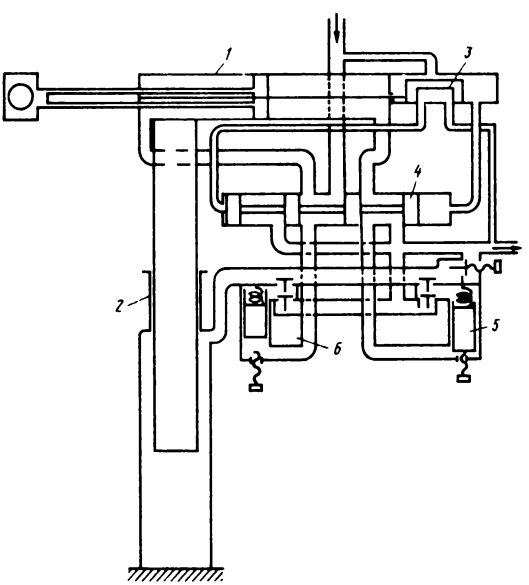


Рис. 2.13. Гидравлическая схема

ну цилиндра *1*, а из правой стороны через тот же золотник вода попадает в сливную трубу. Поршень двигается вправо и в конце хода увлекает вспомогательный золотник *3*, который впускает воду в левую полость главного золотника и выпускает из правой. Главный золотник также передвигается вправо, соединяя при этом левую полость с выпуском, а правую и дозирующий цилиндр *5* с напорной трубой. Затем горизонтальный поршень начинает движение влево, а поршень цилиндра *5*, сжимая пружину, поднимается до упора и через нагнетательный клапан весь объем воды выталкивает в цилиндр *2*. После этого поршень *2* поднимается и устанавливает ствол на новый уровень прохода промывающей струи. Величину подъема можно регулировать ходом поршня цилиндра *5* с помощью упорного винта. При этом главный золотник соединяет цилиндр *6* с выпускной трубой. Под усилием пружины поршень опускается, и через всасывающий клапан вода заполняет цилиндр *6*, подготовляя аппарат к следующему переключению.

По окончании обдувки сливной клапан, показанный на рис. 2.13 справа, открывают (вручную или автоматически), вода из цилиндра *2* стекает, поршень опускается, подготовляя аппарат к следующей обдувке.

В случае необходимости гидравлический аппарат можно комбинировать с механическим. Например, горизонтальный привод сделать гидравлическим, а вертикальный – храповым или электрическим.

2.7. ТРУБНЫЙ ПРЕСС

В качестве примера применения уточненных структурных формул и метода подвижностей в контуре к очень сложным механизмам рассмотрим механизм трубного пресса (рис. 2.14) [19]. Этот пресс служит для прошивания горячей заготовки. Для повышения точности получаемой заготовки прошивание выполняют в две ступени: сперва "иглой", соединенной с внутренним ползуном, потом пуансоном, соединенным с наружным ползуном, когда в него упирается внутренний ползун и они двигаются вместе. Поэтому $\omega = 2$.

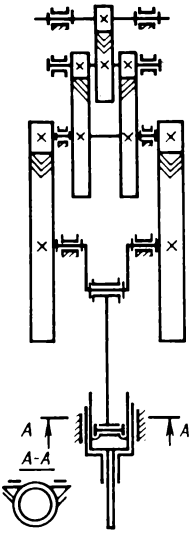


Рис. 2.14. Трубный пресс с 36 избыточными связями

Подсчет по формулам Озола дает q = = 36:

		f
w = 2		2
k = 13		78
p_{V_2}	= 10	−10
p_{V_3}	= 2	−2
p_{II_2}	= 8	−32
n = 7		36

Исследование можно значительно упростить, применяя метод наслоения механизмов. В качестве начального механизма примем редуктор, а в качестве присоединенного – кривошипно-ползунный механизм (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Редуктор	f	Кривошипно-ползунный механизм	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
n=6	–	w=1	1	0 + 1 + 0	0 + 0 + 0
w=1	1				
k=12	72	k=1	6	1 + 1 + 1	1 + 1 + 1
p_{V_2}=8	−8	p_{V_2}=2	−2	0 + 0 − 2	0 + 0 + 0
p_{II}=8	−32	p_{V_3}=2	−2	0 − 2 + 0	0 + 0 + 0
n=4	33	n=3	3	1 + 0 − 1	1 + 1 + 1
				|← 1 —|	

Большинство избыточных связей (33) оказалось в трехступенчатом зубчатом редукторе. Выясним, какие они. Опоры всех четырех валов выполнены на двух парах V_2, т.е. имеют по 2·5 = 10 связей, а надо, чтобы у одного было пять связей, а у трех – для осевой самоустанавливаемости по четыре связи, т.е. надо 5 + 4·3 = 17 связей. Выполнено 10·4 = = 40, т.е. избыточных 40 – 17 = 23 связи.

Для исследования избыточных связей в зацеплениях применим метод замещающих кинематических пар, т.е. все кинематические пары, соединяющие два звена, заменим одной, из условия сохранения суммы накладываемых связей. Таблицу замещающих пар (табл. 2.2) составим из условия, что при параллельном соединении складываются условия связи, которую (для сравнения) начнем с простых пар, не требующих замены: ось X возьмем по линии зацепления, Y – перпендикулярно к ней, Z – по оси.

Таблица 2.2

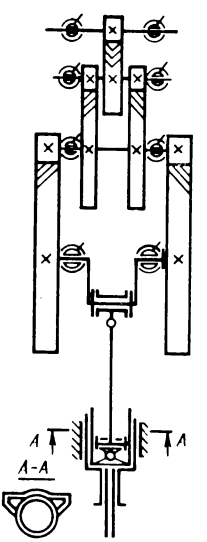
Пара	Накладываемые связи		Подвижности	
Одинарная с простым зубом II_2 $q=0$	$s'_x=1$	$s''_x=0$	$f'_x=0$	$f''_x=1$
	$s'_y=0$	$s''_y=1$	$f'_y=1$	$f''_y=0$
	$s''_z=0$	$s'_z=0$	$f''_z=1$	$f'_z=1$
Одинарная с арочным зубом II_3 $q=0$	$s'_x=1$	$s''_x=0$	$f'_x=0$	$f''_x=1$
	$s'_y=0$	$s''_y=0$	$f'_y=1$	$f''_y=1$
	$s''_z=0$	$s'_z=1$	$f''_z=1$	$f'_z=0$
Двойная (шевронная) с простым зубом III''_5	$s'_x=2$	$s''_x=0$	$f'_x=0$	$f''_x=1$
	$s'_y=0$	$s''_y=2$	$f'_y=1$	$f''_y=0$
	$s''_z=0$	$s'_z=0$	$f''_z=1$	$f'_z=0$
Четверная (двушевронная) с простым зубом III''_5 $q'_x=2$; $q''_y=3$	$s'_x=4$	$s''_x=0$	$f'_x=0$	$f''_x=1$
	$s'_y=0$	$s''_y=1$	$f'_y=1$	$f''_y=0$
	$s''_z=0$	$s'_z=0$	$f''_z=1$	$f'_z=0$

Здесь одна связь по линии зацепления $s'_x = 1$ за счет косого (винтового) зуба образуется в одну линейную осевую связь $s'_z = 1$.

Табл. 2.2 показала, что плоские подвижности во всех четырех случаях одинаковы. Неплоские подвижности у двойной и четверной передач одинаковы. Избыточные связи у двойной – одна, у четверной – пять, что объясняет ее очень плохую работу.

Угловая подвижность $f''_y = 1$ есть только у передачи с арочным зубом. У остальных $f''_y = 0$, что в контурах, где нет этих угловых подвижностей, вызывает угловую избыточную связь. А всего $q''_y = 3$, к ним прибавится от двух двойных передач $q''_y = 2$ и от четверной передачи $q'_x = 2$ и $q''_y = 3$. Всего 3 + 2 + 2 + 3 = 10 и 23 + 10 = 33, что соответствует расчету по формуле Озола.

Трубный пресс с частично устраненными избыточными связями показан на рис. 2.15. На первых трех валах для осевой подвижности s соединения вкладыша с валом выполнены как пары IV_2. Кинематическое соединение IV_2 получилось всего из двух подшипников. На кривошипном валу соединение одного вкладыша с валом выполнено как IV_2, а другого – как V_2 (с закраинами). Из двух подшипников получилось кинематическое соединение V_2, что устранило 23 избыточные связи. Таблица подвижностей для этого случая приведена ниже.

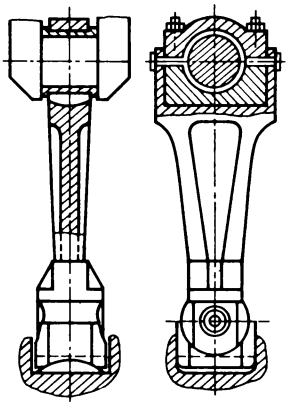


Р и с. 2.15. Трубный пресс с частично устраненными избыточными связями

Структура	s	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$w = 2$	2	2	0 + 1 + 1	0 + 0 + 0
$k = 4$	− 54	24	4 + 4 + 4	4 + 4 + 4
$p_{V_2} = 3$	15	−3	0 + 0 − 3	0 + 0 + 0
$p_{V_2} = 2$	10	−2	0 + 0 + 0	− 2 + 0 + 0
$p_{V_3} = 2$	10	−2	0 − 2 + 0	0 + 0 + 0
$p_{IV_2} = 3$	12	−6	0 + 0 − 3	0 + 0 − 3
$p''_{III_5} = 3$	9	−9	0 − 3 − 3	− 3 + 0 + 0
$n = 9$	4	4	4 + 0 − 4	− 1 + 4 + 4
			|← 4 —|	|— 1 →|
q	4	4	0 + 0 + 0	0 + 4 + 0

При подшипниках качения та же задача может быть решена применением сферических роликовых подшипников серии 3000. Еще трех избыточных связей удалось избежать, отказавшись от сдвоенной шевронной передачи и заменив ее сдвоенной косозубой, как и в первых ступенях.

Для устранения двух избыточных связей в шатуне поставлены два шарнира V_2. Чтобы они передавали большие усилия, была разработана специальная конструкция шатуна, показанная на рис. 2.16. Расчет по уточненным структурным формулам для этой схемы дан в табл. 2.3, а структурная схема дана на рис. 2.17. Обозначение пар – по числителю. Получилось $q = 4$. Вместе с избыточными связями в замещающих кинематических парах это дает семь избыточных связей. Следует помнить, что избыточные связи в зацеплениях явля-



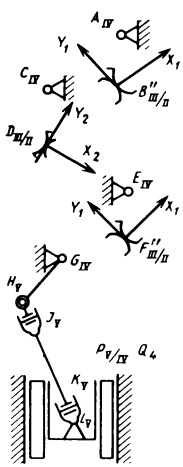
Р и с. 2.16. Шатун без избыточных связей

ются наиболее вредными, так как резко снижают долговечность и нагрузочную способность механизма.

Для устранения этих избыточных связей надо все три ступени редуктора выполнить одинарными с арочным зубом. При этом прочность их возрастает за счет самоустанавливаемости, а также за счет возможности значительного увеличения ширины колеса b. Кроме того, один ползун P вместо пары Y_3 надо поставить на пару IV_2. Таблица подвижностей для этого случая приведена ниже (табл. 2.4). Структурная схема показана на рис. 2.17, обозначение кинематических пар – по знаменателю.

Применение арочных зубьев без избыточных связей дает большие выгоды, поэтому необходимо как можно скорее наладить их серийное производство.

Кривошипно-ползунный механизм без избыточных связей



$q''_y = 4$ $q = 0$

	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f''_z$	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f''_z$
$\dot{A}\dot{B}C$	0 B A B	B 0 A	0 B A B	B B A
$C\dot{D}E$	0 D C D	D 0 C	0 D C D	D D C
$E\dot{F}G$	0 F E F G	F 0 E	0 F E F G	F F E
$G\dot{H}\dot{J}\dot{K}'$ $\dot{Q}\dot{P}\dot{L}$	0 P H Q L	J K 0 0	0 P H Q L	J K P 0

Р и с. 2.17. Таблица подвижностей для трубного пресса

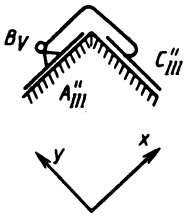
Таблица 2.4

Структура	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$w = 2$	2	0 + 1 + 1	0 + 0 + 0
$k = 4$	24	4 + 4 + 4	4 + 4 + 4
$p_{V_2} = 3$	− 3	0 + 0 − 3	0 + 0 + 0
$p_{V_2} = 2$	− 2	0 + 0 + 0	− 2 + 0 + 0
$p_{V_3} = 1$	− 1	0 − 1 + 0	0 + 0 + 0
$p_{IV_2} = 1$	− 2	0 − 1 + 0	0 − 1 + 0
$p_{IV_2} = 3$	− 6	0 + 0 − 3	0 + 0 − 3
$p_{II_3} = 3$	−12	0 − 3 − 3	− 3 − 3 + 0
$n = 9$	0	4 + 0 − 4	− 1 + 0 + 1
		|← 4 —|	|— 1 →|
q	0	0 + 0 + 0	0 + 0 + 0

можно сделать и проще. На нижней головке вместо двух шарниров V_2 и V_2 следует поставить сферический шарнир III'_2, как это показано на рис. 2.16. Тогда оба ползуна можно будет выполнить как пары V_3 (без замены одного из них на IV_2).

2.8. МНОГОПЛОСКОСТНЫЕ ПОЛЗУНЫ

Многоплоскостные ползуны (трапециевидные) обладают тем достоинством, что зазоры у них автоматически устраняются силами, прижимающими контактирующие плоскости. Поэтому такие ползуны получили широкое распространение в соответствующих станках.



	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
w=1	1	0 + 0 + 0	0 + 0 + 1
к=1	6	1 + 1 + 1	1 + 1 + 1
$p_V=1$	-1	0 + 0 - 1	0 + 0 + 0
$p''_{III_X}=1$	-3	-1 + 0 + 0	0 - 1 - 1
$p''_{III_Y}=1$	-3	0 - 1 + 0	-1 + 0 - 1
n=2	0	0 + 0 + 0	0 + 0 + 0
A B C		A C B	C A A C

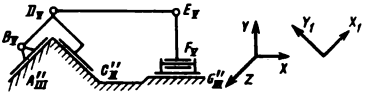
Р и с. 2.18. Двухплоскостной ползун

Приведенный выше расчет для цельных ползунов, изготовляемых с одной установки на станке, дает удовлетворительные результаты.

Очень большие ползуны, собираемые из отдельных плит (прокатные станы), особенно важно проектировать без избыточных связей.

При двухплоскостном ползуне (рис. 2.18) в контуре *ABC* две пары III''_2 дают в контуре шесть подвижностей, а необходимо семь. Одну подвижность добавляем введением шарнира B_V. Проверка правильности структуры дана справа на рис. 2.18.

При трех плоскостях (рис. 2.19) рассуждения о первом контуре *ABC* сохраняются. Во втором контуре плоскостная



	f	$f'_x+f'_{x_1}+f'_y+f'_{y_1}+f'_z$	$f''_x+f''_{x_1}+f''_y+f''_{y_1}+f'_z$
w=1	1	0+0+0 +0 +0	0+0+0 +0 +1
K=2	12	1+1 +1 +1 +2	1+1+1 +1 +2
$p_{V_1}=1$	-1	0+0+0 +0 +0	-1+0+0 +0 +0
$p_{V_2}=3$	-3	0+0+0 +0 -3	0+0+0 +0 +0
$p_{III_1}=1$	-3	-1+0+0 +0 +0	0+0-1 +0 -1
$p_{III_{x_1}}=1$	-3	0-1+0 +0 +0	0+0+0 -1 -1
$p_{III_{y_1}}=1$	-3	0+0+0 -1 +0	0-1+0 +0 -1
n=5	0	0+0+1 +0 -1	0+0+0 +0 +0
		⊢1⊣	
$AB\dot{C}$		A C B	C A A C
$AB\ddot{D}\ddot{E}\dot{F}\dot{G}$		G O D E	F G G

	S	$S'_x+S'_{x_1}+S'_y+S'_{y_1}+S'_z$	$S''_x+S''_{x_1}+S''_y+S''_{y_1}+S'_z$
w=1	1	0 +0+0+0+0	0+0+0 +0 +1
n=5	-30	-4 -1 -4-1 -5	-4-1-4 -1 -5
$p_{V_1}=1$	5	1 +0+1+0+1	0+0+1 +0 +1
$p_{V_2}=3$	15	3 +0+3+0+0	3+0+3 +0 +3
$p_{III_1}=1$	3	0 +0+1+0+1	1+0+0 +0 +0
$p_{III_{x_1}}=1$	3	0 +0+0+1 +1	0+1+0 +0 +0
$p_{III_{y_1}}=1$	3	0 +1 +0+0+1	0+0+0 +1 +0
k=2	0	0 +0+1+0 -1	0+0+0 +0 +0
		⊢1⊣	

Р и с. 2.19. Трехплоскостной ползун

пара G''_{III} дает три подвижности, а нужно шесть. Добавляем их введением шарниров D_V, E_V и F_V. Проверка методом подвижностей в контуре (см. рис. 2.19) затруднений не встречает.

При проверке на избыточные связи трехплоскостного ползуна методом уточненных структурных формул взяты две системы координат X, Y, Z и X_1, Y_1, Z, всего пять осей. Все подвижности на замыкание контуров распределяем на 10 столбиков, пропорционально числу контуров, в которых участвует данная подвижность. Именно подвижности по оси Z–f'_z и f''_z участвуют в обоих контурах, поэтому их число на замыкание контура равно двум. Остальные подвижности участвуют в одном контуре, поэтому их число равно единице.

Сложнее обстоит дело, если метод разложения подвижностей выполняется через звенья и связи. Здесь $6n$ степеней свободы звеньев придется делить между 10 столбиками. По формуле $n = p - k$ будем исходить их числа пар p, участвующих в данной подвижности, и числа контуров k, в которых участвует эта подвижность:

для оси Z	$7 - 2 = 5$;
для осей X и Y	$5 - 1 = 4$;
для осей X_1 и Y_1	$2 - 1 = 1$.

Полученные значения войдут в таблицу со знаком минус.

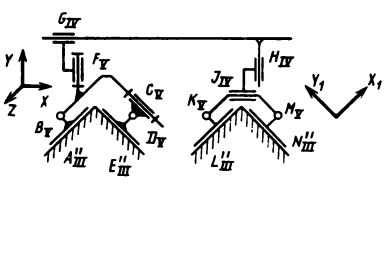
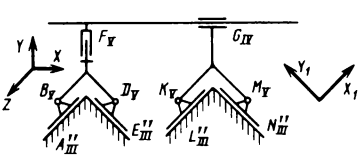


Рис. 2.20. Четырехплоскостной ползун

	f	$f'_x+f'_y+f'_{x_1}+f'_{y_1}+f''_z$	$f''_x+f''_y+f''_{x_1}+f''_{y_1}+f'_z$
$w = 6$	6	1 + 0 + 0 + 0 + 1	1 + 1 + 0 + 1 + 1
$k = 3$	18	1 + 1 + 2 + 2 + 3	1 + 1 + 2 + 2 + 3
$p_{Vy} = 1$	−1	0 + 0 + 0 + 0 + 0	0 + 1 + 0 + 0 + 0
$p_{Vz} = 4$	−4	0 + 0 + 0 + 0 − 4	0 + 0 + 0 + 0 + 0
$p_{Vy_1} = 1$	−1	0 + 0 + 0 + 0 + 0	0 + 0 + 0 + 1 + 0
$p_{IV_1} = 2$	−4	−2 + 0 + 0 + 0 + 0	−2 + 0 + 0 + 0 + 0
$p_{IVy} = 1$	−2	0 − 1 + 0 + 0 + 0	0 − 1 + 0 + 0 + 0
$p''_{IIIx} = 2$	−6	0 + 0 − 2 + 0 + 0	0 + 0 + 0 − 2 − 2
$p''_{IIIy_1} = 2$	−6	0 + 0 + 0 − 2 + 0	0 + 0 − 2 + 0 + 2
$n = 10$	0	0 + 0 + 0 + 0 + 0	0 + 0 + 0 + 0 + 0
$AB\dot{C}\dot{D}\dot{E}$		A E D	E A C E
$\dot{L}\dot{K}MN$		L N K	N L L
$AB\dot{F}\dot{G}\dot{H}\dot{J}MN$		G J H B M	G J F H A M

Рассмотрим схему четырехплоскостного ползуна для гидравлического трубопрофильного пресса 3150 (рис. 2.20). Подвижность f'_z, образованная парами A и N и звеном AN, основная рабочая; f''_z, образованная парами B и N и звеном BN, дублирует вращение поршня гидроцилиндра и может сделаться источником колебаний; f''_{y1}, образованная парами A и C и звеном AC, местная (вредная, вращение в парах A и C). Для устранения вредной подвижности надо убрать пару C_V. Имеются подвижности: f'_x или подвижность, образованная парами G и J и звеном GJ; f''_x или подвижность, также образованная парами G и J и звеном GJ; f''_y или подвижность, образованная парами F и H и звеном FA, которые оставлены для устранения избыточных связей, так как траверса кроме ползуна направляется еще и гидроцилиндром.

Если сохранить последние три подвижности, то схему можно значительно упростить. Механизм сведется к одноплоскостному, ползун которого соединен вращательной парой V_2 с траверсой. Если оставить только основную подвижность f'_z или подвижность, образованную парами A и N и звеном AN, то можно устранить пары C_V, J_{IV} и H_{IV} (рис. 2.21). Полученный механизм проще (см. рис. 2.20), но годится только



	f	$f'_x+f'_{x_1}+f'_y+f'_{y_1}+f'_z$	$f''_x+f''_{x_1}+f''_y+f''_{y_1}+f'_z$
$w=1$	1	0+0+0+0+0	0+0+0+0+0
$k=3$	18	1+2+1+2+3	1+2+1+2+3
$p_{IV_y}=1$	−1	0+0+0+0+0	0+0−1+0+0
$p_{IV_z}=4$	−4	0+0+0+0+4	0+0+0+0+0
$p_{IV_x}=1$	−2	−1+0+0+0+0	−1+0+0+0+0
$p''_{III_{x1}}=2$	−6	0−2+0+0+0	0+0+0−2−2
$p''_{III_{y1}}=2$	−6	0+0+0−2+0	0−2+0+0−2
$n=7$	0	0+0+1+0−1	0+0+0+0+0
		⊢ 1 ⊣	
$ABDE$		A E D	E A E
$LKMN$		L N K	N L L
$ABFGMN$		G O BM	G F AN

Рис. 2.21. **Четырехплоскостной упрощенный ползун**

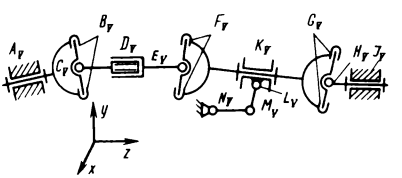
для больших вертикальных сил при небольших горизонтальных, так как для горизонтальных сил не предусмотрено равномерное распределение нагрузки между плоскостями.

2.9. ПОЛИКАРДАННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Наиболее широко применяют одинарные карданы, имеющие непостоянное передаточное число, и двойные, передаточное число которых можно сделать постоянным.

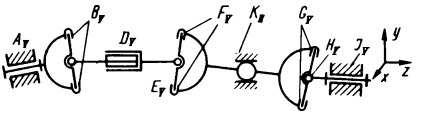
В кукурузоуборочном комбайне встречается тройной кардан [19] (рис. 2.22), в котором кинематическая пара M_V соединена со стойкой. Этот механизм имеет избыточную связь. Линейную – натяг вдоль OX.

Для ее устранения предложен поводок $M_V N_V$. К сожалению, это добавляет подвижность f''_x, которая является вредной, а избыточную связь не устраняет [19]. Чтобы устранить избыточную связь, вал между вторым и третьим карданом надо



	f	$f_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$w = 2$	2	0 + 0 + 1	1 + 0 + 0
$к = 2$	12	2 + 2 + 2	2 + 2 + 2
$p_{Vx} = 6$	−6	0 + 0 + 0	−6 + 0 + 0
$p_{Vy} = 3$	−3	0 + 0 + 0	0 − 3 − 0
$p_{Vz} = 3$	−3	0 + 0 − 3	0 + 0 + 0
$p_{V3} = 1$	−1	0 + 0 + 0	0 + 0 − 1
	−1	2 + 2 − 1	3 − 1 + 1
q		1 + 0 + 0	0 + 0 + 0
ABCDEFGH		0 0 A J C E B F D	
NMLKGHJ		0 0 K N M H L G 0	

Рис. 2.22. Тройной кардан кукурузоуборочного комбайна



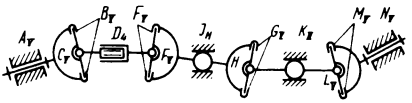
	f	$f''_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$w = 1$	1	0 + 0 + 1	0 + 0 + 0
$к = 2$	12	2 + 2 + 2	2 + 2 + 2
$p_{Vx} = 3$	−3	0 + 0 + 0	3 + 0 + 0
$p_{Vy} = 3$	−3	0 + 0 + 0	0 − 3 + 0
$p_{Vz} = 2$	−2	0 + 0 − 2	0 + 0 + 0
$p_{V3} = 1$	−1	0 + 0 + 0	0 + 0 − 1
$д = 1$	−4	0 + 0 + 1	−1 − 1 − 1
$n = 8$	0	2 + 2 + 0	−2 − 2 + 0
		2 2	
q		0 + 0 + 0	0 + 0 + 0
$\dot{A}\dot{B}\dot{C}\dot{D}EFGHJ$		0 0 A J C E B F D	
$\dot{K}GHJ$		0 0 K H K G K K	

Рис. 2.23. Правильная схема тройного кардана

соединить со стойкой парой II_3 (рис. 2.23). Пару K_{II} легко сделать из сферического подшипника серии 1000 или 3000 с осевой подвижностью.

На этом рисунке показано исследование тройного кардана как методом разложения подвижностей, так и методом подвижностей в контуре.

Этот прием можно развить для любого числа карданов. Для этого на каждый кардан сверх двух следует добавлять по одной кинематической паре II_3. Для четырех карданов со структурным исследованием это показано на рис. 2.24. Вместо двух пар II_3 можно ставить одну пару IV_2, но обязательно на промежуточный вал (через один). Нарушение этого условия может привести к появлению вредной подвижности и к избыточной связи.



		f	$f_x' + f_y' + f_z''$	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
w	1	1	0 + 0 + 1	0 + 0 + 0
$к$	3	18	3 + 3 + 3	3 + 3 + 3
$p_{V_x} = 4$		−4	0 + 0 + 0	−4 + 0 + 0
$p_{V_y} = 4$		−4	0 + 0 + 0	0 − 4 + 0
$p_{V_z} = 2$		−2	0 + 0 − 2	0 + 0 + 0
$p_{V_3} = 1$		−1	0 + 0 + 0	0 + 0 − 1
$ш = 2$		−8	0 + 0 − 2	−2 − 2 − 2
$п = 10$		0	3 + 3 + 0	−3 − 3 + 0
			3 3	
q			0 + 0 + 0	0 + 0 + 0
$\dot{A}\dot{B}\dot{C}\dot{D}\dot{E}FJ$			0 0 A C E B F D	
$J\dot{G}\dot{H}K$			0 J H J G J J	
$K\dot{L}\dot{M}\dot{N}$			0 0 N K L K M K K	

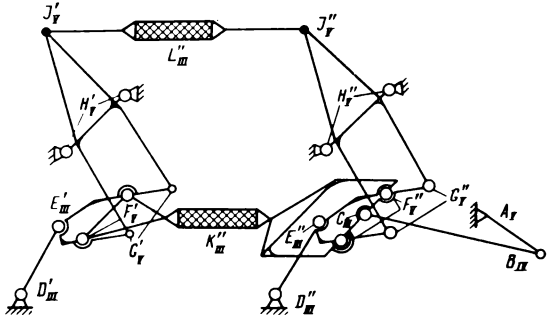
Р и с. 2.24. Правильная схема четверного кардана

2.10. СТАНКИ ДЛЯ РАСПИЛОВКИ КАМНЯ

Однопильный станок[1]. На нем можно обрабатывать гранит, мрамор, базальт и другие горные породы. Исполнительный орган – алмазный штрипс K (рис. 2.25), который совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение с помощью двух прямил Уатта $H_V'G_V'F_V'E_{III}'D_{III}'$ и $H_V''G_V''F_V''E_{III}D_{III}$. Для натяжения штрипса служит полоса Z_{III}''. Натяжение осуществляется с помощью рычагов $J_V'H_V'G_V'$ и $F_V''H_V''G_V''$, которые выполнены путем удлинения рычагов прямила $G_V'H_V'$ и $G_V''H_V''$, для

---

[1] А.с. 1276519 (СССР) (авторы Г. М. Галстен, Л. Н. Решетов и С. А. Огасян).



$n=12$	f	$f'_x+f'_y+f'_z$	$f''_x+f''_y+f''_z$
$p_V=8$ $p_{IV}=1$ $p_{III}=5$ $p''_{III}=2$	-9 -2 -15 -6	$0\ -0\ -9$ $0\ -0\ -1$ $0\ -0\ -5$ $0\ -0\ -0$	$0\ -0\ -0$ $0\ -0\ -1$ $5\ -0\ -0$ $2\ -0\ -2$
$K=5$	30	$5+5+5$	$5+5+5$
(5) (2)	-2 -2	$5+5-10$ 5 4	$-2\ -2+2$ 2
$q-w=-2$		$1+0-1$	$0-2+0$
$\dot{D}'\ \dot{E}'\ C'\ \dot{H}'$		0 0 D' E' C'	D' E' D' E' 0
$\dot{D}''\ \dot{E}''\ C''\ H''$		0 0 D'' E'' C''	D' E' D' E' 0
$H'\ \dot{J}'\ \dot{L}\ \dot{J}''H''$		0 0 H' H'' J' J''	L L L
$H'G'\dot{F}'\dot{K}\dot{F}'G''H''$		0 0 F' F''	K K K
$\dot{A}\ \dot{B}\ \dot{C}\ F''E''D''$		0 0 A B C	C C B

Р и с. 2.25. Камнерезный станок однопильный

этого прямило Уатта очень удобно. Это напряжение создает одну избыточную связь по оси X (показана в поконтурной таблице подвижностей), в данном механизме неизбежную.

Натяжная полоса имеет толщину, равную 4/5 толщины штрипса, поэтому она свободно входит в пропил и не ограничивает высоту обрабатываемого камня. Рабочее движение штрипс получает от кривошипно-ползунного механизма $A_V B_{III} C_{III}$, мотора (на рисунке не показан) и редуктора.

Механизм подачи, также не показанный на рис. 2.25, перемещает все устройство в вертикальном направлении с помощью двух ползунов и двух винтов, приводимых специальным электромотором от общего привода.

Структурное исследование проведено, как по уточненным формулам, так и поконтурным методом (см. рис. 2.25).

Исследование показало общую степень подвижности, выра-

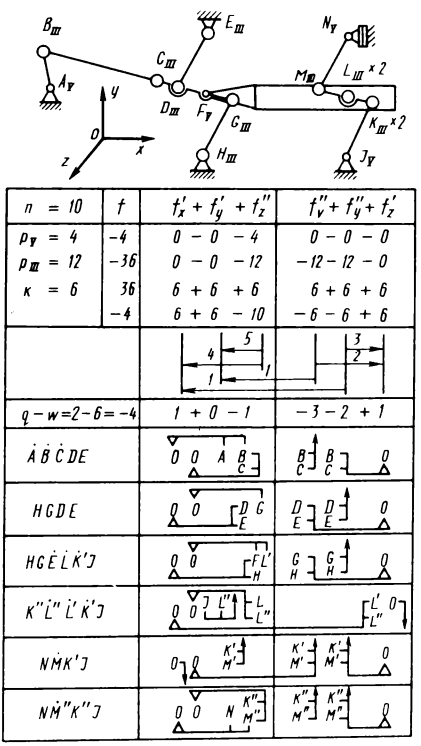


Рис. 2.26. Камнерезный станок многопильный

женную как f''_z звена $H''J''$, и местные f''_x шатуна BC и f''_y коромысел $D'E'$ и $D''E''$. Они безвредны, так как шаровые пары должны быть выполнены как III'_4 – цилиндрические с зазором. Местная угловая подвижность образуется за счет зазоров и потому невелика.

Многопильный камнерезный станок. Штрипсы у него закреплены в общей раме, и каждый имеет отдельное натяжное приспособление.

Рама охватывает обрабатываемый камень, что надо учитывать при выборе соотношения их размеров. Направляющие механизмы должны направлять плоскость этой рамы (а не линию, как в однопильном станке). Поэтому необходимо иметь три прямила, а не два (рис. 2.26). Кроме того, рама не должна иметь угловой подвижности вокруг вертикальной оси OX, так как это вызовет расширение пропила, что связано с увеличением расхода материала и износа штрипса. Для этого надо соединить коромысла JK двух прямил, выполнив их в виде рамы. Целесообразно соединить также другие коромысла NM и также выполнить их в виде общей рамы. Последнее вызовет избыточную связь q'_x, но зато увеличит жесткость механизма. Возникающий при этом натяг легко устранить подкладками под подшипники пары N_V, которыми она устанавливается в направлении оси X.

Рабочее движение штрипсовая рама получает от кривошипно-ползунного механизма $A_V B_{III} C_{III}$, мотора (на рисунке не показан) и редуктора.

Подача всего пильного устройства в вертикальном направлении осуществляется с помощью двух ползунов и двух винтов, приводимых специальным электромотором от общего привода (на рисунке не показано). Структурное исследование проведено как по уточненным формулам, так и поконтурным методом (см. рис. 2.26).

Исследование показало общую подвижность f''_z звена JZ'' и местную f''_x шатуна BC и рычагов $K'M'$ и $K''M'$ и f''_y коромысел

DE и *CH*. Осталась и избыточная связь f'_x, натяг которой следует регулировать подкладками. Устранять ее изменением схемы механизма нецелесообразно, так как это вызовет увеличение числа кинематических пар, а следовательно, и зазоров, влияющих на жесткость механизма, что в камнерезном станке особенно нежелательно.

Глава 3. ЭЛЕКТРОВОЗЫ

3.1. ПРУЖИНЫ И РЕССОРЫ

В ходовой части подвижного состава применяются как листовые, так и винтовые пружины. Они дают линейную связь и подвижность. Пружины, создающие угловую связь, в ходовой части не применяются.

Работа листовых (точнее многолистовых) пружин в вагонах и локомотивах вызывает много нареканий, поэтому в настоящее время имеется тенденция от них полностью отказаться. В то же время в автомобилях они удовлетворительно работают.

В железнодорожных конструкциях встречаются случаи, когда листы рессоры приржавливают друг к другу, в результате вся рессора начинает работать как жесткая балка, т.е. фактически перестает работать, деформации винтовых рессор значительно увеличиваются. Автору пришлось это увидеть на участке Москва пассажирская – Москва III, где пути Курской и Горьковской дорог идут параллельно рядом, причем часто два поезда по этим путям идут с одинаковой скоростью. Из окна вагона при этом прекрасно видна работа рессор параллельно идущего поезда. Почему же то же самое не происходит с листами автомобильных рессор? Это можно объяснить тем, что на первом же ухабе ржавчина сбивается и исправная работа рессоры восстанавливается.

Распространена конструкция надбуксовых рессор, где для увеличения стрелы прогиба поставлены последовательно листовые и винтовые пружины. В такой конструкции ржавчина не сбивается, так как деформации подвергается только винтовая рессора. Дальше ржавчина увеличивается и многолистовая рессора обращается в жесткую балку и перестает работать.

Следовательно, многолистовые рессоры можно применять, но только не вместе с винтовыми в первой ступени подвешивания, и нельзя – во второй ступени. На некоторых заводах это уже учитывается. Например, на электровозах ЧС-4 и К в первой ступени вместо листовой рессоры поставлен жесткий балансир.

Пружина не может служить кинематической парой, так как не в состоянии обеспечить направляющих усилий необходимой

величины и жесткости. Поэтому каждую пружину будем рассматривать вместе с кинематической парой или структурным блоком. Для них подвижности, при которых деформируется пружина, будем называть упругими и обозначать индексом у. Обычные подвижности, когда их надо противопоставить упругим, будем называть свободными и обозначать верхним индексом с.

В одном комплексе часть подвижностей может быть упругой, а другая – свободной. Например, цилиндрическая пара IV_2 с расположенной внутри (или снаружи) винтовой пружиной будет иметь линейную упругую подвижность, а угловую – свободную.

Упругими подвижностями иногда заменяют недостающие линейные и тем устраняют избыточные связи. Оставшиеся упругие подвижности могут служить источником колебаний, поэтому их необходимо исследовать и, где нужно, демпфировать.

В ходовой части электровоза есть пружины, направленные по всем трем осям координат. В продольном направлении по оси X в упряжно-тяговом аппарате они вызывали динамическую волну вдоль поезда, а при винтовой сцепке – обрывы. В настоящее время автосцепка рассчитывается на значительно бо́льшие усилия – до 2500 кН (250 тс). Кроме того, ставятся фрикционные поглощающие аппараты, которые вместе с пружинами воспринимают удар при сцепке вагонов.

В вертикальном направлении (по оси Y) устанавливают рессоры, которые воспринимают вес подвижного состава. Подвижности их идут на замену недостающей вертикальной подвижности (избыточная связь): одна – на вертикальные колебания (подпрыгивание); две – на замену угловых (f''_x идет на раскачивание и f''_z – на галлопирование).

В поперечном направлении (по оси Z) устанавливают возвращающие пружины, которые идут на виляние f''_y и раскачивание f''_x.

До сих пор мы считали, что деформируются только пружины. В действительности же деформируются все элементы конструкции, хотя и в значительно меньшей степени, поэтому

учитывать их деформации не будем. Упругие подвижности, где это возможно, будем учитывать в отдельной части таблицы, в остальных случаях – вместе со свободными.

Заменять недостающую вертикальную подвижность – избыточную связь – при опоре на четыре точки пружины вполне могут, так как их деформации намного больше возможных изменений высоты рельса. Например, у электровоза ВЛ-80 статические прогибы листовой рессоры первой ступени составляют 71,8 мм, винтовой – 47,1 мм и винтовой рессоры второй ступени – 50,3 мм. Всего 169,2 мм.

При проектировании винтовой пружины встречается случай, когда у полностью рассчитанной пружины приходится изменять размеры (средний диаметр D, диаметр проволоки d и число витков i) так, чтобы основные параметры – напряжение кручения τ и деформация λ – остались неизмененными. Для этого формулу напряжения кручения напишем для двух пружин, размеры которых у одной обозначим индексами 1, а у другой индексами 2, и приравняем эти напряжения:

$$\tau = \frac{8kPD_1}{\pi d_1^3} = \frac{8kPD_2}{\pi d_2^3},$$

где k – коэффициент, учитывающий кривизну витков (поправка к формуле для кручения прямого бруса); $k = 1{,}11 + 1{,}37$; P – осевая нагрузка.

Из этого уравнения получаем

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{d_2^3}{d_1^3}. \qquad (3.1)$$

Аналогично из формулы для деформаций

$$\lambda = \frac{8PD_1^3 i_1}{Gd_1^4} = \frac{8PD_2^3 i_2}{Gd_2^4},$$

откуда

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{D_1^3 d_2^4}{D_2^3 d_1^4}.$$

Заменяя D_2/D_1 из формулы (3.1), получим:

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{d_2^{-5}}{d_1^{-5}} \tag{3.2}$$

и, заменяя d_2/d_1 из той же формулы, получим:

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{D_2^{-\frac{5}{3}}}{D_1^{-\frac{5}{3}}}. \tag{3.3}$$

Определим длину проволоки для обоих случаев:

$l_1 = \pi D_1 i_1$ и $l_2 = \pi D_2 i_2$,

откуда

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{i_2 D_2}{i_1 D_1}.$$

Заменяя i_2/i_1 из формулы (3.2) и D_1/D_2 из формулы (3.1), получим:

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{d_2^{-2}}{d_1^{-2}}, \tag{3.4}$$

а заменяя i_2/i_1 из формул (3.3), получим:

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{D_2^{-\frac{2}{3}}}{D_1^{-\frac{2}{3}}}. \tag{3.5}$$

Определим объем материала пружин:

$$V_1 = l_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \text{ и } V_2 = l_2 \frac{\pi d_2^2}{4},$$

откуда

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{l_2 d_2^2}{l_1 d_1^2}.$$

Подставляя l_2/l_1 из формулы (3.4), получим $V_2/V_1 = 1$, т.е. объем, а следовательно, и масса остаются неизменными.

3.2. СТРУКТУРНЫЕ БЛОКИ В ХОДОВОЙ ЧАСТИ

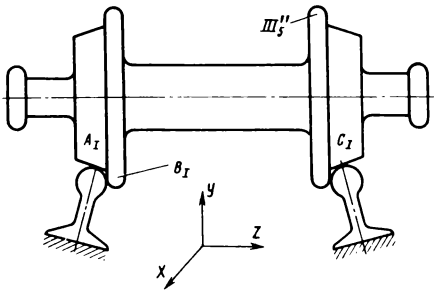
В планетарных механизмах для исследования их структуры применяли структурные блоки. Таким блоком называем группу звеньев, структурные параметры которой определяем предварительно. Это чрезвычайно упрощает решение, так как сильно сокращает число контуров, что особенно важно при исследовании поконтурным методом.

В ходовой части это особенно выгодно, так как там много одинаковых блоков в различном подвижном составе. Это блоки, включающие: колесную пару, рельсы, люльку, буксовый узел, шкворневой узел, боковой скользун (опора), соединение тележек и т.д. К исследованию их и переходим.

Контуры, местные подвижности и избыточные связи остаются в структурном блоке и не передаются в общее исследование, что еще больше упрощает решение. Поэтому местные и общие параметры записываем отдельно в конце таблицы структурного блока. Местные параметры учитываются только в конце при общей оценке механизма.

В отличие от блоков в планетарных механизмах структурные блоки в ходовой части локомотивов будем обозначать буквой *Л* с соответствующим индексом. Например, блок бокового скользуна обозначим $Л_8$; структурный блок для колесной пары – $Л_1$ (рис. 3.1).

Между колесной парой и рельсами имеются три кинемати-



$n=1$ f	$f_x'+f_y'+f_z''$	$f_x''+f_y''+f_z'$
$p_{Iy}=2$ -10	-2 -0 -2	-2 -2 -2
$p_{Iz}=1$ -5	-1 -1 -1	-1 -1 -0
$k=2$ 12	2 $+2$ $+2$	2 $+2$ $+2$
-3	-1 $+1$ -1	-1 -1 $+0$
Общие -3	-1 $+0$ -1	0 -1 $+0$
AC	A C 0 A C	A C A C A
BC	B B B	B B C

Р и с. 3.1. Узел колесная пара с рельсами

ческие пары I_2, работающие параллельно. Получается кинематическое соединение, условие связи которого равняется сумме условий связи (классов кинематических пар).

Для упрощения расчета будем рассматривать кинематическое соединение между рельсами и колесной парой. Колесо с неприжатой ребордой будет парой первого класса – накладывает одно линейное условие связи по оси Y (конусностью бандажа пренебрегаем). Колесо с прижатой ребордой накладывает одно линейное условие связи по оси Y и одно линейное по оси Z. Всего три условия связи, т.е. соединение класса III_5'', которое будем рассматривать как зубчатый кардан. В нем наложены линейные связи по осям Y и Z и угловая – вокруг оси X; остались подвижности – линейная по оси X и угловые вокруг осей Y и Z.

3.3. СТРУКТУРНЫЕ БЛОКИ В ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ПОДВЕШИВАНИЯ

На паровозах и первых наших электровозах ВЛ-19, ВЛ-22, ВЛ-23 и ВЛ-8 применялись челюстные буксы $Л_2$ (рис. 3.2). В них горизонтальные усилия между буксой и рамой передаются поступательной парой пятого класса, обеспечивающей игру рессор – подпрыгивание и раскачивание. Вместе с вращением колесной пары комплект из двух букс должен обеспечить три подвижности. Исследование структуры, проведенное на

Р и с. 3.2. Челюстной буксовый узел

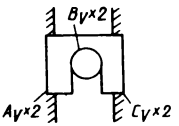


рис. 3.2, показало наличие 15 избыточных связей, что приводит к огромной затрате труда на многочисленные пригонки. Особенно вредной является избыточная связь q'_x, которая препятствует раскачиванию. Это давно заметили и для ее устранения стали применять буксы Цара $Л_3$ и борты со скосами (рис.3.3).

$n=3$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_y=2$ -2	0 -0 -2	0 -0 -0
$p_{V_B}=4$ -4	0 -4 -0	0 -0 -0
$к=3$ 18	3 $+3$ $+3$	3 $+3$ $+3$
12	3 -1 $+1$	3 $+3$ $+3$
$q-w=12$	$3+(1-2)+(2-1)$	3 $+3$ $+3$
$A'C'$	$\uparrow^0$ $\updownarrow^{A'}_{C'}$ $\uparrow^0$	$\uparrow^0$ $\uparrow^0$ $\uparrow^0$
$A'\ddot{B}'\ddot{B}''A''$	$\uparrow^0$ $\uparrow^0$ $\updownarrow^{B'}_{B''}$	$\uparrow^0$ $\uparrow^0$ $\uparrow^0$
$A''\ddot{C}''$	$\uparrow^0$ $\updownarrow^{A''}_{C''}$ $\uparrow^0$	$\uparrow^0$ $\uparrow^0$ $\uparrow^0$
Местные	3 $+1$ $+2$	3 $+3$ $+3$
Общие	$0-2^{У}$ -1	0 -0 -0

Букса Цара применялась у нас на паровозах серии С (см. рис. 3.3). На боковой поверхности буксы фрезеруется фасонное, как бы крестообразное, углубление с закругленной частью посередине. В выемку закладывается прокладка с круговым выступом посередине. В ней выполняется паз для направляющих. Такая букса хорошо показала себя в работе, но сложность обработки деталей не позволила ей получить широкого применения.

Большое распространение получило применение бортов со скосами. Например, на паровозе ФД ширина паза посредине 165 мм, вверху – 172,5 мм, внизу – 172 мм. Структура борта со скосами такая же, как и у буксы Цара (см. рис.3.3). Хотя у них на четыре избыточные связи меньше – 11, это все равно очень много. От такого огромного количества избыточных связей паровозники спасались зазорами, но при этом возникали удары и перекосы. Зазоры по оси X достигались уменьшением длины буксы по этой оси, и вырождались все три избыточные связи по этой оси. Одновременно за счет перекоса вырождались и избыточные связи вокруг оси Z. Зазоры по оси Z (увеличение ширины паза), приводили к устранению всех трех избыточных связей по этой оси. Одно-

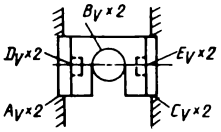


Рис. 3.3. Букса Цара

$n=7$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f'_y + f'_z$
$p_{V_2}=6$ -6	0 −0 −2	−4 −0 −0
$p_{V_3}=4$ -4	0 −4 −0	0 −0 −0
$k=3$ 18	3 +3 +3	3 +3 +3
8	3 −1 +1	−1 +3 +3
$q-w=8$	3 −1 +(2−1)	−1 +3 +3
$A'D'E'C'$	0 A' C' 0	E' 0 0
$A'D'B'B''D''A''$	0 A'' B' B''	D' D'' 0 0
$A''D''E''C''$	0 C'' 0	E'' 0 0
Местные	3 +0 +2	0 +3 +3
Общие	0 −1[4] −1	−1 −0 −0

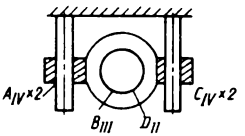
временно за счет перекоса вырождались и все три избыточные связи вокруг вертикальной оси.

Использовать вырождение избыточных связей нежелательно, так как при этом устраняется самоустанавливаемость (перекосы) и возникают удары в зазорах, что сильно сокращает долговечность механизма.

Большое число избыточных связей имеет буксовый узел на шпинтонах $Л_4$ (рис. 3.4), примененный на электровозах ЧС-2. Для их уменьшения в буксах поставлены сферические подшипники. Один из них – у колесной пары с осевым разбегом (пара II_3), а другой – у пары без разбега (пара III'_1). Несмотря на это, осталось шесть избыточных связей: две q'_x – линейные продольные, две q''_x – угловые вокруг продольной оси и две q''_z – угловые вокруг поперечной оси. Для их смягчения между шпинтонами и буксами вставлены металлические блоки, состоящие из двух стальных втулок, между которыми помещена резина, привулканизированная к обеим втулкам. Большое число избыточных связей требует точного выполнения размеров колесных пар, букс и тележек электровоза как при изготовлении, так и при ремонте. Если есть надбуксовые рессоры, то подвижности $2f'_y$ будут упругие, а f''_z – свободная.

Наибольшее распространение получила поводковая букса $Л_5$ (рис. 3.5). Если колесную пару поставить на сферические подшипники, то число избыточных связей можно свести к

Р и с. 3.4. Букса на шпинтонах



$n=3$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_{IV}=4$	-8	$0\ -4\ -0$	$0\ -4\ -0$
$p_{III}=1$	-3	$0\ -0\ -1$	$-1\ -1\ -0$
$p_{II}=1$	-4	$0\ -0\ -1$	$-1\ -1\ -1$
$k=3$	18	$3\ +3\ +3$	$3\ +3\ +3$
	3	$3\ -1\ +1$	$1\ -3\ +2$
$q-w=3$		$2\ -2+(2-1)$	$2\ +0\ +0$
$A'C''$		$0\ A'C'\ 0$	$0\ A'C'\ 0$
$A''C''$		$0\ A''C''\ 0$	$0\ A''C''\ 0$
$A'BDA''$		$0\ B\ D$	$B\ D\ B\ D\ D$
Местные		$2\ -0\ +2$	$2\ -0\ -0$
Общие		$0\ -2^{y}\ -1$	$0\ -0\ -0$

единице, а если один из сферических подшипников поставить с осевым разбегом (аналогично ЧС-2), то можно устранить и эту избыточную связь. Поводки обычно ставятся на сайлект-блоках, один из которых – длинный – будем считать парой V_2, а другой – короткий -- парой III'_2.

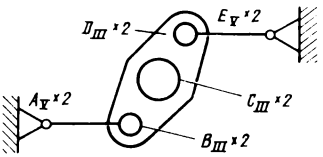
В таком узле пять подвижностей: вращение z'', подпрыгивание правой и левой сторон $2y'$ и угловые колебания букс $2y''$. Последние ограничены подвижностью сайлект-блоков и потому не опасны. Благодаря сайлект-блокам не опасна и линейная избыточная связь.

На практике встречаются поводковые буксы с вращательными подшипниками пятого класса – пара V_1. У них три избыточные связи, что больше, чем в предыдущей конструкции, но меньше, чем в конструкции на шпинтонах.

Челюстные буксы имеют 15 избыточных связей. Конструктивными изменениями удалось уменьшить их до 12.

Переход на шпинтоны позволил сразу уменьшить число избыточных связей до шести. Поводковые буксы в исполненных конструкциях дали три избыточные связи, которые легко устраняются.

Правильным выбором схемы можно добиться коренного улучшения работы механизма. Описанные четыре типа буксовых узлов, конструктивно сильно отличающихся друг от друга, дают одинаковые общие подвижности: $f'_x = 0$; $f'_y = 2$ и $f''_z = 1$.



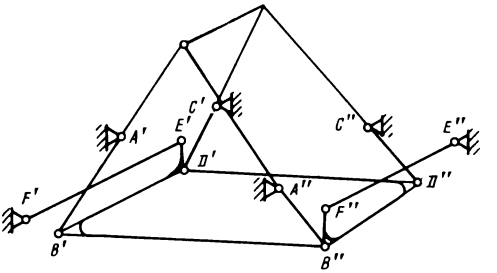
$n = 7$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V = 4$ -4 $p_{III} = 6$ -18	$0 \quad -0 \quad -4$ $0 \quad -0 \quad -6$	$0 \quad -0 \quad -0$ $-6 \quad -6 \quad -0$
$k = 3$ 18	$3 \quad +3 \quad +3$	$3 \quad +3 \quad +3$
-4	$3 \quad +3 \quad -7$	$-3 \quad -3 \quad +3$
$q - w = -4$	$0 \quad -2 \quad -1$	$0 \quad -2 \quad +1$
$A'B'\dot{D}'\dot{E}'$		
$A''B''\dot{D}''\dot{E}''$		
$A'B'\dot{C}'\dot{C}''B''A''$		
Местные	$0 \quad -0 \quad -0$	$0 \quad -2 \quad +1$
Общие	$0 \quad -2^y \quad -1$	$0 \quad -0 \quad -0$

Рис. 3.5. **Поводковый буксовый узел**

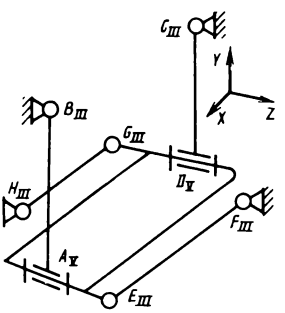
3.4. СТРУКТУРНЫЕ БЛОКИ ВО ВТОРОЙ СТУПЕНИ ПОДВЕШИВАНИЯ

Структурный блок для люльки $Л_6$. Люлька представляет собой весьма сложное устройство. Она состоит из шести поводков плюс кузов, 12 шарниров и пяти контуров (рис. 3.6, *а*). Поэтому замена ее структурным блоком может дать большое упрощение теории.

Для сокращения числа контуров заменим каждую пару поводков первого класса: $A'B'$, $A''B''$ и $C'D'$, $C''D''$ (см.



а)



б)

$n=5$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=2$ -2 $p_{III}=6$ -18	$0-0-2$ $0-0-6$	$0-0-0$ $-6-6-0$
$k=3$ 18	$3+3+3$	$3+3+3$
-2 BC, FE, HG $EB, (CD)$	$3+3-5$ 3 2	$-3-3+3$ 3
	$1-0-0$	$-3-0+0$
BA DC	0 0 A D C	B C B C 0
$\dot{H}\dot{G}$ DC	0 0 H G	H G H G 0
$\dot{F}\dot{E}$ AB	0 0 F E B	F E F E 0
Местные	$1-0-0$	$-2-0-0$
Общие	$0-0-0$	$-1-0-0$

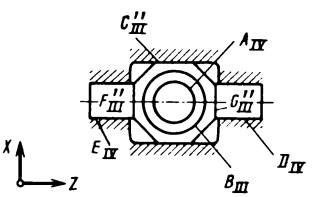
Рис. 3.6. Люлька

рис. 3.6, *а*) одним поводком второго класса: $A_V B_{III}$ и $D_V C_{III}$ (см. рис. 3.6, *б*); таблица подвижностей показана на рисунке справа. Получилась одна избыточная связь q'_x, которую целесообразно учитывать отдельно, а не включать в общую структурную таблицу ходовой части.

Получились три угловые подвижности f''_x, из них одна общая – вращение (покачивание) кузова вокруг продольной оси BC, расположенной на линии пересечения поводков, для которой и предназначается люлька. Еще две угловые подвижности f''_x – местные (вращение направляющих тяг FE и HG).

Вывод. В структурном исследовании люлька заменяется вращательной парой V_2, расположенной на линии пересечения поводков (наверху), т.е. упрощение теории весьма значительное.

Шкворневой узел электровоза ВЛ-80 $Л_7$ показан в плане на рис. 3.7. Аналогичные конструкции имеются на электровозах ЧС-4 и К. Он не нагружается весом кузова, поэтому имеет вертикальную подвижность в цилиндрической паре A_{IV}. Его назначение передавать тяговое усилие, поэтому узел не имеет продольной подвижности в плоскостной паре C''_{III}. В поперечном направлении шкворневой узел имеет подпружиненную подвижность в парах C''_{III} D_{IV} и E_{IV}. На некоторых электровозах, например на ЧС-2, эта подвижность свобод-



$n=5$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_{IV_y}=1$ -2 $p_{IV_z}=2$ -4 $p'_{III}=1$ -3 $p''_{III_z}=1$ -3 $p''_{II_x}=2$ -6	0 −1 −0 0 −0 −2 0 −0 −1 0 −1 −0 −2 −2 −2	0 −1 −0 0 −0 −2 −1 −1 −0 −1 −0 −1 0 −0 −0
$k=2$ 12	2 +2 +2	2 +2 +2
−6 $q-w=3$ −9	0 −2 −3 0 −2 −3	0 −0 −1 (1−1)+(2−2)−1
$C\dot{F}\dot{E}$	F CF FE	C O CE
$C\dot{G}\dot{D}$	G G GD	O O D
(CBA)	O A B	B AB O
Местные	0 −1 −2	1+(2−1)+0
Общие	0 −1 −1	−1 −1 -1^y

Рис. 3.7. Шкворневой узел

ная – в пределах упоров, но зато подпружинено межтележечное соединение.

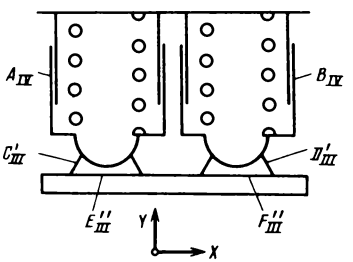
В структуре этого механизма имеются два независимых контура ***CFE*** и ***CGD*** (которые исследуются обычным способом) и разомкнутая кинематическая цепь (***CBA***) – условимся записывать ее в скобках.

Разомкнутая кинематическая цепь не имеет избыточных связей, поэтому наличие нулей в соответствующей строке таблицы подвижностей не страшно, и мы не будем ставить около них стрелок, направленных вниз.

Степень свободы, которую дает каждая подвижность кинематической пары, мы обозначаем стрелкой вверх. При замкнутом контуре степень свободы дают только две подвижности кинематических пар, обозначаем их зигзагообразной стрелкой. Правильный ответ при исследовании этого механизма дал поконтурный метод, а в структурных формулах, даже уточненных, избыточная связь одного контура 3 раза компенсировалась местной подвижностью другого и терялась.

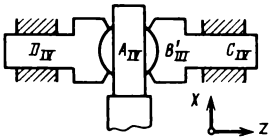
Опора кузова $Л_8$ электровоза К, показанная на рис. 3.8, мало отличается от опор, установленных на электровозах ЧС-4, ВЛ-10 и ВЛ-80. Подвижности те же, хотя конструктивно выглядят иначе. Опора состоит из двух пружин, а сила тяжести кузова передается на четыре опоры.

В механизме рассматривается один (но очень длинный) контур ***ACEFDB***. В нем десять подвижностей: четыре местные (все вокруг вертикальной оси ***J***) – безвредны; шесть общих – пять свободных и одна упругая вдоль вертикальной оси.



$n=5$ f	$f'_x+f'_y+f'_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_{IV}=2-4$ $p'_{III}=2-6$ $p''_{III}=2-6$	$0-2-0$ $0-0-2$ $-2-0-0$	$0-2-0$ $-2-2-0$ $0-2-2$
$k=1$ 6	$1+1+1$	$1+1+1$
-10	$-1-1-1$	$-1-5-1$
ACEFDB	x': E, F; y': A, B; z': C, D	x'': C, D; A, C; E, F; D, B; z': E, F
Местные	$0-0-0$	$0-4-0$
Общие	$-1-1^{y}-1$	$-1-1-1$

Рис. 3.8. Опора кузова



$n=3$ f	$f'_x+f''_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_{IV}=1-2$ $p'_{III}=1-3$ $p_{IV}=2-4$	$-1\ -0\ -0$ $0\ -0\ -1$ $0\ -0\ -2$	$-1\ -0\ -0$ $-1\ -1\ -0$ $0\ -0\ -2$
$k=1$ 6	$1+1+1$	$1+1+1$
-3 $q-w=4-7$	$0+1-2$ $(1-1)+1-2$	$-1+0-1^y$ $(1-2)+(1-1)-1^y$
СП	0 0 СП	0 0 СП ^{y}
(СВА)	A 0 B	A B B
Местные	$1+1-1$	$-1+1-0$
Общие	$-1+0-1$	$-2-1-1^y$

Рис. 3.9. Межтележечное соединение

Интересно отметить, что у электровоза ЧС-4 шаровые пары C'_{III} и D'_{III} расположены в перевернутом положении по сравнению с положением, показанном на рис. 3.8. Это дает более равномерную нагрузку в плоскостных парах E'_{III} и F''_{III}, что способствует их долговечности.

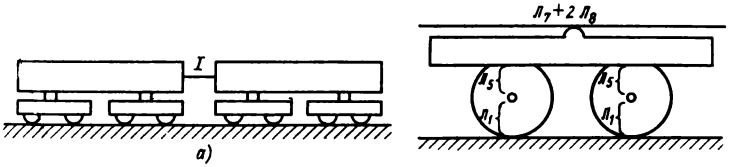
Межтележечное соединение $Л_9$ электровоза ЧС-2 показано на рис. 3.9. Оно отличается от шкворневого узла электровоза ВЛ-80 тем, что цилиндрическая пара A_{IV} расположена не вертикально, а продольно. Поэтому соединение передает вертикальную силу ($f'_y = 0$), а не горизонтальную ($f'_x = 0$). Кроме того, вместо трех звеньев выполнено одно целое.

3.5. ЭЛЕКТРОВОЗЫ ВЛ-10 И ВЛ-80

Оба электровоза восьмиосные, двухкузовные. ВЛ-10 – постоянного тока на напряжение 3 кВ, ВЛ-80 – переменного тока на 25 кВ. Ходовая часть у них одинакова, отличается только второстепенными деталями, поэтому будем рассматривать оба электровоза вместе.

Электровозы состоят из двух кузовов и четырех тележек, (рис. 3.10, *а*). Передача тягового усилия осуществляется через кузов. Тележки между собой не соединены, они двухосные, колесные пары подрессорены индивидуально, а не сбалансированы. Обе секции соединены автосцепкой, которая на структуру не влияет, поэтому для упрощения будем рассматривать одну секцию (половину).

Начнем с тележки, которую можно рассматривать как



$\tau=2$	-12	$-2\ -2^y-6$	$-2^y-0\ -0$
$Л_7=2$	-10	$0\ -2\ -2$	$-2\ -2\ -2^y$
$Л_8=4$	-24	$-4\ -4^y-4$	$-4\ -4\ -4$
$k=5$	30	$5+5+5$	$5+5+5$
	-16	$-1\ -3^y-7$	$-3^y-1\ -1$
		Юз Подпр. 3 гал.+кач.	Раскач. Вилянне Бок. кол.

в)

$n=3$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$Л_1=2$	-6	$-2-0-2$	$0\ -2\ -0$
$Л_5=2$	-6	$0-4^y-2$	$0\ -0\ -0$
$k=1$	6	$1+1+1$	$1+1+1$
	-6	$-1-3^y-3$	$1\ -1\ +1$
		$\vdash 2 \rightarrow$	$\vdash 1 \rightarrow$
$q-w=-6$		$-1-1^y-3$	$-1^y-0\ -0$
		Юз. Подпрыг. 2+2 кач.	Раскач.

б)

Рис. 3.10. Электровозы ВЛ-10 и ВЛ-80

структурный блок второго поколения. Найденные параметры используем для исследования структуры секции.

Тележка состоит из двух колесных пар (рис. 3.10, *б*). Для соединения их с рельсами используем структурные блоки $Л_1$ (разумеется, удвоив их) и записываем в первую строчку таблицы подвижностей на том же рисунке. Буксы поводковые – блок $Л_5$, с надбуксовыми рессорами. Поэтому подвижность f'_y – упругая, записываем ее во вторую строчку таблицы. После суммирования произведем замены. Заменяем f'_z через f''_y, заменяющее звено по оси X – тележка, тем самым устраняется одна избыточная связь q'_z.

Заменяем $2f''_x$ через $2f''_y$ (необычная замена получается за счет упругой подвижности), таким образом устраняется одна избыточная связь q''_x и остается одна угловая подвижность $f''_x = 1$ – раскачивание. Остальные подвижности показаны внизу этой таблицы. Кузов с тележками соединяется двумя шкворневыми узлами $Л_7$, подпружиненными в поперечном на-

правлении, и четырьмя боковыми опорными узлами $Л_7$, подпружиненными в вертикальном направлении.

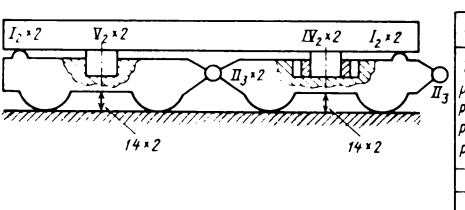
Подвижности записываем в первую и вторую строчку таблицы (рис. 3.10, *в*). После суммирования получилось 16 подвижностей: $f'_x = 1$; для трех звеньев – кузова и двух тележек – имеем подпрыгивание, галопирование и раскачивание, итого 9 подвижностей; качение (буксование) четырех колесных пар $f''_z = 4$, виляние $f''_y = 1$, поперечное колебание $f'_z = 1$.

Избыточные связи имеются только в буксовых узлах, осевые $q'_z = 1$. Они не страшны, так как воспринимаются сайлект-блоками в поводках, кроме того, могут быть легко устранены.

Следовательно, конструкция ходовой части электровозов ВЛ-10 и ВЛ-80 является полноценной и никаких изменений не требует.

3.6. ЭЛЕКТРОВОЗ ВЛ-8

Электровоз состоит из двух кузовов и четырех тележек. Передача тягового усилия осуществляется через тележки, которые соединены сферическими шарнирами II_3 с вертикальной подвижностью, но без поперечной подвижности (рис. 3.11). На рисунке показана одна секция (половина) электровоза, число пар обозначено общее.



$n = 6$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$T = 4$	-56	$-4 \; -4 \; -12$	$-4 \; -32 \; -0$
$p_V = 2$	-2	$0 \; -0 \; -0$	$0 \; -2 \; -0$
$p_{IV} = 2$	-4	$-2 \; -0 \; -0$	$0 \; -2 \; -0$
$p_{II} = 3$	-12	$0 \; -3 \; -3$	$-3 \; -3 \; -0$
$p_I = 4$	-24	$-4 \; -4^y \; -4$	$-4 \; -4 \; -4$
$k = 9$	54	$9 + 9 + 9$	$9 + 9 + 9$
2 куз	-44	$-1 \; -2 \; -10$	$-2 \; -34 \; +5$
$q - w = 3$	-47	$-1 \; -4 \; -8$	$-2 \; -32 \; +3$
		Юз. Подпр. В кач.	Раскач. Вращ. тяг. изб. с.в.

Рис. 3.11. Электровоз ВЛ-8

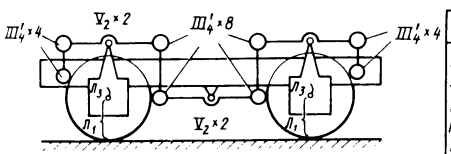
Тележки соединены с кузовом пятами диаметром 500 мм, половина из которых имеет продольную подвижность, и потому их надо рассматривать как пары *IV*. Конечно, при таком диаметре шарниров угловых подвижностей для самоустанавливаемости нет. Кроме основных имеются дополнительные подпружиненные опоры, расположенные в средней плоскости, которые рассматриваем как пары первого класса.

Тележки выполнены двухосными, колесные пары сбалансированы в продольном направлении.

Структуру тележки рассмотрим отдельно (рис. 3.12), исследование проведем только по уточненным структурным формулам. Расчетную плоскость берем вертикально *XOY*. Шарниры у тяг, имеющие небольшую длину контакта, рассматриваем как пары III'_4, шарниры между рамой и балансиром и между балансиром и рессорами – как пары V_2.

Для исследования подвижности колесных пар на рельсах воспользуемся структурными блоками $Л_1$. В них только свободные подвижности, нет упругих подвижностей и нет избыточных связей. Буксы челюстные. В таблицу записываем только общие подвижности блока $Л_3$, избыточные связи учтем при оценке конструкции.

Тележка имеет подвижности, вызванные деформацией рессор. Их условимся называть упругими. Упругие подвижности в железнодорожных тележках всегда линейные. Предлагаемый метод позволяет легко их учесть: просто включая их в со-



$n = 19$ f	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$Л_1 = 2$ -6	-2 -0 -2	0 -2 -0
$Л_3 = 2$ -6	0 -2 -2	-2 -0 -0
$p_{\overline{V}} = 6$ -6	0 -0 -6	0 -0 -0
$p_{III} = 16$ -48	0 -0 -16	-16 -16 -0
$p^y = 2$ -2	0 -2 -0	0 -0 -0
$k = 9$ 54	9 $+9$ $+9$	9 $+9$ $+9$
-14	7 $+5$ -17 -6 -8	-9 -9 $+9$ -1 -8
$q - w = -14$	-1 -1^y -3	-1^y -8 -0
	Юз. Подпруж. Галоп. + Кач.	Раскач Вращ. тяг.

Рис. 3.12. Тележка электровоза ВЛ-8

ответствующий столбик таблицы подвижностей. Покажем это на примере электровоза ВЛ-9, у тележки которого с каждой стороны имеются две надбуксовые рессоры, листовые и одна спиральная, соединенные балансиром, поэтому они дают общую подвижность $f'_y = 1$, а для обеих сторон $f'_y = 2$.

В отличие от свободных подвижностей линейные упругие подвижности при наличии заменяющего звена могут заменять угловые. Поэтому выгодно упругие подвижности рассматривать вместе со свободными, так как число замен при этом значительно уменьшится.

Упругие подвижности легко отличить от свободных на том основании, что непрерывными могут быть только свободные подвижности, а именно f'_x, f''_z и f'''_y, остальные же могут быть только упругими (колебательными).

Для тележки получились следующие подвижности:

свободные – $f'_x = 1$ (движение), $f''_z = 2$ (буксовка двух колесных пар), $f'''_y = 8$ (вращение восьми вертикальных тяг);

упругие – $f'_y = 1$ (подпрыгивание), $f''_z = 1$ (галопирование), $f''_x = 1$ (раскачивание).

Полученные значения, умножив на четыре, подставляем в структурную таблицу для электровоза целиком. В результате имеем $q'_z = 3$ и подвижности:

плоские – $f'_x = 1$ (движение), $f'_y = 4$ (подпрыгивание тележек), $f''_z = 8$ [буксовка (качение) восьми колесных пар];

неплоские – $f''_x = 2$ – раскачивание двух кузовов вместе со своими тележками, $f'''_y = 32$ – вращение 32 тяг.

Избыточные связи остались в челюстных буксах по 12 на каждую колесную пару в структурных блоках $Л_3$. Самые опасные из избыточных связей – линейные поперечные $q'_z = 3$, они возникают в соединениях между тележками и передаются на рельсы. В практике электровоз ВЛ-8 получил печальную известность как "путеразрушитель".

Для устранения избыточных связей надо тележки вместо

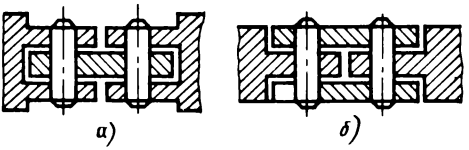


Рис. 3.13. Соединения для тележки с проушинами:
***а* – двойными (*А*); *б* – одинарными (*Б*)**

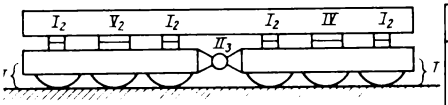
сферических шарниров соединить поводками (рис. 3.13). Такую переделку легко осуществить, если взять два электровоза: на одном собрать все тележки ***А*** (см. рис. 3.13, ***а***), на другом – все тележки ***Б*** (см. рис. 3.13, ***б***). Тележки ***А*** придется соединить одной серьгой, тележки ***Б*** – двумя. Избыточная связь при наличии двух серег не опасна, так как обработка отверстий может производиться с одной установки на станке.

Поперечные линейные избыточные связи являются самыми вредными, поэтому и устранять их следует в первую очередь, начиная с соединения между средними тележками, сделать которое проще всего. Опасаться работы серьги в режиме толкания не надо, так как аналогично работает соединительное звено из двух автосцепок при двойной тяге.

3.7. ЭЛЕКТРОВОЗ ВЛ-23

Этот электровоз шестиосный с двумя трехосными тележками (рис. 3.14). Передача тягового усилия осуществляется через тележки, которые соединены сферическим шарниром II_3 (рис. 3.15). С кузовом тележки соединены пятами диаметром 500 мм, одна из них подвижна в продольном направлении, поэтому ее надо рассматривать как пару ***IV***. При таком диаметре угловых подвижностей для самоустанавливаемости они не дают и последняя достигается только за счет деформации рессор. Кроме основных опор имеются подпружиненные дополнительные, расположенные в средней продольной плоскости.

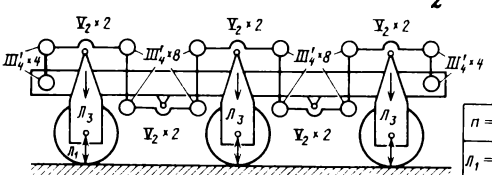
Рассмотрим тележку, у которой с каждой стороны имеются три надбуксовые рессоры и одна спиральная, соединенные балансирами (см. рис. 3.15). Кроме того, и сами надбуксо-



$n=3$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$T=2$	-38	$-2\ -2^y-8$	-2^y-24+0
$p_V=1$	-1	$0-0-0$	$0-1-0$
$p_{IV}=1$	-2	$-1-0-0$	$0-1-0$
$p_{II}=1$	-4	$-0-1-1$	$-1-1-0$
$p_I=4$	-20	$-4-4^y-4$	$-4-4-4$
$k=6$	36	$6+6+6$	$6+6+6$
[кузов]	-33	$-1-1-7$	$-1-25+2$ ⊢1⊣
$q-w=1-34$		$-1\ -1^y-7$	-1^y-24+1
		Юз. Подпрыг. Кач буксс	Раскач. Вращ. тяг. изо св.

Рис. 3.14. Электровоз ВЛ-23

вые рессоры служат балансирами, поэтому они дают общую упругую подвижность $f'_y = 1$, а для обеих сторон – $f'_y = 2$, которую записываем в таблицу подвижностей $p^y = 2$. Замены подвижностей: плоские 10 балансиров по оси OX, включая надбуксовые рессоры и 12 тяг по оси OY; неплоские тележки по оси OX и 12 тяг по оси OY. Получилось 19 подвижностей (в формуле они со знаком минус); $f'_x = 1$ – юз (свободная); $f'_y = 1$ – подпрыгивание (упругая); $f''_z = 4$ – качение (буксовка) трех колесных пар (свободная) и галопирование (упругая); $f''_x = 1$ – раскачивание (упругая); $f''_y = 12$ – вращение вертикальных тяг (свободная); $f'_z = 0$.



$n=29$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$Л_1=3$	-9	$-3-0-3$	$0-3-0$
$Л_3=3$	-9	$0-3-3$	$-3-0-0$
$p_V=10$	-10	$0-0-10$	$0-0-0$
$p_{III}=24$	-72	$0-0-24$	$-24-24-0$
$p^y=2$	-2	$0-2-0$	$0-0-0$
	-1	$0-0-0$	$0-0-1$
$k=14$	84	$14+14+14$	$14+14+14$
	-19	$11+9-26$ ⊢10⊣ ⊢12⊣	$-13-13+13$ ⊢1⊣ ⊢12⊣
$q-w=-19$		$-1-1^y-4$	-1^y-12+0
		Юз Подпрыг. Кач гал	Раскач Вр тяг

Рис. 3.15. Тележка электровоза ВЛ-23

Эти значения, учитывая, что тележек две, подставляем в таблицу подвижностей для электровоза целиком (см. рис. 3.14). Сюда же подставляем упругие подвижности четырех дополнительных опор p_l $f'_y = 4$.

Получилась одна избыточная связь q'_z и 34 подвижности: $f'_x = 1$ – движение (свободная); $f'_y = 1$ – подпрыгивание (упругая); $f''_z = 7$ – буксовка шести колесных пар (свободная) и галопирование (упругая); $f''_x = 1$ – раскачивание (упругая); $f''_y = 24$ – вращение тяг (свободная).

Избыточная связь самая опасная, так как воздействует на путь. Для ее устранения соединению тележек надо дать упругую подвижность в поперечном направлении, как обычно и делается у электровозов. Кроме того, остались избыточные связи в челюстных буксах – блоки $Л_3$: по 12 на каждую колесную пару.

3.8. ЭЛЕКТРОВОЗ ВЛ-85

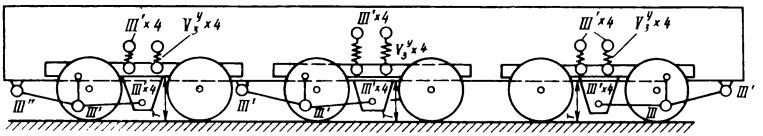
Электровоз ВЛ-85 двенадцатиосный переменного тока на напряжение 25 кВ. Кроме пневматического он имеет и электрическое рекуперативное торможение, т.е. на спуске моторы выполняют функцию генераторов и отдают энергию в контактную сеть, что дает до 30 % экономии. Электровоз состоит из двух секций, каждая из которых опирается на три двухосные тележки. Ниже будем рассматривать одну секцию.

Первая ступень подвешивания такая же, как и на электровозах ВЛ-10 и ВЛ-80. Поэтому отдельно ее рассматривать не будем, а необходимые структурные параметры возьмем из рис. 3.10, *б*.

Вторая ступень подвешивания в корне отличается от обычных. В ней нет скользунов и шкворней.

Сила тяжести кузова передается на тележки (рис. 3.16) через упругие опоры (стойки). Их четыре на каждую тележку, а всего 12.

Упругость создается спиральной пружиной, встроенной в опору. Опоры средней тележки присоединяются с помощью ша-



	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f''_z$
$T=3$	-18	$-3-3^y-9$	-3^y-0-0
$p_y^y=12$	-12	$0-12^y-0$	$0-0-0$
$p'_{III}=30$	-30	$-0-0-30$	$-30-30-0$
$K=15$	90	$15+15+15$	$15+15+15$
3тяги+куз. 12стоек+куз	-30	$12-0-24$ (4, 13)	$-18-15+15$ (3, 12)
$q-w=-30$		$-1-4^y-7$	$-6-12+0$
		Юз Подпр. Галоп+блок	3тяги+3рас. Вр.стоек 0

Избыточные связи $Л_5=6$, $Л_6=3$; $q'_z=6$, $q'_x=3$, $q=9$

Рис. 3.16. Электровоз ВЛ-85

ровых шарниров *III'*; опоры крайних тележек – с помощью карданных шарниров, но так как их подвижность та же, что и шаровых, для упрощения будем рассматривать их как шаровые.

Четыре опоры тележки представляют собой люльку, правда, особой конструкции. В ней поводки не жесткие, а упругие, что дает возможность поворота вокруг вертикальной оси (заменяет шкворень).

Тяговое и тормозное усилия передаются горизонтальными тягами *III' III''*. Точнее, тягам задан небольшой уклон таким образом, чтобы линию головки рельса они пересекали посередине тележки. Это дает одинаковую нагрузку на обе колесные пары этой тележки, что улучшает использование сцепного веса.

Каждая тяга присоединяется к тележке тремя поводками. На рис. 3.16, видны только два поводка, так как третий находится за ними и поэтому не виден. Эти три поводка представляют собой структурную группу нулевой подвижности (см. кн. 1, рис. 2.47), поэтому ее рассматривать не будем, тягу будем считать присоединенной к тележке.

Переходим к рассмотрению структуры механизма электро-

воза. В нем имеются жесткие звенья и пружины. Жесткие звенья имеют очень малую деформацию, например, деформация зубчатых колес электровоза ЧС-2 при часовом токе[1] составляет 0,02 мм. Поэтому они не могут компенсировать допусков изготовления, что приводит к неравномерной нагрузке зубьев и сильному сокращению долговечности. В связи с этим избыточные связи, вызываемые жесткими звеньями, необходимо устранять.

Наоборот, пружины способны выдержать деформацию 100 мм и выше. Их работа основана на деформировании, они служат для улучшения работы кинематических пар (снижение величины ударов). Чтобы это учесть, деформации пружин будем рассматривать как подвижности, а не как избыточные связи, и только обозначать индексом у (упругие).

При составлении структурной таблицы будем пользоваться структурными блоками, тележку также будем рассматривать как структурный блок.

В первой строке таблицы записываем подвижности трех тележек (см. рис. 3.10, *б*), причем берем их значение (без учета соединения тележки с кузовом) со знаком минус, устроив его. Во вторую строку записываем упругие подвижности 12-ти опор $f'_y = -12^y$ и, наконец, в третью – подвижности шаровых опор $f'_{III} = f''_z = f''_x = f''_y = -30$.

Подсчитаем число контуров на одну тележку. Кузов, ведущая тяга, тележка и опора (стойка) – один контур. Кузов повторяется 4 раза для четырех стоек, получаем четыре контура. Следующий контур: рельсы, колесная пара, тележка, другая колесная пара, рельсы. Всего пять контуров, а для трех тележек – 15 контуров.

Замена подвижностей:

по оси *X* следующие заменяющие звенья – три тяги $3f''_z$ заменяют $3f'_y$ и $3f''_y$ заменяют $3f'_z$; заменяющее звено кузов f'_y заменяет f''_z;

---

[1] Часовым током называется сила тока, которую двигатель может выдержать не перегреваясь в течение 1 ч.

по оси Y заменяющие звенья 12-ти стоек – $12f''_z$ заменяют $12f'_x$ и $12f''_x$ заменяют $12f'_z$; заменяющее звено кузов f''_z заменяет f'_z.

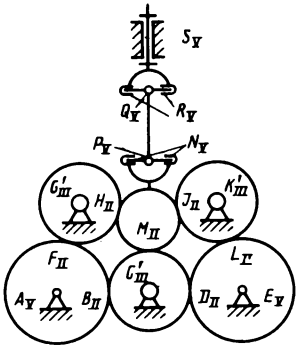
Получилось: $f'_x = -1$ – юз; $f'_y = -4$ – подпрыгивание трех тележек и кузова; $f''_z = -9$ – качение шести колесных пар и галопирование трех тележек; $f''_x = -7$ – раскачивание трех тележек и кузова и вращение трех горизонтальных тяг; $f''_y = -12$ – вращение 12- ти опор (стоек).

Все подвижности согласно принятой системе обозначений имеют знак "минус", а избыточные связи – "плюс". Избыточные связи в соединениях колесных пар с тележками в шести блоках $Л_5$ $q'_z = 6$, в люльках в трех блоках $Л_6$ $q'_x = 3$. Итого $q = 9$.

Они не опасны, так как в этих блоках имеются сайлент-блоки, которые их смягчают. Гораздо опаснее избыточные связи, имеющиеся в зубчатых зацеплениях – по одной угловой на каждое зацепление, так как они сильно сокращают долговечность и нагрузочную способность зубчатых колес. В настоящее время они есть во всех электровозах, что представляет огромный резерв для улучшения работы электровозов при устранении этих избыточных связей.

3.9. ОДНОМОТОРНЫЙ ПРИВОД

В механизме, показанном на рис. 3.17, кинематические пары II_2 расположены в одной плоскости, но под разными углами. При разложении подвижностей по осям это очень усложняет замену подвижностей. Поэтому здесь ограничимся разложением их на линейные и угловые. Табл. 1.7 (см. кн. 1) для этого случая получается проще табл. 1.6 (20 строк вместо 31) и дает более простое решение, но менее точное: четыре параметра избыточной связи вместо шести. К соответствующему виду легко привести и поконтурный метод.



$n=10$ f	$f'_п + f''_п$	$f'_н + f''_н$
$p_V = 7$ -7	0 -3	0 -4
$p'_{III} = 3$ -9	0 -3	0 -6
$p_{II} = 7$ -28	-7 -7	-7 -7
$k = 7$ 42	14 $+7$	7 $+14$
-2	7 -6	0 -3
	←5→	
	←2→	
$q-w=-2$	0 -1	0 -1

	$f'_п + f''_п$	$f'_н + f''_н$
$A\dot{B}C$	B 0 A B C	B BC
$C\dot{D}E$	D 0 D E	D DC
$A\dot{F}G$	F 0 F G	F FG
$G\dot{H}MC$	HM H	H HG
$E\dot{L}K$	L 0 L K	L LK
$K\dot{J}MC$	J 0 J M	J JK
$C\dot{M}\dot{N}$ $\dot{P}\dot{Q}\dot{R}\dot{S}$	0 0 S	M N M R Q P

Р и с. 3.17. Привод с одним двигателем на две оси

Для обоих методов:

$$f'_п = f'_x + f'_y,\ f''_п = f''_z,$$

$$f'_н = f'_z,\ f''_н = f''_x + f''_y.$$

Поэтому в столбцах $f'_п$ и $f''_п$ должны быть записаны две подвижности кинематических пар (или остаться после замен), а в столбцах $f''_п$ и $f'_н$ – по одной подвижности.

Замены: плоских – одна ($f'_п$ через $f''_п$); неплоских – одна

($f'_{н}$ через $f''_{н}$); неплоско-плоских – одна ($f'_{п}$ через $f''_{н}$). То есть всего три вида замен вместо шести.

Значительно упрощаются плоские замены, так как отпадает необходимость определять их направление, что здесь особенно трудно. В результате избыточные связи отсутствуют. Подвижность общая $f''_{п}$ – вращение звена ***AB***, местная $f''_{н}$ – вращение звена ***NM***. Местная подвижность не опасная, так как трение в зубьях ее хорошо демпфирует.

Глава 4. ТЕЛЕЖКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ

4.1. ГРУЗОВЫЕ ТЕЛЕЖКИ

На электровозах, тепловозах и пассажирских вагонах как приводных, так и прицепных широкое распространение получили тележки с жесткой рамой.

В грузовых вагонах распространены тележки без жесткой рамы, а составленные из нескольких звеньев, подвижно соединенных между собой. Обычно это две продольные балки, соединенные с колесными парами, и одна поперечная – шкворневая, опирающаяся на продольные балки через рессоры.

В шарнирных тележках внутренние избыточные связи устранены или, во всяком случае, число их сокращено.

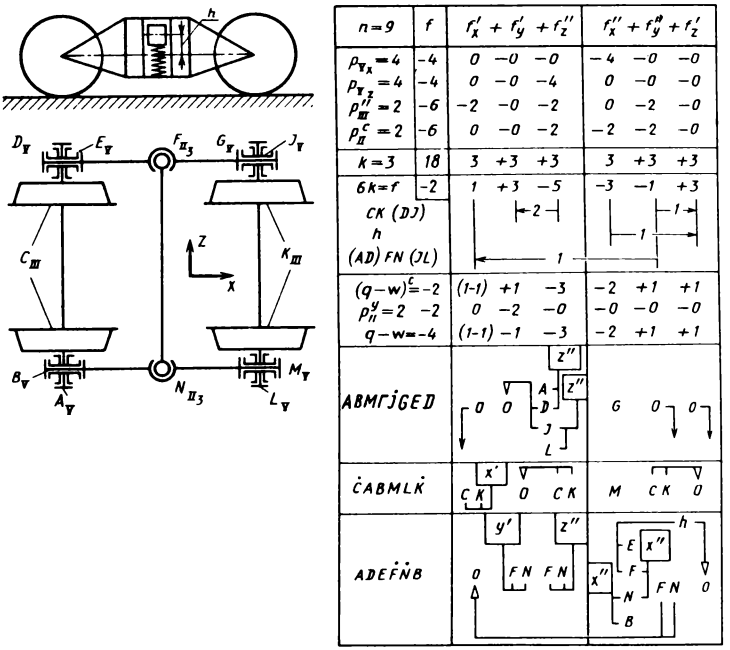
Условимся ось X направлять вдоль тележки, ось Y – вертикально и ось Z – поперек (параллельно оси вращения колес).

В железнодорожных тележках, в отличие от крановых, имеются рессоры. Подвижности кинематических пар с пружинами (упругие подвижности) будем обозначать верхним индексом у. Подвижности обычных кинематических пар будем называть свободными и где нужно противопоставить упругим, обозначать верхним индексом с.

Упругие подвижности приводят к колебаниям, и их исследование позволит установить, какие виды колебаний может дать рассматриваемая тележка. У одной кинематической пары часть подвижностей могут быть свободными, а другая часть – упругими, например пара p_{II} на рис. 4.1.

Грузовые тележки могут быть составлены из отдельных звеньев. Из таких тележек широко известна грузовая тележка "Даймонд" (см. рис. 4.1). В первичном подвешивании у нее нет рессор. Поэтому подвижность, обеспечивающая равномерное распределение нагрузки на четыре колеса (внешняя статическая определимость), здесь обязательна. По той же причине у нее большой неподрессоренный вес, что делает эту тележку непригодной для больших скоростей.

Рассмотрим соединение продольной балки со шкворневой.



Р и с. 4.1. Грузовая тележка "Даймонд" на подшипниках скольжения

Вследствие зазора будем считать его как кинематическую пару II_3 – кольцевую ("шар в трубке").

Встречаются грузовые тележки "Даймонд" на подшипниках скольжения. В них применяются самоустанавливающиеся вкладыши букс – подвижные вокруг продольной оси. Таблица для подсчета по структурным формулам и распределение подвижностей в контурах приведены на рис. 4.1.

В верхней части таблицы приведены свободные подвижности по уточненным формулам. Поэтому пара p^c_{II} имеет только свободные угловые подвижности f''_x, f''_y и f''_z. Произведены суммирование и замены подвижностей, получено $q - w^c$. Затем приведены упругие подвижности (одна строка). Это подвижности f'_y у пары p^y_{II} (подпрыгивание). Следующая стро-

ка – полная структура (подвижности и избыточные связи свободные и упругие). В нижней части дано исследование поконтурным методом. Получилось три избыточные связи и семь подвижностей. Все избыточные связи находятся в контуре ***ABMLJGED***, в нем нет ни одной поступательной пары и ни одной вращательной с вертикальной осью. Поэтому при сборке в этом контуре возникают натяги и избыточные связи q'_x, q''_y и q'_z.

В парах B_V, M_V, G_V и E_V подшипник охватывает шейку на 1/3 ее окружности. Поскольку в контуре все эти четыре пары соединены последовательно, момент вокруг вертикальной оси Y передать они не могут. Следовательно, q''_y не опасно в отношении излома шейки. А это самое важное условие для конструкции грузовой тележки. Чтобы обезвредить эту избыточную связь, вкладыш следует делать на 2–3 мм короче шейки, а в Германии его делают короче даже на 7,5 мм.

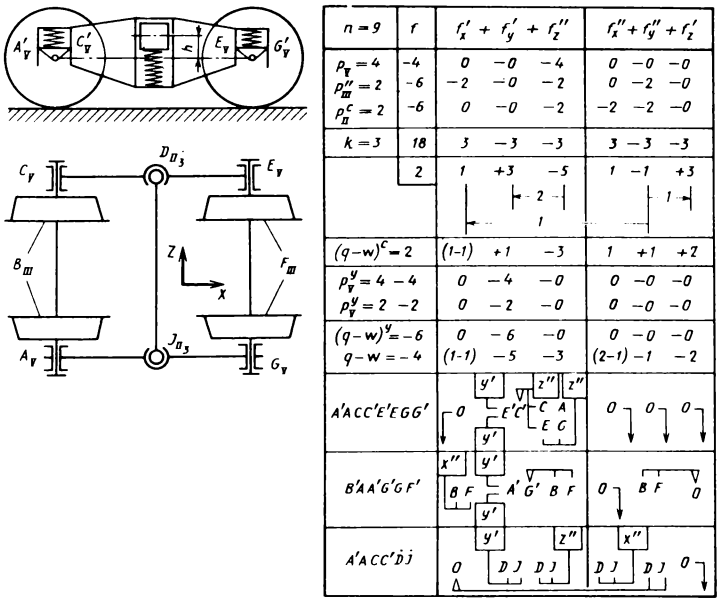
Подвижности в контуре ***CABMZK*** находятся в парах ***CK*** – движение тележки. В этом контуре по оси X – подвижность, а в предыдущем – избыточная связь, поэтому в структурных формулах они взаимно компенсируются и теряются. Обнаруживаются они только поконтурным методом.

Подвижности z'' колесных пар ***AD*** и ***JZ*** – буксование. У звена ***FN*** шкворневой балки z'' устраняется шкворневым соединением, которое мы не рассматривали.

Упругие подвижности $2y'$ – подпрыгивание правой и левой сторон шкворневой балки ***FN***. Подвижность x'' звена ***NB*** за счет плеча h дает поперечную упругость тележки, полезную при входе в кривую.

Наибольшее распространение получили тележки "Даймонд" на подшипниках скольжения. Несмотря на такие недостатки, как большой неподрессоренный вес, отсутствие раскосов, зазоры и связанные с ними удары, в грузовых вагонах эти тележки себя оправдали. Конечно, для больших скоростей они не пригодны.

При переходе на роликовые подшипники вследствие большого диаметра их наружного кольца пришлось отказаться от применения промежуточных вкладышей и шарниров, соединяющих их с балками тележки. В каждой буксе стали ставить по



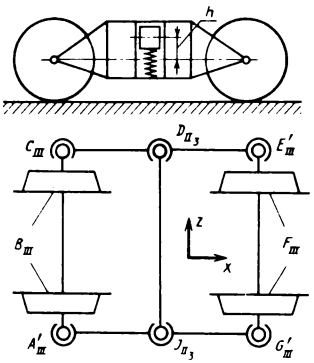
Р и с. 4.2. Грузовая тележка на роликовых буксах

два подшипника с цилиндрическими роликами серии 2000. Получилась пара пятого класса.

Число шарниров сократилось на четыре. Такая тележка с надбуксовыми рессорами показана на рис. 4.2. Надбуксовые рессоры обозначим через A'_V, C'_V, E'_V и G'_V. Они дают плоские линейные упругие подвижности f'_y, которые не могут заменить недостающие неплоские угловые подвижности. Поэтому на следующих схемах для упрощения надбуксовые рессоры показывать не будем.

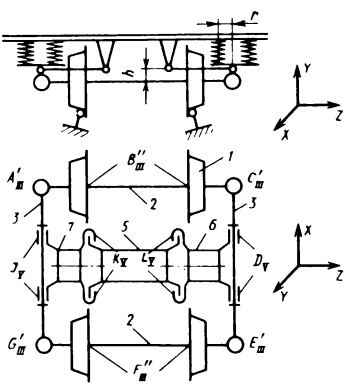
Число избыточных связей возросло до шести. Самыми опасными из них являются угловые q''_x и q''_y, которые жесткими роликовыми подшипниками передаются на шейки осей, что вызывает их излом.

В ЦНИИ МПС была сделана попытка устранить эти избыточные связи постановкой в каждой буксе одного сферического ролико-подшипника серии 3000 (рис. 4.3). Избыточные связи



$n=5$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$\rho'_{III}=4$	-12	0 -0 -4	-4 -4 -0
$\rho''_{III}=2$	-6	-2 -0 -2	0 -2 -0
$\rho_{II}=2$	-8	0 -2 -2	-2 -2 -0
$k=3$	18	3 +3 +3	3 +3 +3
AG, BF, CE CD, GJ AC, DJ, EG	-8	1 +1 -5	-3 -5 +3
$q-w=-8$		-1 -1 -3	-2 -1 -0
$A\dot{C}\dot{E}G$		0 0 C E	E AG CE 0
$\dot{B}AG\dot{F}$		B F 0 AG BF	A B F 0
$AC\dot{D}\dot{J}$		0 DJ DJ	C G D J h DJ 0

Р и с. 4.3. Грузовая тележка с буксами со сферическими роликовыми подшипниками с вредной подвижностью



$n=7$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$\rho_V=4$	-4	0 -0 -0	-4 -0 -0
$\rho'_{III}=4$	-12	0 -0 -4	-4 -4 -0
$\rho''_{III}=2$	-6	-2 -0 -2	-0 -2 -0
$k=3$	18	3 +3 +3	3 +3 +3
AG, BF, CE AB, FG, JA AC, EG, DL, LK, KJ	-4	1 +3 -3	-5 -3 +3
$q=w$		-1 +(1-1) -2	-2 +0 +1
$A\dot{C}\dot{E}G$		0 0 E	E G C E 0
$\dot{B}AG\dot{F}$		B F 0 BA FG	G B F 0
$AC\dot{D}\dot{L}\dot{K}\dot{J}$		0 0 C	D L K J A A C 0

Р и с. 4.4. Рекомендуемая грузовая тележка

устранились, но число подвижностей возросло до восьми. Даже по сравнению с рис. 4.1 добавилась подвижность f''_y – перекос рамы. Она оказалась вредной. Тележка получила неспокойный ход, и от применения этой схемы пришлось отказаться.

Перекос в тележках (см. рис. 4.2) устранен в кинематических парах между осями и продольными балками, т.е. в буксах. Это нагружает шейки осей несвойственными им моментами, что, естественно, приводит к поломкам.

Поэтому перекос (подвижность f''_y) в соединении продольных балок со шкворневой предлагается устранять (рис. 4.4). Для этого вместо поступательной пары II_3 одну продольную балку следует соединить со шкворневой поводком четвертого класса из пар J_V и K_V (четыре связи – две подвижности), а другую – поводком четвертого класса из пар D_V и Z_V (четыре связи – две подвижности). Кроме того, такое соединение избавляет от поступательной пары во второй ступени подвешивания, износ которой является крупным недостатком обычной конструкции.

Вторым достоинством является поперечная эластичность во второй ступени подвешивания. Усилие (поперечное) на реборду действует на плече h и вызывает наклон рессорных плит и соответствующий реактивный момент. Выбирая это плечо, можно регулировать поперечную жесткость в более широких пределах и более просто, чем в люлечной подвеске.

На рис. 4.4 показаны четыре пружины, точнее четыре группы пружин, жесткость каждой обозначим через g. Тогда общая жесткость подвески будет $4g$. Жесткость каждой стороны, которая влияет на раскачивание, будет $2g$. При поперечном перемещении рессорные плиты наклоняются, при этом работают все четыре пружины. Их жесткость передается на продольные балки, а с ними и на реборды с передаточным числом r/h (см. кн. 1, с. 168).

Поэтому поперечная жесткость

$$g_{поп} = 4g\left(\frac{r}{h}\right)^2.$$

Варьируя размер плеча h, легко получать требуемую жесткость.

На рис. 4.4 для этой тележки как наиболее конструктивно рациональной структурное исследование показано наиболее полно – с помощью уточненных структурных формул с разложением по осям координат и метода подвижностей в контуре.

4.2. ПАССАЖИРСКИЕ ТЕЛЕЖКИ

Наиболее слабым местом в рамах пассажирских тележек является соединение продольных балок с поперечными (рис.4.5). В первую очередь это относится к горизонтальным силам, перекашивающим раму и создающим моменты вокруг вертикальной оси в соединении продольных балок с поперечными. Эти моменты практически передаются только горизонтальными листами, которые приходится значительно усиливать, при этом сильно утяжеляя раму.

Вертикальные листы поперечной балки, которые хорошо могут передавать момент вокруг вертикальной оси, в работе соединения не участвуют вследствие прогиба вертикальных листов продольной балки.

Конструкцию рамы с поперечной балкой в виде круглой трубы, врезанной в продольную балку, примененную на электровозе Ф, тоже нельзя признать хорошей. Продольная балка в этой конструкции сильно ослаблена, поэтому приходится уменьшать сечение поперечной балки.

Двутавровые балки могли бы передать в соединении тот же момент, который они передают в целом сечении. Однако, по данным Ю. В. Колесина (ЦНИИ МПС), открытые сечения плохо работают на кручение. Это и подтвердилось на листовых рамах, применение которых себя не оправдало.

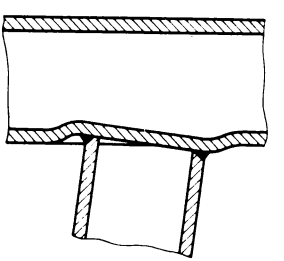


Рис. 4.5. Схема деформаций в соединении трубчатых балок (продольной и поперечной)

Соединение балок нагружается еще и моментом вокруг поперечной оси, вызванным весом консольно подвешенного двигателя, ухудшающего работу соединения.

Надежную и долговечную конструкцию можно получить, только устранив все моменты, передаваемые в соединении балок. Для этого надо поставить шарнир (или гибкое соединение), а момент передавать через другие, более пригодные для этого звенья – диагональные раскосы.

Шарниры для устранения нагружающих моментов применяют в авиации для соединения лопасти несущего винта вертолета со ступицей (см. кн. 1, с. 113, рис. 3.13), они полностью себя оправдали. Лопасть устанавливается по направлению равнодействующей центробежной силы и аэродинамического давления, и изгибающий момент устраняется. При отсутствии шарнира возник бы весьма большой момент от аэродинамического давления, который лопасть не смогла бы выдержать.

Принято считать статически неопределимую систему более выгодной. Это основано на том, что балка, лежащая на двух опорах, изгибается большим моментом, чем балка с заделанными концами. Такое сравнение неверно, так как первая балка не развивает момент в заделке, а вторая развивает момент, который разрушает рамы тележек.

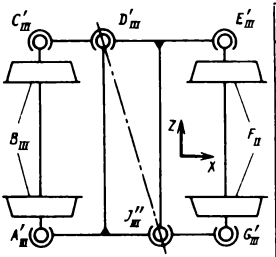
Если статически определимую балку выполнить с нагружением опор моментами, то правильным выбором мест расположения шарниров можно даже получить меньшее значение изгибающего момента, чем у статически неопределимой системы. В требуемом месте можно уменьшить или совсем устранить изгибающий момент. Это и следует делать в конструкциях рам тележек.

Определим число избыточных связей в тележке с жесткой рамой. Внешних избыточных связей в тележке – одна, так как число колес четыре, на единицу больше трех.

Внутренних избыточных связей – шесть на каждый контур. В Н-образной открытой раме – один контур, внутренних избыточных связей шесть; в закрытой – три контура, внутренних избыточных связей 18.

Шарнирную тележку применяли в конструкциях вагонов Стокгольмского метрополитена (рис. 4.6). Надбуксовые рессоры и люлечное подвешивание на рисунке не показаны.

Рама шарнирной тележки состоит из двух Т-образных по-



$n=4$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p'_{III}=6$	-18	$0\ -0\ -6$	$-6\ -6\ -0$
$p''_{III}=2$	-6	$-2\ -0\ -2$	$0\ -2\ -0$
$k=4$	24	$4\ +4\ +4$	$4\ +4\ +4$
$BF(DJ)$ $(AB)\ (FG)$ $AC,\ EG,\ DJ$	0	$2\ +4\ -4$ $\leftarrow 2 \rightarrow$ $\leftarrow 2 \rightarrow$ $\leftarrow 3 \rightarrow$	$-2\ -4\ +4$ $\leftarrow 1 \rightarrow$
$q-w=0$		$-1\ +0\ -2$	$0\ +0\ +3$
$A\dot{C}D$		$0\ \ 0\ \ C$	$A\ C\ \ A\ C\ \ 0$
EGJ		$0\ \ 0\ \ E$	$E\ J\ \ E\ G\ \ 0$
DJ		$0\ \ 0\ \ DJ$	$D\ \ DJ\ \ 0$
$\dot{B}A\ \ G\dot{F}$		$BF\ \ 0\ \ AB\ FG$	$G\ \ BF\ \ 0$

Рис. 4.6. Тележка Стокгольмского метрополитена

лурам, соединенных шарнирами. Благодаря этому рама может перегибаться относительно оси, проходящей через центры шарниров (на рис. 4.6 показана пунктиром), что дает статически определимое распределение нагрузки на четыре колеса. Это преимущество тележки, хотя и не очень большое, так как равномерность распределения, хотя и неполную, дают рессоры. Даже если шарниры считать шаровыми парами *III'*, они дадут избыточную связь – натяг вдоль пунктирной линии, т.е. шесть условий связи, а для вращательной подвижности нужно только пять.

Учтем эту избыточную связь и в дальнейшем соединение полурам будем рассматривать как вращательную пару пятого класса. Тогда в механизме будет четыре независимых контура $k = p - n$, что получается при расчете по структурным формулам, приведенным в таблице на рис. 4.6. Там же дано распределение подвижностей и избыточных связей в контурах.

В тележке имеются еще две линейные избыточные связи, это натяги вдоль осей колесных пар. Правда, они не опасны, так как смягчаются упругостью буксовых узлов. Поэтому по избыточным связям тележка является неплохой. Однако с прочностью дело обстоит неблагополучно, что вытекает из

сравнения ее с обычной Н-образной тележкой. В Н-образной тележке моменты, вызываемые горизонтальными, перекашивающими раму силами, воспринимают четыре узла соединения продольных балок с поперечными, а в стокгольмской тележке только два, что очень невыгодно.

4.3. ТЕЛЕЖКИ С НЕСУЩИМ ОСТОВОМ ДВИГАТЕЛЯ

Существенный выигрыш в массе тележки может быть применение фермы вместо балки. Сравним их применение для случая нагружения вертикальными силами. Возьмем трубчатую балку прямоугольного сечения, которое встречается чаще всего. Горизонтальные листы балки нагружены равномерно по всей ширине. Вертикальные же листы нагружены не равномерно (непостоянная нагрузка по высоте – по параболическому закону, а площадь параболы – одна треть произведения основания на высоту). У фермы пояса используются полностью. Кроме того, высота фермы может быть намного больше высоты балки, поэтому применение фермы значительно выгоднее, чем балки.

Диагональные раскосы, которые разгружают соединение продольных и поперечных балок от момента вокруг вертикальной оси, применялись и ранее – в тележках Пульмана, Фетте и других и себя оправдали.

Целесообразно применять фермы и для передач вертикальных сил. По рекомендации В. А. Ракова, в качестве элемента фермы следует использовать остов тягового двигателя. Этот стальной литой остов представляет собой кольцо диаметром около 800 мм и сечением 550×50 мм (для двигателя ДК-106Б), что по сравнению с продольной балкой 280×260 мм является весьма прочным и жестким звеном.

Остов тягового двигателя в качестве несущей конструкции применен в электровозах Форда, Жакмена и других локомотивных тележках.

Предлагаемые схемы двухосных тележек. Рациональные схемы рам тележек можно выполнять с внутренней и внешней статической определимостью или только с внутренней статической определимостью. В первом случае обеспечивается равномерная нагрузка всех четырех колес независимо от состояния рессор, но тележка получает местную подвиж-

ность – должна перегибаться около оси, близкой в поперечной. При выполнении шарниров на резиновых блоках или в виде гибких пластин можно получить конструкцию, работающую без изнашивания, а за счет отсутствия зазоров пригодную для работы на больших скоростях. Рассмотрим этот вариант (рис. 4.7).

Каждая тележка состоит из двух половинок, соединенных между собой шарнирно (как и в стокгольмской тележке).

Половинка состоит из продольной балки и шарнирно соединенной (пара IV_3) с ней поперечной балки. С поперечной балкой неподвижно соединен тяговый двигатель. Этот двигатель соединен с продольной балкой двумя тягами с шаровыми шарнирами (пара III'_4), служащими раскосами фермы, расположенными одна горизонтально, а другая наклонно. Получается жесткая конструкция, в ней только две местные подвижности – вращения тяг вокруг своих осей.

Соединение продольной балки с поперечной разгружено шарниром от передачи момента. Ферма, благодаря ее высоте – около 800 мм (размер тягового двигателя) – получается весьма мощной. В ней нет избыточных связей, что можно проверить по структурной формуле.

Считая продольную балку стойкой, получаем:

$$q = 2 - 6\cdot 3 + 4\cdot 1 + 3\cdot 4 = 0.$$

Нагрузки тяг невелики. При часовом токе двигателя нагрузка верхней горизонтальной тяги 9,44 кН, а нижней

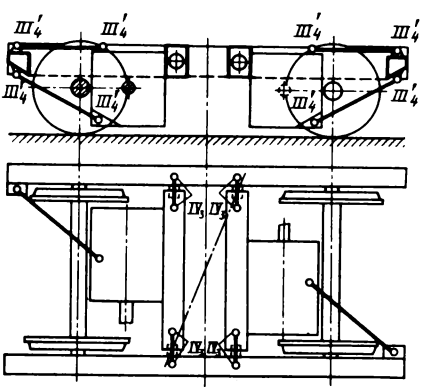


Рис. 4.7. Двухосная тележка с несущим остовом тягового двигателя

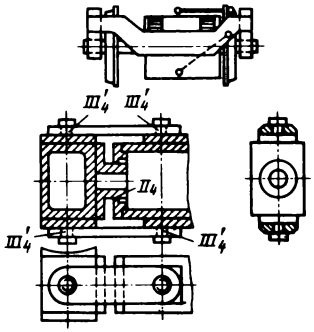


Рис. 4.8. Варианты конструкции соединения продольных и поперечных балок

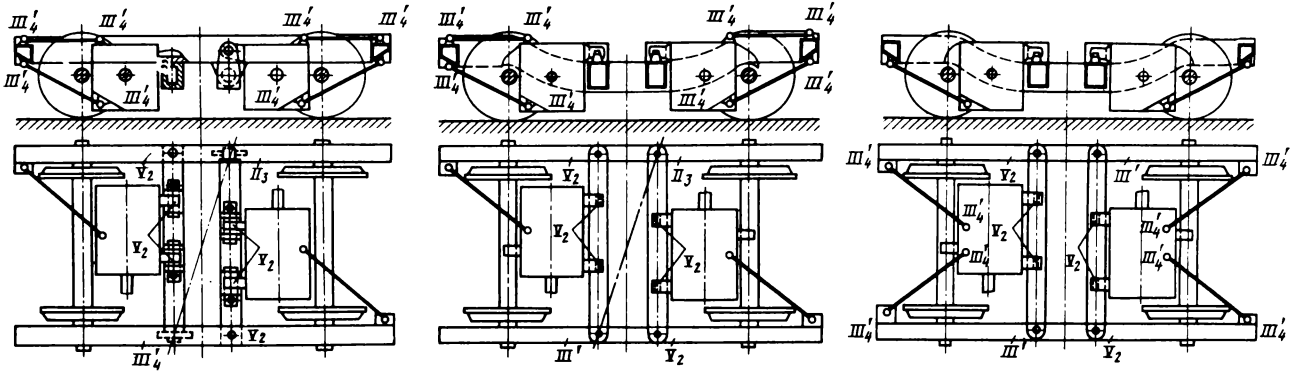
12,5 кН. Если соединения половинок между собой и с колесными парами выполнить кинематическими парами, как показано на рис. 4.8, то получим тележку без избыточных связей.

Кинематическую пару четвертого класса (см. рис. 4.8) можно выполнить из кольцевой пары, накладывающей два условия связи, и двух поводков, накладывающих по одному условию связи.

Для пары третьего класса нужен один поводок, пара второго класса – без поводков. Таким образом, конструкции унифицированы. Буксовые подшипники целесообразно делать различными. В буксах, расположенных под фермами, надо поставить упорные подшипники, воспринимающие удары на реборды в обоих направлениях. Другие буксы следует выполнить с осевой подвижностью и разгрузить продольную балку от ударов на реборды. Тогда будут ненужными концевые связи продольных балок и тележка дополнительно облегчится.

Вместо двух диагональных тяг можно поставить кронштейн. С двигателем его надо соединить вращательной парой, а с продольной балкой – шаровой парой. Установить его следует диагонально, чтобы он служил раскосом. Такая конструкция будет отличаться от конструкции А. И. Беляева, где кронштейн стоит в продольной плоскости.

В целях большей технологичности можно перераспределить подвижности в соединениях (рис. 4.9). Сложное и тяжелое неподвижное соединение двигателя с поперечной балкой можно заменить шарнирным V_2 на валиках. Тогда и соединение



Р и с. 4.9. Тележка с несущим остовом двигателя и с шарнирным соединением его с поперечной балкой

Р и с. 4.10. Тележка с несущим остовом двигателя и с изогнутыми балками

Р и с. 4.11. Жесткая тележка с несущим остовом двигателя

продольной балки с поперечной придется делать вращательной парой V_2, более простой, чем IV.

Тележка, показанная на рис. 4.9 выгодна еще и тем, что соединения продольных и поперечных балок ближе к плоскости осей колесных пар, в которой действуют горизонтальные силы, и поэтому выворачивающие моменты меньше.

Единственным недостатком такой конструкции является то, что поперечная балка крепится к продольной снизу. Этого недостатка можно избежать (рис. 4.10), но тогда балки придется делать изогнутыми.

В тележках (см. рис. 4.10) одна из тяг, крепящих двигатель, проходит под осью колесной пары. Чтобы выкатить колесную пару (например, при переточке бандажей),надо двигатели распереть домкратом. Тогда обе тяги можно будет легко снять.

Рассмотрим теперь второй случай – тележку со статической определимостью, только внутренней (рис. 4.11). Она должна быть жесткой, пространственной, статически определимой фермой. Для получения такой схемы надо обе тяги, крепящие двигатель, расположить снизу и прикрепить к обеим продольным балкам. Нагрузки в этих тягах будут еще меньше, чем в тягах, показанных на рис. 4.7,– всего 6,25 кН при часовом токе.

Глава 5. БЕЗРЕЛЬСОВЫЙ ТРАНСПОРТ

5.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШАССИ САМОСВАЛА

При неровной дороге колеса автомобиля нагружаются неравномерно, а рама подвергается скручиванию. Частично, но далеко не полностью этот недостаток устраняется рессорами. Полностью его можно устранить самоустанавливаемостью, вводя в конструкцию требуемую подвижность. Это важно в самосвалах, и особенно в карьерных самосвалах, эксплуатирующихся в очень тяжелых условиях.

Для устойчивости (устранения бокового опрокидывания) механизм должен обеспечивать в статике равенство нагрузок всех правых колес и аналогично равенство нагрузок всех левых колес. Этого можно достигнуть, изготовив шасси из двух продольных балок, соединяющих переднюю и заднюю ось (рис. 5.1). На этом рисунке, так же как и на последующих, не показаны рессоры и механизмы поворота.

Ковш самосвала опирается в трех точках: в III'_2 на заднюю ось, в I_2 и II_3 – на продольные балки.

Балки $III'_2 I_2 III'_2$ и $III'_2 II_3 III'_2$ служат балансирами, выравнивающими нагрузки на колеса.

В точках I_2 и II_3 или около них ставятся домкраты для опрокидывания ковша. Этими домкратами можно немного наклонить ковш вбок, что важно для езды по наклонной дороге. Так как опора ковша на три пары III'_2, I_2 и II_3 не имеет

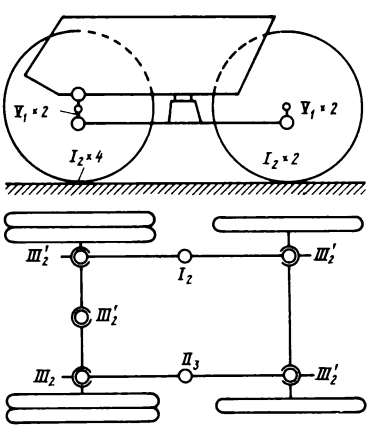


Рис. 5.1. Механизм с вредными подвижностями

избыточных связей, то для упрощения рассмотрим механизм без ковша.

Условия связи, накладываемые силами трения, в структурные формулы не включаются, так как вводимые ими избыточные связи не являются вредными. Это учтем при подсчете подвижностей.

Подсчитаем подвижности: одно движение машины; четыре буксования четырех колес; одно скольжение (занос) в поперечном направлении; одно скольжение вокруг вертикальной оси; два вращения продольных балок вокруг своих осей. Всего $w = 9$.

По формуле Малышева найдем $q = w - 6k + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + \ldots$

Контакт колеса с дорогой рассматриваем как пару первого колеса I_2, так как она ограничивает только одно перемещение – линейное по нормали к поверхности дороги;

$$q = 9 - 6\cdot 8 + 5\cdot 4 + 3\cdot 4 + 1\cdot 6 = 9 - 48 + 20 + 12 + 6 = -1,$$

а должно быть $q = 2$, так как в каждом сдвоенном колесе одна избыточная связь, правда, безвредная вследствие эластичности шин.

Следовательно, в механизме имеем три неучтенные подвижности и притом вредные: вращение двух осей – передней и задней вокруг своих геометрических осей и перекашивание шасси.

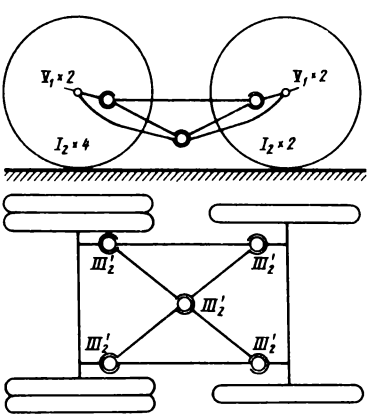
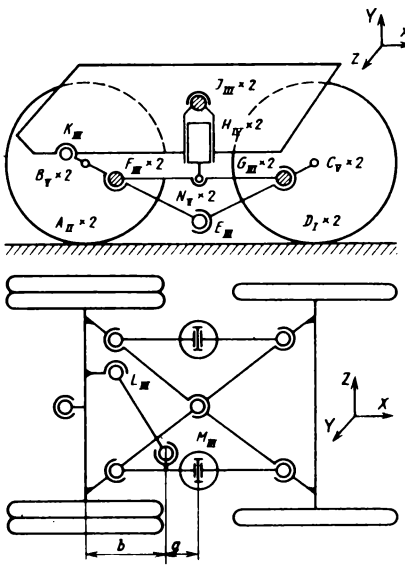


Рис. 5.2. Исправленная схема без механизма опрокидывания

Чтобы устранить их, введем сферическую пару III'_2 между передней и задней осями. Ее надо расположить ниже (или выше) плоскости продольных балок, чтобы вся конструкция шасси была фермой и уменьшились моменты, изгибающие звенья (рис. 5.2).

Самосвал с кузовом и домкратами без рессор и механизма поворота показан на рис. 5.3. За счет неодинаковой работы домкратов кузову можно дать и боковой наклон. Это полезно для повышения устойчивости при езде по наклонной дороге. Для этого кузов надо опирать на сферическую пару K_{III}. Присоединять к нему домкраты следует также сферическими парами J'_{III} и J''_{III}.



Число замен: $3k - f' - q' + w' = 3 \cdot 8 - 8 - 0 + 2 = 18$

$n=14$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V = 6$	-6	$0 \quad -0 \quad -6$	$0 \quad -0 \quad -0$
$p_{IV} = 2$	-4	$0 \quad -2 \quad -0$	$0 \quad -2 \quad -0$
$p_{III} = 10$	-30	$0 \quad -0 \quad -10$	$-10 \quad -10 \quad -0$
$p_{II} = 2$	-8	$-2 \quad -0 \quad -2$	$0 \quad -2 \quad -2$
$p_I = 2$	-10	$-2 \quad -0 \quad -2$	$-2 \quad -2 \quad -2$
$k=8$	48	$8 \quad +8 \quad +8$	$8 \quad +8 \quad +8$
	-10	$-4 \quad +6 \quad -12$	$-4 \quad -8 \quad +4$
2 бал+К+(Ш)		4	3
2 домк.+(Ш)		3	2
К+Т+Ш		4	
Рама+тяга		2	
$q-w=2$	-12	$-1 \quad -2 \quad -5$	$2 \quad -3 \quad -1$
$\dot{F}''\dot{G}''\dot{E}$		0 0 F'' $G''E$	F'' F'' 0 G'' G''
$KF''\dot{N}''\dot{H}''\dot{J}''$		0 H'' J N''	J'' K J'' H'' 0
KML		0 0 M L	M L MK L 0
$\dot{A}'\dot{B}'B''A''$		A' 0 A' B'	0 A' A'' A' A''
$\dot{D}'\dot{C}'C''D''$		D' D'' 0 C' D''	D' D'' D' D'
$F'G'E$		0 0 F' G'	F' G' EF' G' 0
$KF'\dot{N}'\dot{H}'J'$		0 H' $J'K$ N'	J' J' H' 0
$A''B''EC''D''$		A'' 0 $A''D''$ $B''C''$	E D'' D''

Рис. 5.3. Полная схема со структурным исследованием

Если продольные балки опираются на сферические шарниры F_{III} и G_{III}, которые обеспечивают их угловую подвижность вокруг продольной оси, то соединение домкратов с балками можно выполнять вращательными парами N_V. Чтобы устранить угловую подвижность кузова вокруг вертикальной оси OY, надо соединить его с задней нижней рамой с помощью поперечной тяги $Z_{III}M_{III}$.

Такой самосвал не будет иметь избыточных связей, за исключением двух безвредных, вызванных сдвоенными задними колесами. Исследование его структуры методом уточненных формул и поконтурным методом показано справа на рис. 5.3.

Этот механизм – пример самого сложного случая, когда контуры расположены во всех трех координатных плоскостях. В этом механизме есть две СПС группы $J'F'G'$ и $J''F''G''$. Поэтому замену неплоской подвижности f'_z через угловые подвижности f''_x и f''_y пришлось производить путем поворота всей СПС группы. Для этого неплоские подвижности контуров $F''G''E$ и $KF''N''H''J''$ пришлось рассматривать вместе.

Аналогичным образом неплоские подвижности контуров $F'G'E$ и $KF'N'H'J'$ рассматриваем вместе.

В контуре $A'B'B''A''$ не оказалось подвижностей f'_y и f''_x, но есть заменяющее звено $B'B''$. Производим эту замену, так как линейная избыточная связь вреднее угловой. Придется пользоваться "несуществующей" угловой подвижностью. Получим $q''_x = 2$, а $q'_y = 0$.

Для контроля подсчитываем необходимое число замен: $3k - f' - q' + w' = 3 \cdot 8 - 8 - 0 + 2 = 18$, которое совпадает с результатом, полученным на рис. 5.3.

Вывод. Применение самоустанавливающейся конструкции позволяет избежать самого невыгодного вида нагружения рамы – скручивания, благодаря чему значительно облегчится рама и увеличится ее долговечность. Кроме того, увеличится и долговечность шин из-за более равномерной их нагрузки.

5.2. ТЕЛЕЖКА ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Величина $q - w$ – это то, что объективно и однозначно определяется по структурным формулам. Ею удобно пользоваться при использовании замещающих структурных блоков. Покажем это на примере задней тележки грузового автомобиля (рис. 5.4, привод не рассматриваем). Эту тележку можно исследовать по уточненным структурным формулам, но трудно задаться степенями свободы, которых, как мы покажем ниже, 19 (очень различных).

Здесь два вида структурных блоков. Первый (рис. 5.5) – два блока (*а* и *г*) между мостом и дорогой (см. рис. 5.7). Исследуя их обоими методами, для $q - w$ получим: – 1 + 0 – – 3 и 2 – 1 – 1. Это групповые подвижности (по Акулову): $f'_x = 1$ – продольное скольжение колес; $f'_z = 1$ – поперечное, $f''_y = 1$ – занос и $f''_z = 1$ – вращение моста, т.е. – 1 + + 0 – 1 и 0 – 1 – 1, передадутся в общее структурное исследование (конечно, в удвоенном виде).

При поконтурном методе групповые подвижности обозначаем буквами *а* и *б* в рамочках (рис. 5.5 и 5.6).

Контурные подвижности и избыточные связи (по Акулову) останутся в контурах. Это $f''_z = 2$ – местные подвижности, буксование обоих колес (обозначение ↑) и $q''_x = 2$ – избыточные связи (обозначение ↓). Они учитываются только при подсчете суммарного числа избыточных связей.

Второй вид (см. рис. 5.6) – это трехповодковое соеди-

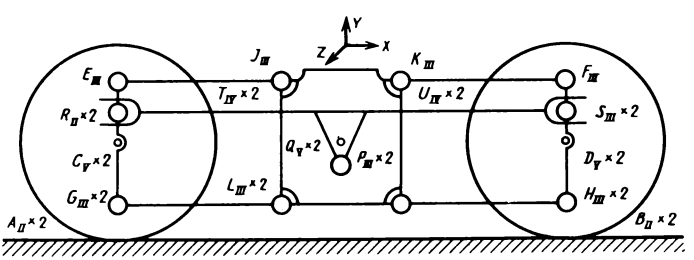


Рис. 5.4. Двухосная тележка грузовика КамАЗ

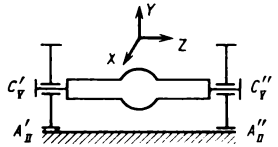
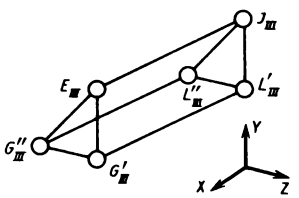


Рис. 5.5. Структурный блок заднего моста

$n=3$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=2$ -2 $p_{II}=2$ -8	0 −0 −2 −2 −0 −2	0 −0 −0 0 −2 −2
$k=1$ 6	1 +1 +1	1 +1 +1
$6k-f$ −4 $(A'C')$ $(A''C'')$ $A'A''$	−1 +1 −3 1	1 −1 −1
$q-w$ −4	−1 +0 −3	2 −1 −1
$A'C'C''A''$	a a $A'A''$ 0 $A'A''$ $C'C''$	a a 0 $A'A''$ $A'A''$
Групповые	−1 +0 −1	0 −1 −1
Контурные	0 +0 −2	2 +0 −0

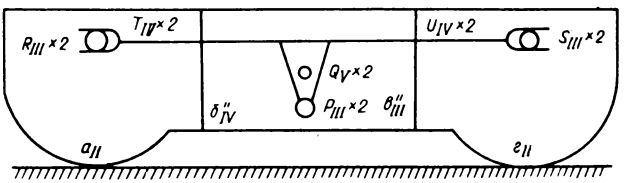


$n=4$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_{III}=6$ -8 $k=2$ 12	0 −0 −6 2 +2 +2	−6 −6 −0 2 +2 +2
$6k-f$ −6	2 +2 −4	−4 −4 +2
EJ $G'L'$ $G''L''$ $(E\ G')$ $(G'G'')$	3 1 1	3
$q-w$ −6	0 −1 +0	−4 +0 −1
$L'JEG'$	б 0 0 JL' EG'	б JL' EG' J E 0
$L'L''G''G'$	0 0 L'' G''	б L'' G'' $L''L'$ $G''G'$ 0
Групповые	0 −1 −0	−1 −0 −1
Контурные	0 −0 +0	−3 +0 −0

Рис. 5.6. Структурный блок трехпроводкового соединения

нение между мостом и кузовом. Этих соединений тоже два. Исследуя их обоими методами, для $q - w$ получим 0 − 1 + 0 и − 4 + 0 − 1.

Рассмотрим контурные подвижности $f''_x = 3$. Это вращения трех поводков $JEZ'G'$ и $Z''G''$ вокруг своих осей; местные останутся в блоке как найденные неизвестные. Групповые



$n=6$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$a=2$	−8	−2 −0 − 2	0 −2 −2
$б=2$	−6	0 −2 −0	−2 −0 −2
$p_V=2$	−2	0 −0 − 2	0 −0 −0
$p_{IV}=4$	−8	0 −4 −0	−4 −0 −0
$p'_{III}=2$	−6	0 −0 − 2	−2 −2 −0
$p''_{III}=4$	−12	−4 −0 − 4	0 −4 −0
$к=6$	36	6 +6 +6	6 +6 +6
$бк-f$	−6	0 −0 − 4	2 −2 +2
$q=w$	6	−1 −1 − 4	−1 −1 +(3−1)
$Q'\dot{p}'\dot{R}''Q''$		Q $p'p''$	$p'p''$ $p'p''$ Q
$\dot{a}\ б\ в\ \dot{г}$		$a\ г$ $б$ $a\ г$	$б$ $a\ г$ $a\ г$
$Q'\dot{T}'\dot{R}'б$		R' T' $Q''R''$	T' R' $б$
$Q''\dot{T}''\dot{R}''б$		R'' T'' $Q''R''$	T'' R'' Q
$Q'\dot{U}'\dot{S}'в$		S' $в\ U'$ S'	U' S' $в$
$Q''\dot{U}''\dot{S}''в$		S'' U'' S''	$в\ U''$ S'' Q
Контурные	−6	0 +0 − 4	(4−б) +0 +0
Всего	−12	−1 −1 − 8	(4−7) − 1 +(3−1)

Рис. 5.7. Тележка со структурными блоками

подвижности: $f''_x = 1$ – вращение звена $EG'G'$; $f'_y = 1$ – вертикальное колебание и $f'_z = 1$ – занос, которые передадутся в общее исследование, а всего передается 0 – 1 – 0 и – 1 – 0 – 1.

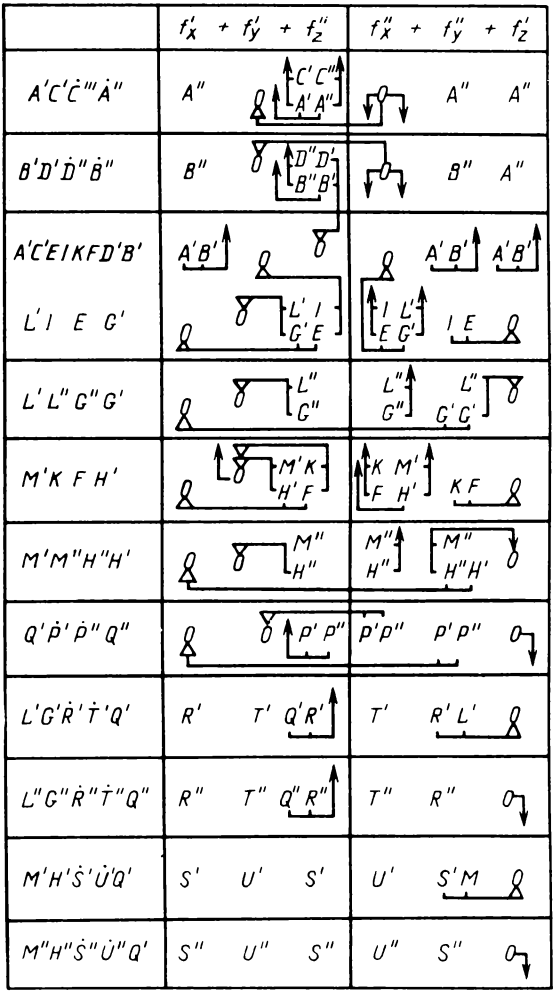
Подставляя эти замены, получим значительно более простой механизм (рис. 5.7). Произведя исследование обоими методами, для $q - w$ получим: – 1 – 1 – 4 и – 1 – 1 + (3 – – 1). К ним надо прибавить оставшиеся в блоках 0 – 0 – 4 и (4 – 6) + 0 + 0. Окончательно получим: – 1 – 1 – 8 и (4 – 7) – 1 + (3 – 1).

Избыточные связи: $f''_x = 4$ – неравномерная нагрузка восьми колес и $q'_z = 3$ – натяги в поперечном направлении у четырех рессор.

Избыточные связи $q''_x = 4$ воспринимаются пневматическими

$n = 20$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$	
$p_V = 6 - 6$	0 – 0 – 6	0 – 0 – 0	Свободные подвижности
$p'_{III} = 14 - 42$	0 – 0 – 14	– 14 – 14 – 0	
$p''_{III} = 4 - 12$	– 4 – 0 – 4	0 – 4 – 0	
$p_{II} = 4 - 16$	– 4 – 0 – 4	0 – 4 – 4	
$k = 12$ 72	12 + 12 + 12	12 + 12 + 8	
$6k - f$ | – 4	4 + 12 + 16	– 2 + 10 + 8	
$q - w - 4$	– 1 + 3 – 8 – 1 + 3 – 8	1 – 1 + 2 (8 – 7) – 1 + (3 – 1)	
$p_{IV} = 4 - 8$	0 – 4 – 0	– 4 – 0 – 0	Упругие
Итого: – 12	– 1 – 1 – 8	(4 – 7) – 1 + (3 – 1)	

Р и с. 5.8. Исследование структуры по уточненным формулам



Р и с. 5.9. Исследование структуры поконтурным методом

шинами и потому не страшны; $q'_z = 3$ легко устранить введением надлежащих зазоров. Гораздо опаснее скручивание рессор $f''_x = 4$, так как оно будет передаваться на коренной лист, в результате многолистовая рессора быстро разрушится.

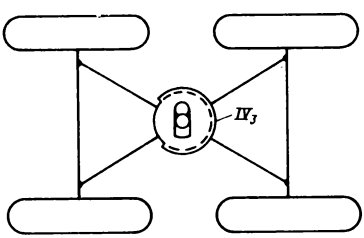
Для карьерных самосвалов при больших неровностях дороги такая конструкция вообще не пригодна.

Структуру рассмотренного механизма можно исследовать и целиком. По уточненным формулам (рис. 5.8) это легко получается. Даже удалось отдельно исследовать упругие подвижности, создаваемые рессорами (предпоследняя строчка). Обнаружилось $q'_y = 3$, которые компенсируются деформациями рессор. Гораздо труднее это получается при исследовании поконтурным методом (рис. 5.9), так как в механизме 12 контуров (распределение подвижностей).

5.2. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА КОЛЕСНЫХ ТЯГАЧЕЙ

В механизмах поворота колесных тягачей с приводом на все четыре колеса встречается конструкция с сочленением в центре машины. Она проще распространенной в автомобилях конструкции с раздельным поворотом управляемых колес, соединенных рулевой трапецией. Это особенно важно, когда управляемые колеса являются и ведущими, так как, кроме того, упрощается и привод. Однако главное преимущество центрального сочленения в том, что в нем легко достигнуть самоустанавливаемости (т.е. отсутствия скручивания рамы при неровностях пути) и равномерной нагрузки колес.

В сочленении должны быть две угловые подвижности: вокруг вертикальной оси для поворота и вокруг продольной для самоустанавливаемости. Теоретически это возможно введени-



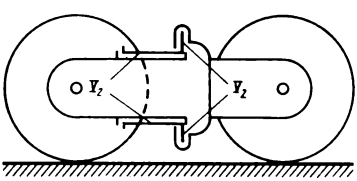
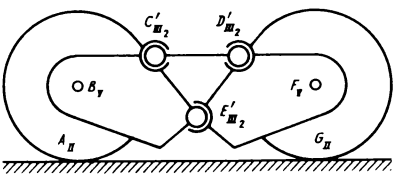


Рис. 5.10. Теоретическая схема, не пригодная вследствие быстрого изнашивания

Рис. 5.11. Применяемая схема с последовательным соединением кинематических пар

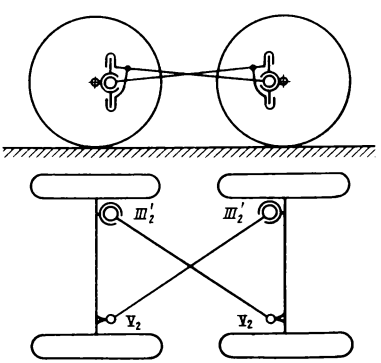


$n=5$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=2$ $p_{III}=3$ $p_{II}=2$	−2 −9 −8	0 −0 −2 0 −0 −3 −2 −0 −2	0 −0 −0 −3 −3 −0 −0 −2 −2
k 2	12	2 +2 +2	2 +2 +2
(AG) CD (DE)	−7	0 +2 −5 2 1	−1. −3 +0 1
$q-w=-7$		−1 +0 −2	−1 −2 −1
$\dot{A}\dot{B}\dot{E}\dot{F}\dot{G}$		A G 0 BF AG	E A G A G
$\dot{C}\dot{D}\dot{E}$		0 0 C D E	CD CD E 0

Р и с. 5.12. Рекомендуемая схема с параллельным соединением кинематических пар

ем одной кинематической пары IV_3 – шаровой со штифтом (рис. 5.10). Поворот в ней будет достигаться вращением вокруг штифта, а самоустанавливаемость – движением штифта в пазу. Практически такая пара вследствие быстрого износа и малой нагрузочной способности совершенно неработоспособна и ее приходится заменять соединением из нескольких пар – последовательным (рис. 5.11) или параллельным (рис. 5.12).

При последовательном соединении, примененном в тракторе К-701 (см. рис. 5.11) складываются подвижности двух



Р и с. 5.13. Возможная схема механизма поворота

вращательных пар V_2, однако каждая передает полный момент сочленения, что невыгодно.

Вертикальная пара хорошо выполняется конструктивно из двух широко расставленных подшипников. Кинематическая пара с подвижностью вокруг продольной оси получается очень большого диаметра и с малым расстоянием между подшипниками, самоустанавливаемости мешает большое трение.

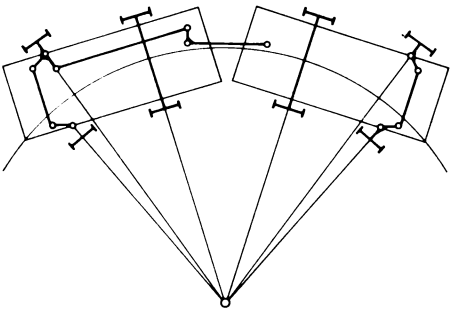
При параллельном соединении (см. рис. 5.12) складываются условия связи и нагрузка распределяется между парами, что их существенно облегчает. Требуется 6 – 2 = 4 условий связи.

Три условия связи дает сферическая пара E_{III}. Чтобы получить еще одно условие связи, надо применить поводок первого класса (односвязный) из двух сферических пар C_{III} и D_{III}. Структурная таблица показана справа на рис. 5.12. Избыточные связи отсутствуют. Подвижностей семь. Это: движение (юз) $f'_x = 1$; буксование $f''_z = 2$; вращение поводка CD (местное) $f''_x = 1$; занос $f'_z = 1$; поворот руля и скольжение вокруг вертикальной оси $f''_y = 2$.

Еще один путь конструирования механизмов поворота – это применение поводков второго класса (двухсвязных) (рис. 5.13) с парами III'_2 и V_2. Однако этот путь менее выгоден, чем применение механизма поворота, показанного на рис. 5.12, из-за пересечения поводков в центре машины, вследствие чего поводки выполняют изогнутыми. Применить здесь пары второго или первого класса нельзя, так как в результате линейчатого или точечного контакта их несущая способность невелика.

5.4. ДВУХСЕКЦИОННЫЙ ТРОЛЛЕЙБУС

В больших городах для увеличения провозной способности начали применять сочлененные троллейбусы из двух машин. Для этого сцепляют два двухосных троллейбуса, причем рулевое управление задней машины управляется от сцепки. Такой агрегат может развернуться только на очень широкой

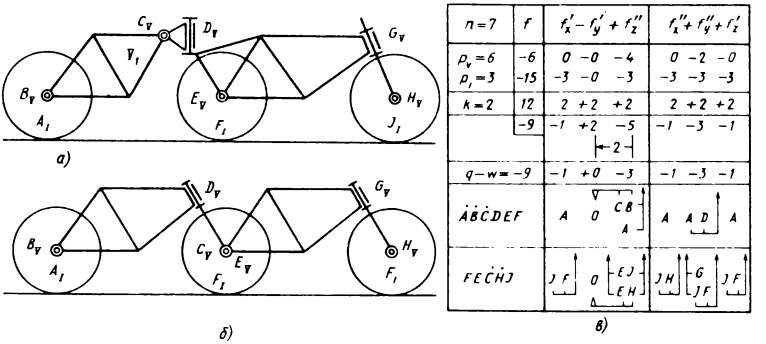


Р и с. 5.14. Сочлененный троллейбус, обеспечивающий минимальный радиус поворота

улице – велик занос и большой минимальный радиус поворота. Чтобы устранить этот недостаток, надо задний троллейбус развернуть на 180° (рис. 5.14). Тогда ведущие колеса станут передними, а управляемые колеса – задними. Управляться они будут от сцепки аналогично автобусу "Икарус". Потребуется еще перенести двери на другую сторону и, конечно, развернуть сиденья также на 180°. Эти переделки не затронут ходовой части.

5.5. ВЕЛОСИПЕД ТАНДЕМ

Такой велосипед может быть полезен для семейных поездок, а также в случае, когда один из ездоков имеет неполноценное зрение. Эти случаи очень редки, поэтому организовывать их массовое производство нецелесообразно. Интересным является предложение Майорова ("Техника молодежи", 1982, № 11, с. 44) изготовлять тандем из двух обыкновенных велосипедов (рис. 5.15, *а*). Благодаря наличию трех колес он лучше приспособляется к неровностям дороги. На крутых поворотах шарнир D_V придает ему устойчивость и позволяет проезжать их с очень малой скоростью. Изготовление такого велосипеда требует выполнения сварочных работ, что не всем доступно в домашних условиях, использованные велосипеды уже не могут быть использованы отдельно.



$n=7$	f	$f'_x - f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_v=6$ $p_1=3$	-6 -15	$0\ -0\ -4$ $-3\ -0\ -3$	$0\ -2\ -0$ $-3\ -3\ -3$
$k=2$	12	$2\ +2\ +2$	$2\ +2\ +2$
	-9	$-1\ +2\ -5$ $\vdash 2 \dashv$	$-1\ -3\ -1$
$q-w=-9$		$-1\ +0\ -3$	$-1\ -3\ -1$
$\dot{A}\dot{B}\dot{C}DEF$		$A\ 0\ \overset{C}{\overset{B}{A}}$	$A\ \underbrace{A\ D}\ A$
$F\dot{E}\dot{C}\dot{H}J$		$J\ F\ 0\ \overset{E}{\overset{J}{E}}\ \overset{H}{\overset{J}{H}}$	$J\ H\ \overset{G}{\overset{J}{F}}\ J\ F$

Рис. 5.15. Велосипед тандем:
а **— схема Майорова;** ***б*** **— схема, осуществимая в домашних условиях;** ***в*** **— структурная таблица**

Избежать этих недостатков и при этом еще и сильно упростить конструкцию очень легко (рис. 5.15, *б*). Для этого вместо шарнира C_V следует использовать заднюю ось переднего велосипеда, а вместо вертикального шарнира D_V — рулевое устройство заднего.

Тогда переделку можно выполнить даже в домашних условиях и так же быстро из тандема можно получить два обычных велосипеда.

Обе схемы имеют одинаковые подвижности, исследование которых уточненными формулами и поконтурным методом дано на рис. 5.15, *в*. Избыточных связей нет.

5.6. СТОПОРЕНИЕ И САМОРАЗВИНЧИВАНИЕ ГАЕК

Стопорение может быть на винт или на корпус. Стопорение гаек на винт можно осуществить контргайкой, шплинтом, штифтом или мелкой нарезкой и т.д. Стопорение на корпус можно делать удерживающей накладкой, стопорной шайбой, пружинной шайбой (гровера), конической опорной поверхностью и т.д. Винт может иметь головку (болт), обычно не застопоренную. Винт может иметь другой конец с нарезкой (шпилька), завернутой в корпусную деталь. Стопорение их в этих случаях в корне различается.

Стопорение гайки болта можно делать только на винт. В этом случае болт с застопоренной головкой может повернуться, но только вместе с гайкой, и плотность соединения сохранится. Если же гайка застопорена на корпус, то болт вывернется из гайки с соответствующими последствиями. Поэтому гайку болта можно стопорить только на винт или можно стопорить головку болта.

Самые тяжелые аварии в дизелях происходили из-за обрыва шатунных болтов. Очевидно, что там были гайки Пенна и незастопоренные головки болтов, вследствие чего болт начинал вывертываться из гайки Пенна. Заметить ослабление было невозможно, так как обычно выполняется проверка гайки, а она была застопорена и, следовательно, поворота не давала. Ослабление вызывало стук, усталостные напряжения в болтах, что приводило в итоге к аварии дизеля.

Стопорение гайки шпильки можно делать только на корпус. В этом случае если шпилька и повернется, несмотря на трение в двух винтовых резьбах, плотность соединения сохранится. Если гайка застопорена на винт, то шпилька вместе с гайкой может вывернуться на корпусной резьбе (которая не стопорится), и соединение ослабнет. К сожалению, такая конструкция все-таки встречается. Поэтому гайку шпильки можно стопорить только на корпус.

Хорошо стопорит мелкая резьба. Ее применяют в велосипедах даже с плоской опорной поверхностью гайки. Оправдала себя такая резьба и для очень ответственного случая – для передней оси велосипеда. Там отвинчивание гайки (при разрезной вилке) вызовет выскакивание переднего колеса. Автору известен смертельный случай при такой аварии.

В автомобилях гайки, крепящие съемное колесо, стопорятся мелкой резьбой и конической опорной поверхностью. Они работают надежно и никаго дополнительного стопорения не требуют. Такую конструкцию следует применять и в сельскохозяйственных машинах (где скорости гораздо ниже) для обеспечения быстроразъемного соединения.

Гайки разъемных соединений склонны к самоотвинчиванию. Рассмотрим это на примере крепления маховичка вентиля. Маховичок ставится на квадратный конец шпинделя, точность которого невелика, и притягивается гайкой. Поэтому в соединении остается угловая подвижность, хотя и небольшая.

Передаваемый момент (для устранения течи) довольно значительный, часть его трением передается гайке с переменным направлением.

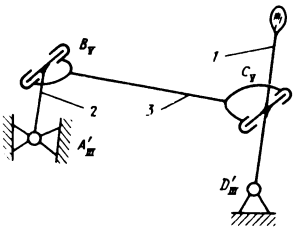
Момент завинчивания $M = Qr\ \mathrm{tg}(\delta + \varphi_п)$ больше момента отвинчивания $M = Qr\ \mathrm{tg}(\delta - \varphi_п)$, поэтому гайка начинает отвинчиваться и необходимо ее надежное стопорение.

Рассмотрим болтовое соединение большого зубчатого колеса со ступицей (корпусом дифференциала). При работе гайка описывает поступательное (т.е. без поворота) движение по окружности диаметра, равного зазору болта. Плоскость гайки вследствие допусков не перпендикулярна к оси болта, поэтому нагрузка передается эксцентрично. Этот эксцентриситет и вызывает момент, поворачивающий гайку. Избежать этого (правда, частично) можно, если расположение зубчатого колеса взять такое, чтобы этот момент завинчивал гайку хотя бы для хода вперед. Для этого зубчатое колесо надо располагать справа от ступицы. Самым надежным является замена болтов заклепками, как это делается в автомобилях БелАЗ и МАЗ.

5.7. МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Переключение передач производится рычагом, вращающимся на шаровой паре, расположенной над коробкой передач. При повороте рычага вокруг продольной оси его конец движется в поперечных пазах ползунов, т.е. меняет их. При повороте вокруг поперечной оси рычаг передвигает ползун и этим включает соответствующую передачу. Обычно рычаг поворачивается водителем, но бывают конструкции, где коробка передач расположена далеко от него. В этом случае приходится рычаг выполнять изогнутым, что перегружает шарниры и снижает жесткость конструкции в целом. Водитель может не почувствовать включения коробки передач, поэтому удаление коробки от водителя может быть только небольшим.

На рис. 5.16 показан четырехшарнирный механизм для передачи от управляющего рычага водителя *CD* к рычагу коробки *AB*. Для переключения передач (поворота вокруг попереч-



$n=3$	r	$r'_x+r'_y+r''_z$	$r''_x+r''_y+r''_z$
$p_V=2$ $p_{III}=2$	-2 -6	$0\ -0\ -2$ $0\ -0\ -2$	$0\ -0\ -0$ $-2\ -2\ -0$
$k=1$	6	$1\ +1\ +1$	$1\ +1\ +1$
	-2	$1\ +1\ -3$	$-1\ -1\ +1$
$q-w=-2$		$0\ -0\ -1$	$-1\ -0\ -0$
$A\ B\ C\ D$			

Р и с. 5.16. Механизм для управления автомобильной коробкой передач

ной оси) используется двухкривошипный механизм ***ABCD***. Для выбора ползуна (поворота вокруг продольной оси) весь механизм ***ABCD*** поворачивается вокруг оси ***AD***, поэтому пары ***A*** и ***D*** должны быть шаровыми класса ***III***, а пары ***B*** и ***C***, передающие момент вокруг продольной оси, – вращательными класса ***V***. Длина шатуна ***BC*** может быть значительной и не ограничивает конструктора при конструировании шасси. Этот механизм не имеет избыточных связей, что подтверждается структурным исследованием, приведенным в таблице (см. рис. 5.16).

Глава 6. САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТЬ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

6.1. БАЛОЧНЫЕ МОСТЫ И ПЕРЕКРЫТИЯ

Рассмотрим трехопорную систему, статически неопределимую (рис. 6.1, *а*) и статически определимую (рис. 6.1, *б*). При неодинаковой осадке опор (а это неизбежно) рама, показанная на рис. 6.1, *а*, деформируется и дает трещины, что и выводит ее из строя через 20 – 25 лет. В статически определимой системе, изображенной на рис. 6.1, *б*, балки перекрытия просто немного поворачиваются, что на долговечность конструкции совершенно не влияет. Кроме того, статически определимую систему легко изготовлять из сборного железобетона, детали которого можно изготовлять в заводских условиях, что гораздо дешевле.

В арочных перекрытиях, если арки соседних пролетов выполнены в виде цельной рамы (рис. 6.1, *в*), при неодинаковой осадке опор наступает ее преждевременное разрушение. Здесь идет речь о плоской статической определимости. Неплоская статическая определимость не опасна, и можно опирать ферму на четыре башмака, а не на три, так как на практике быки моста не могут настолько наклониться, чтобы это сильно увеличило напряжение материала фермы.

Статически определимую систему сравним с неопределимой на примере балки на двух опорах с равномерной нагрузкой:

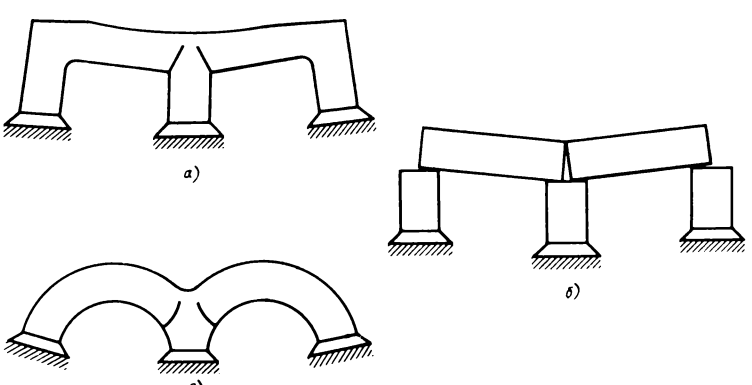
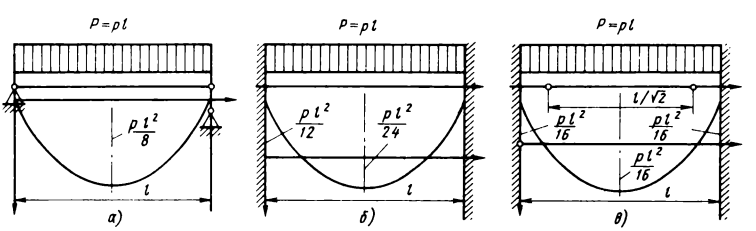


Рис. 6.1. **Трехопорные системы**

свободно лежащей (рис. 6.2, *а*) с изгибающим моментом $M = \frac{pl^2}{8}$ с защемленными опорами (рис.6.2, *б*) с моментами по концам $\frac{pl^2}{12}$ и в середине $\frac{pl^2}{24}$. Из диаграмм изгибающих моментов (см. рис. 6.2) видно, что вторая схема выгоднее. С этим нельзя согласиться, так как эта схема нагружает опоры моментами и соответственно их утяжеляет и удорожает. Сравнивать надо системы в одинаковых условиях, т.е. передающие моменты на опоры. Для этого балку, показанную на рис. 6.2, *б*, следует выполнять на шарнирах. Если расстояние между ними взять $l/\sqrt{2}$ (рис. 6.2, *в*), то изгибающие моменты выровняются и будут равны $pl^2/16$, т.е. на одну треть меньше, следовательно, статически определимая система выгоднее. Момент, нагружающий опору, тоже равен $pl^2/16$, т.е. тоже на одну треть меньше.

Но главная выгода получается при неодинаковой осадке опор (а это неизбежно). У статически неопределимой системы распределение нагрузок нарушается и напряжения возрастают, что сокращает ее срок службы (см. рис. 6.1). Статически определимые перекрытия не разрушаются при деформациях опор. Это очень важно в сейсмических районах, что подтвердилось при землятресении в Армении. Там статически определимые мосты все выстояли, а статически неопределимые разрушились.

В журнале "Техника молодежи" (№ 9, 1984 г.) помещена статья К. Шишова "Живучесть промышленных зданий". В этой



Р и с. 6.2. Сравнение статически определимых и неопределимых балок

статье собран очень ценный материал по долговечности перекрытий в зависимости от их конструкции. На графике, приведенном на с. 26, показаны проценты замены металла каркаса при эксплуатации различных конструкций в зависимости от срока их службы. За 20 лет это составляет 8 % для хороших конструкций и до 80 % – для плохих. Причину этого К. Шишов объясняет влиянием крановой эстакады.

Главную же причину плохой работы перекрытий следует объяснять их статической неопределимостью. При неодинаковой осадке опор статически определимая ферма, расположенная на двух опорах, просто поворачивается, не испытывая при этом никаких дополнительных нагрузок (самоустанавливается).

Крановая эстакада на работу статически определимого перекрытия отрицательного влияния оказывать не может, так как перекрытие при этом будет самоустанавливаться, что для него безвредно. Мостовые краны надо конструировать так, чтобы они могли работать на колее переменной ширины, как это делается на Александрийском заводе, где за счет устранения подреза гребней колес получено увеличение их долговечности во много раз (конструкция разработана Г. П. Поповым).

Статически определимые конструкции К. Шишов называет гибкими. С этим нельзя согласиться, так как гибкими принято называть конструкции или с малой жесткостью, или работающие за счет деформации их звеньев.

В последнее время получили распространение статически неопределимые мосты, которые долговечными быть не могут. Пример этого приведен в газете "Правда" от 21 ноября 1984 г. в статье "В связке три моста", где описывается разрушение статически неопределимого моста в г. Москве. Для восстановления мостового перехода придется построить три моста – два временных и один постоянный, т.е. всего четыре моста вместо одного.

В противоположность этому статически определимый мост в г. Хабаровске (по проекту Л. Д. Проскурякова и Г. И. Передерий), построенный в 1916 г., не вызывает никаких опасений (см. Н. Кудряшов "Мосты над Амуром". "Наука и жизнь". 1984, № 12). Как же сегодня чувствует себя старый мост? Ответ специалистов был таков: "Несмотря на

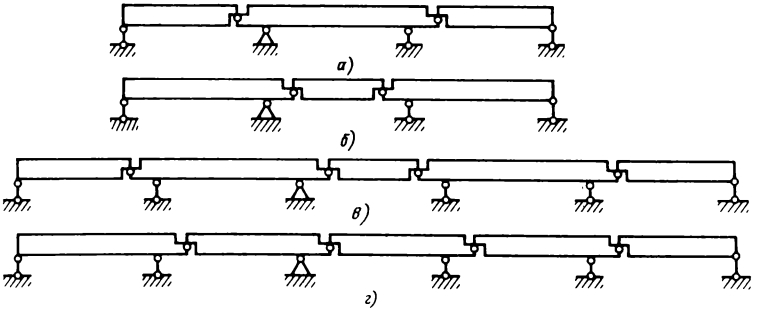


Рис. 6.3. **Мосты Гербера**

то, что нагрузки на переходах от поездов значительно возросли, все основные элементы сооружения остаются надежными и обеспечивающими беспрепятственный пропуск составов, в металлических конструкциях не обнаруживается усталостных явлений".

Можно подумать, что долговечность моста в г. Хабаровске объясняется низкими напряжениями в его металлоконструкциях. Но в том-то и дело, что в статически определимых мостах сохраняются расчетные напряжения. В статически неопределимых мостах за счет неизбежных усадок напряжения растут, что и ведет к усталостным явлениям.

Целесообразно преимущества статически определимой схемы (см. рис. 6.2, *в*) использовать в многопролетных перекрытиях (рис. 6.3). В схеме моста Гербера в многопролетной балке поставлены шарниры в тех точках, где кривая из-

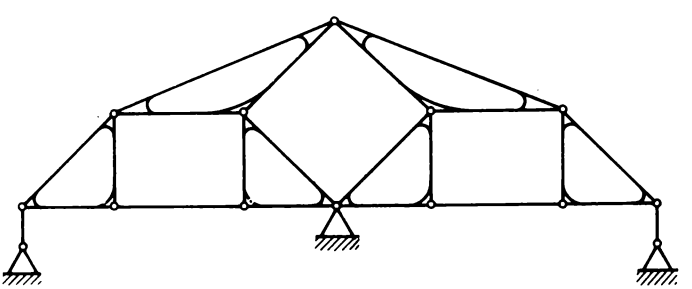
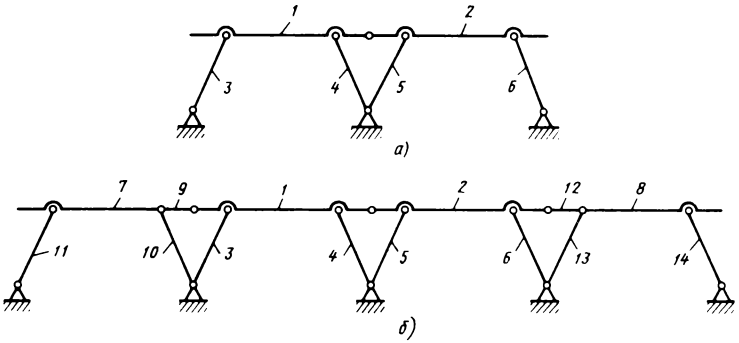


Рис. 6.4. **Двухпролетное перекрытие Ланглера**



Р и с. 6.5. Статически определимые мостовые перекрытия

гибающих моментов проходит через нуль. При неодинаковых осадках быков это устраняет вредные напряжения. Здесь изгибающие моменты те же, что и в схеме, показанной на рис. 6.2, *в*, т.е. $pl^2/16$. По сравнению с наиболее распространенной схемой, показанной на рис. 6.2, *а*, эти моменты вдвое меньше. При этом и расход металла соответственно меньше, что для мостов имеет огромное значение.

Для изготовления двухпролетного моста используют также статически определимую ферму Ланглера (рис. 6.4), для которой неодинаковая осадка опор не опасна.

Статически определимые фермы легко получить из плоских групп нулевой подвижности четырех- и трехповодковых. Из четырехповодковой группы (рис. 6.5, *а*), состоящей из двух базовых звеньев *1* и *2* и поводков *3* – *6*, легко получить двухпролетную ферму. Надо только к средней опоре присоединить два поводка (*4* и *5*), а к крайним – по одному (соответственно *3* и *6*). При большем числе поводков к средним опорам надо присоединить по два поводка, а к крайним – по одному.

При числе пролетов больше двух для каждого нового пролета присоединяется трехповодковая группа. На рис. 6.5, *б* для четырех пролетов взята четырехповодковая группа с базовыми звеньями *1* и *2* и поводками *3* – *6*. Трехповодковые группы состоят из базовых звеньев *7* и *8* и поводков: в одной группе *9* – *11*, а в другой *12* – *14*. Ферму для любого числа пролетов легко получить, добавляя по одной трехповодковой группе на каждый новый пролет.

6.2. САМОМОНТИРУЮЩАЯСЯ МОСТОВАЯ ФЕРМА

Постройка фермы раньше велась "на подмостях". Для этого весь пролет заполнялся шпальным настилом, на котором и монтировалась ферма. Недостаток – огромный расход лесоматериала.

Другой известный способ – навесной. Сборка фермы начинается с берега, у которого закрепляется ее конец. Дальше она наращивается, располагаясь консольно до ближайшего быка. По верхнему поясу перемещается поворотный кран, с помощью которого и ведется сборка. Для этого верхний пояс должен быть прямым, горизонтальным, а ферма при этом получается постоянной высоты. Это невыгодно, так как в середине, где изгибающий момент наибольший, желательна наибольшая высота фермы. По концам, где изгибающий момент равен нулю, высота фермы также может быть равна нулю. У фермы постоянной высоты получается невыгодное использование материала. Ферма, свободная от этих недостатков, показана на рис 6.6. Она состоит из двух частей. Нижней – с параллельными поясами (показана тонкой линией) и верхней – выпуклой (показана жирной линией).

Нижняя часть фермы монтируется навесным способом и по ее верхнему поясу перемещается поворотный кран. Когда сборка фермы будет окончена и ферма обопрется обоими концами, на ней начнется сборка верхней фермы с помощью того же крана. Преимущества: сборка навесным способом и выпуклая форма фермы.

Правда, ферма является статически неопределимой, но эта неопределимость внутренняя, т.е. при неодинаковой осадке быков она не получает повышения напряжений изгиба, и, следовательно, ферма будет очень долговечной. Можно разработать такую схему, чтобы раскосы верхней фермы сос-

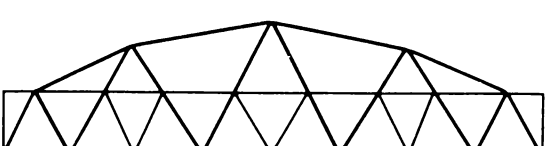


Рис. 6.6. Самомонтирующаяся мостовая ферма

тавляли продолжение раскосов нижней. Тогда она будет работать как единая ферма, но большой высоты, что очень выгодно. Единая ферма показана на рис. 6.6 жирной линией.

6.3. АРОЧНЫЕ МОСТЫ

Первые арочные мосты выполнялись с арками без шарниров с заделанными пятами (рис. 6.7, *а*). На плоской схеме такая арка имеет три избыточных связи. Для их уменьшения стали применять двухшарнирные арки (рис. 6.7, *б*) с шарнирами в пятах. Осталась одна избыточная связь. Полностью устранены избыточные связи в трехшарнирной арке (рис. 6.7, *в*), у которой третий шарнир поставлен в замке арки.

Недостатком арочных мостов является горизонтальный распор, увеличивающий нагрузку на фундамент. Ставить по низу горизонтальную стяжку невыгодно, так как это уменьшает габарит судового хода. Поэтому появилась конструкция (рис. 6.7, *г*) из двух полуарок (бетонных) со стяжкой поверху (из стальных стержней). Из таких элементов составляются многопролетные арочные мосты. На рис. 6.7, *д* показан четырехпролетный мост, у которого два средних пролета в 2 раза длиннее крайних.

Из таких же бетонных элементов можно собрать мост и для большего числа пролетов (рис. 6.7, *е*). Для этого в четных пролетах элементы соединяются шарнирами, а в нечетных – короткими балочками с шарниром и тепловым швом.

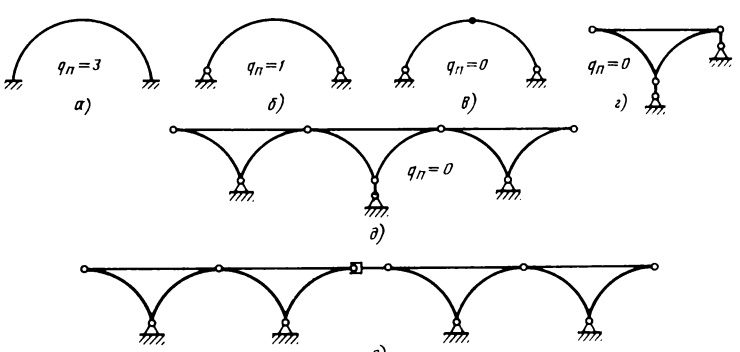


Рис. 6.7. Арочные мосты

6.4. ВИСЯЧИЕ МОСТЫ

В висячих мостах элементы пролетного строения работают на растяжение, поэтому имеют очень малый вес. Элементами, работающими на сжатие, которые должны рассчитываться на предельную устойчивость и потому получаются очень тяжелыми, являются только пилоны. Их вес не нагружает пролетное строение и не влияет на расчетные изгибающие моменты. Поэтому пролетное строение получается очень легким и висячие мосты могут строиться для очень больших пролетов. К преимуществам висячих мостов относится также удобство монтажа (подвешивание элементов проезжей части к уже натянутым канатам). Для упрощения в дальнейшем будем рассматривать только один пролет моста, пользуясь плоской схемой.

Висячие мосты применяются двух типов: с прямыми канатами, расходящимися веером от места закрепления их на пилоне (рис. 6.8) и с цепными канатами, протянутыми от одного пилона к другому по веревочному многоугольнику, близкому к цепной линии; цепные или кабельные мосты. При прямых канатах и прямолинейной проезжей части, выполненной в виде жесткой балки (см. рис. 6.8, *а*), как показывает расчет по структурной формуле, число избыточных связей равно числу канатов. Это привело к тому, что многие мосты, построенные по этой схеме, оказались неработоспособными и их пришлось переделать (например, мост Франца Иосифа через р. Молдавну в г. Праге, мост Альберта через р. Темзу в г. Лондоне). Устранить избыточные связи можно

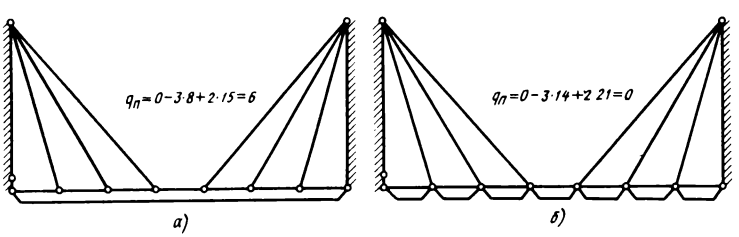


Рис. 6.8. Висячие мосты:
а **— неправильная схема с шестью избыточными связями;** ***б*** **— правильная**

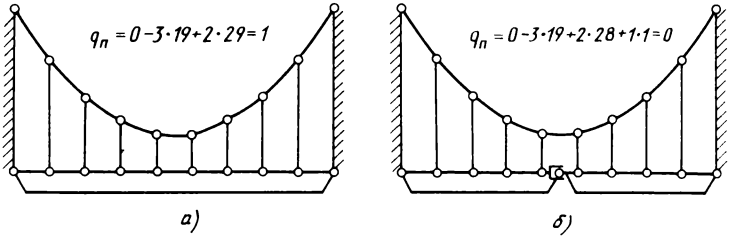


Рис. 6.9. Цепные мосты

устройством шарниров в балке проезжей части (см. рис. 6.8, *б*). Здесь каждый шарнир устраняет одну избыточную связь, поэтому их число должно равняться числу канатов. К сожалению, при этом теряется жесткость проезжей части моста.

При правильном исполнении такой шарнир, который должен быть рассчитан на очень малый угол поворота, не будет мешать езде (это не тепловой шов). Кроме того, применение шарниров уменьшит расчетные моменты балки проезжей части, что в свою очередь уменьшит ее вес. Особенно интересна такая схема для пешеходных мостов, где невозможно нижний пояс сделать жестким.

В висячих мостах цепного типа в случае жесткой балки проезжей части (рис. 6.9, *а*) получается одна избыточная связь – распределение нагрузки между висячей системой и балкой статически неопределимо. Для устранения избыточной связи балку проезжей части выполняют из двух частей, соединенных шарниром, дающим угловую и линейную подвижность (как тепловой шов) (рис. 6.9, *б*). Недостаток этой схемы: при тепловых деформациях несущего каната его изгиб происходит в одном шарнире – над шарниром балки, что может привести к усталостным явлениям. Если применить четное число тяг, поддерживающих проезжую часть, изгиб распределится между двумя шарнирами (см. рис. 6.9, *б*). Можно идти

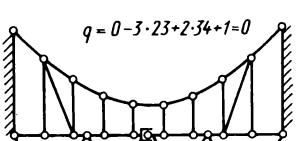


Рис. 6.10. Цепной мост без избыточных связей

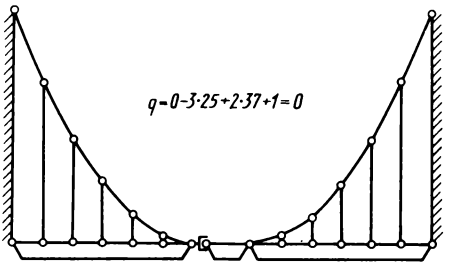


Рис. 6.11. Висячий мост без избыточных связей

дальше, распределив изгиб на шесть точек, в которых прикрепляются подвески (рис. 6.10). Для этого к балке жесткости надо добавить еще два шарнира, а возникающие подвижности устранить двумя косыми подвесками.

Совсем избежать изгиба цепного каната можно, если один его конец присоединить к балке жесткости (рис. 6.11). Балку необходимо разрезать и соединить короткой балочкой на шарнирах, один из которых выполнить с продольной подвижностью (для теплового расширения). На этом рисунке так же, как и на предыдущих, показан один пролет моста. В действительности висячие мосты бывают многопролетными и потому большая изгибающая нагрузка на пилон исключается.

6.5. МНОГОПРОЛЕТНЫЕ ПЕРЕКРЫТИЯ БОЛЬШИХ ЦЕХОВ

Цеховые перекрытия целесообразно делать статически определимыми, так как статически определимые строительные конструкции, простоявшие 100 лет, стоят и поныне, статически неопределимые разрушались уже через 20 – 25 лет.

Для этого требуются многопролетные статически определимые фермы. Такие фермы для двух – пяти пролетов описаны ниже. Сначала выведем две формулы, полезные для структурного исследования таких ферм.

Для плоских схем механизмов известны формулы Малышева

$$q_п = w_п - 3n + 2p_н + p_в$$

и Озола

$$q_п = w_п + 3k - p_н - 2p_в .$$

Для статически определимых ферм $q_п = w_п = p_в = 0$.

Имеем $0 = 3n + 2p_н$, откуда $p_н = \frac{3}{2}n$, и $0 = 3k - p_н$, откуда $p_н = 3k$.

Приравнивая значения $p_н$, получим $3k = \frac{3}{2}n$, откуда $n = 2k$.

Итак число кинематических пар равно тройному числу контуров, а число подвижных звеньев – двойному числу контуров.

К сожалению, эти зависимости выведены из структурных формул, которые дают разность $q_п - w_п$, но не дают значений $q_п$ и $w_п$ в отдельности. Поэтому выведенные формулы являются обязательными, но не достаточными.

При расчете ферм эти зависимости пригодны как для проектирования, так и для контроля вычислений. При этом в каждом контуре одно звено должно идти по оси координат, а другое – перпендикулярно к нему или близко к этому.

Этими формулами будем пользоваться для наиболее простых случаев. Для более сложных проведем полное структурное исследование.

Двухпролетную ферму можно получить из четырехповодковой группы нулевой подвижности (рис. 6.12) аналогично мостовой ферме (см. рис. 6.5, *а*). В ней также два базовых звена *1* и *2* и четыре поводка *3* – *6*.

Другую схему (рис. 6.13) можно получить комбинацией треугольных контуров $A'C'_1B'$ и $A''C''_1B''$ и четырехугольного $B'C'_2DC''_2B''$. Структурное исследование для плоской схемы по-

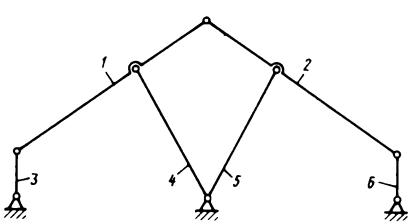


Рис. 6.12. Двухпролетное перекрытие, образованное из четырехповодковой группы

казано в нижней части рис. 6.13. Пространственное исследование не проводилось, так как ферма плоская.

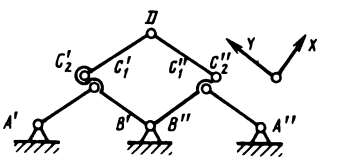
Оси координат взяты наклонно параллельно стропилам. Сравним эти схемы. На рис. 6.13 стропила $A'C'_1$, C'_2D_1 и т.д. вдвое короче, чем стропила *1* и *2*, показанные на рис. 6.12.

При равномерной нагрузке (снег) изгибающий момент пропорционален квадрату длины, поэтому на рис. 6.13 он будет в 4 раза меньше. Соответственно меньше вес и расход материала. Вес влияет на монтаж, а расход металла – на стоимость.

Отметим, что на схемах 6.12 и 6.13 получилось одинаковое число звеньев $n = 6$, кинематических пар $p_н = 9$ и контуров $k = 3$.

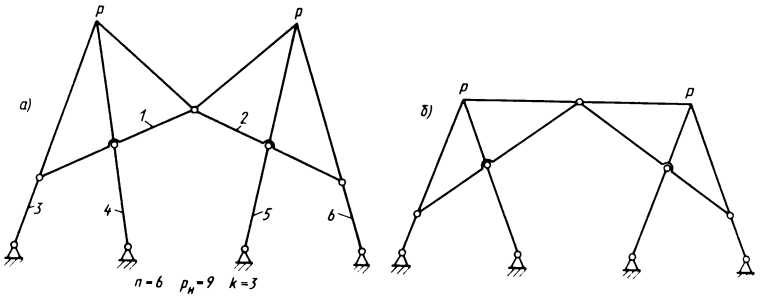
Трехпролетную ферму можно также получить двумя путями.

1. На рис. 6.14, *а* – из четырехповодковой группы нулевой подвижности только поводки *4* и *5* надо ставить не на одну колонну, а на разные, расположенные по разным сторонам среднего пролета. Необходимо правильно выбрать напра-



$n = 6$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$
$p_н = 9$	-9	$0 - 0 - 9$
$k = 3$	9	$3 + 3 + 3$
0 $A'C'_1C'_2D_1B''C''_1$ $B'C'_1C''_2DA''C''_1$		$3 + 3 - 6$
$q_п - w_п = 0$		$0 + 0 + 0$
$A'C'B'_1$		$0 \quad 0$
$A''C''B''_1$		$0 \quad 0$
$B'C'_2DC''_2B''$		$0 \quad 0$

Рис. 6.13. Двухпролетное перекрытие, составленное из трех двухповодковых групп



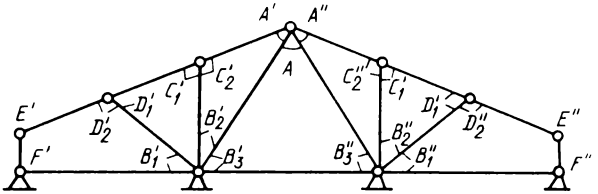
Р и с. 6.14. Трехпролетное перекрытие, составленное из четырехповодковой группы:
а **— правильная конструкция;** ***б*** **— неработоспособная с вредной подвижностью**

вление поводков. Нельзя допустить, чтобы точки их пересечения ***P*** (центры мгновенного вращения базовых звеньев ***1*** и ***2***) вместе с шарниром, соединяющим эти звенья (рис. 6.14, ***б***), расположились на одной прямой. Тогда получится вырождение группы нулевой подвижности, местная подвижность и ферма будет неработоспособной (см. кн. 1, рис. 2.45, ***ж***).

Аналогичным образом надо учесть расположение поводков, показанное на рис. 6.12, чтобы тоже не получилось вредной подвижности и ферма бы не "повалилась".

2. Трехпролетную ферму можно получить комбинацией двухповодковых групп (рис. 6.15). Чтобы обозначить кинематические пары, совпадающие в одной точке, применены различные индексы, например B'_1, B'_2 и B'_3, и тонкими линиями показано, между какими звеньями действует данная пара. Например, B'_1 соединяет стойку со звеном $B'D'_2$. Этим удалось избежать раздвижения пар, как, например, это сделано на рис. 6.13 для пар C'_1 и C'_2, а также пар C''_1 и C''_2, которые в ферме совпадают, чем экономится место на чертеже, что особенно важно для чертежа сложных ферм.

Рассматривать ферму будем на плоской схеме и, чтобы не брать большого числа осей координат, все линейные подвижности будем рассматривать вместе. Поэтому будут только



$n=14$ f	f'_n + f''_n
$p_н=21$ -21	0 -21
$к=7$ 21	14 + 7
0	14 -14 ⟵ 14 ⟶
$q_n-w_n=0$	0 + 0

$n=14$ f	f'_n + f''_n
$\dot{A}'_1\dot{C}'_2B'_2B'_3$	0 A'_1 C'_2 B'_2
$\dot{C}'_1B'_2B'_1\dot{D}'_1$	0 C'_1 D'_1 B'_1
$B'_1\dot{D}'_2\dot{E}'\dot{F}'$	0 D'_2 E' F'
B'_3 $\dot{A}$ B''_3	0 B'_3 A B''_3
$\dot{A}''\dot{C}''_2B''_2B''_3$	0 A'' C''_2 B''_2
$\dot{C}''_1B''_2B''_1D''_1$	0 C''_1 D''_1 B''_1
$B''_1\dot{D}''_2\dot{E}''\dot{F}''$	0 D''_2 E' F''

Р и с. 6.15. Трехпролетное перекрытие, составленное из двухповодковых групп. Структурное исследование

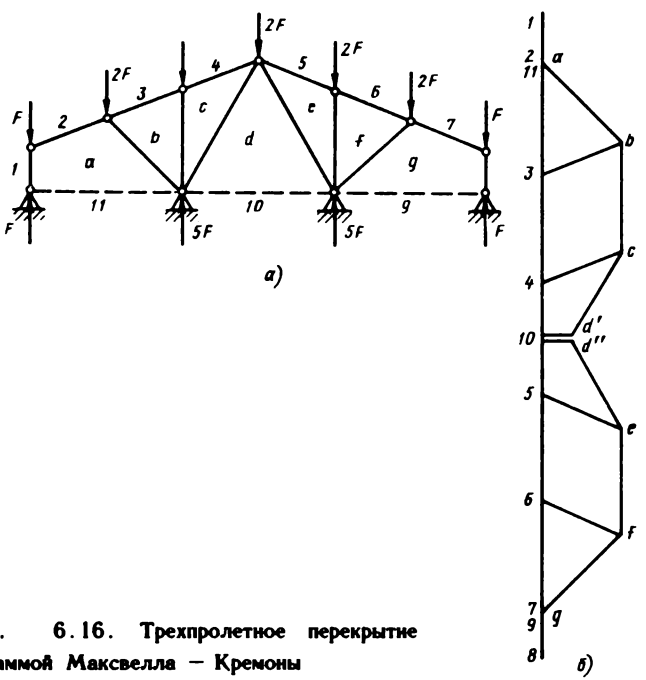
плоские подвижности $f'_п$ и $f''_п$ (неплоских не будет, так как ферма плоская).

Трехпролетная ферма (см. рис. 6.15) образуется из треугольного контура $B'_3AB''_3$, к которому присоединены две двухповодковые группы нулевой подвижности $D'_2E'F'$ и $D''_2E''F''$, образующие два четырехугольных контура $B'_1D'_2E'F'$ и $B''_1D''_2E''F''$.

Такой прием присоединения двухповодковых групп будем применять в дальнейшем для получения четырех-, пяти- и более пролетных ферм.

Точки присоединения двухповодковых групп D'_2 и D''_2, взяты не на укосах B'_3A' и B''_3A', а в стороне. Благодаря этому удалось выровнять длины стропильных балок $A'C' = C'D' = D'E' = A''C'' = C''D'' = D''E''$ и получить одинаковый и наименьший расчетный изгибающий момент от равномерной нагрузки (снег), которая пропорциональна квадрату их длины. Правда, для этого прямолинейные звенья AB'_3 и AB''_3 пришлось заменить треугольными $AB'_3D'_1$ и $AB''_3D''_1$, которые для уменьшения длин стропильных балок еще разделить пополам стойками $B'_2C'_2$ и $B''_2C''_2$. Последнее, конечно, необязательно.

После проверки структуры фермы надо определить силы во всех стержнях на предмет отсутствия чрезмерно больших сил в некоторых из них. Для этого воспользуемся методом Максвелла – Кремоны, позволяющим найти силы во всех стерж-



Р и с. 6.16. Трехпролетное перекрытие с диаграммой Максвелла – Кремоны

нях, воспользовавшись многоугольниками сил, которые образуют компактную фигуру – диаграмму Максвелла – Кремоны (рис. 6.16).

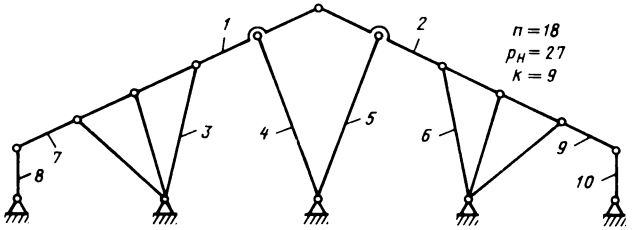
Схему разобьем на участки, из которых внутренние обозначим буквами ***a***, ***b***, ***c*** и т.д., а внешние – цифрами ***1***, ***2***, ***3***, ***4*** и т.д. На этой диаграмме (рис. 6.16, ***a***) каждое звено, точнее силу, в нем действующую, будем обозначать по двум смежным участкам, например раскос ***ab***. Начинаем со звена ***1***, на которое действуют две противоположные единичные силы ***F***, в результате чего звено ***2a*** является ненагруженным. Далее рассматриваем узел с участками ***2***, ***a***, ***b***, ***3***, на который действует сила 2***F***, и строим треугольник сил ***ab3*** (см. рис. 6.16, ***б***).

Переходим к узлу ***3bc4*** (см. рис. 6.16, ***a***), для которого силу ***3b*** (см. рис. 6.16, ***б***) берем из предыдущего узла, а сила 2***F*** изображается отрезком ***3***, ***4***. Направления сил ***bc*** и ***c4*** известны. Поэтому многоугольник сил (параллелограмм) ***3bc4*** легко построить.

Аналогично для правой части фермы строим треугольник ***gf6*** и четырехугольник ***6fe5***. Для узла ***4cde5*** известны силы ***4c*** и ***e5*** из предыдущих многоугольников и сила ***2F***, изображаемая отрезком ***4***, ***5***, а также направления сил ***cd*** и ***ed***. Поэтому многоугольник легко построить. В нем отрезок ***d10*** изображает силу между двумя половинками фермы горизонтальную, что обязательно для симметричности. Остается узел ***a11 10dcb***, из которого находится реакция опоры, равная ***5***, изображаемая отрезком ***10***, ***11***.

Диаграмма Максвелла – Кремоны показывает, что все силы имеют умеренную величину и, следовательно, ферма вполне пригодна для практического применения.

Замечу, что метод Максвелла – Кремоны пригоден только для внутренних сил и для двухопорных ферм, а внешние силы следует определять предварительно. Удалось применить этот способ и для многоопорной статически определимой фермы и для нахождения внешних сил. Для этого следует подобрать порядок рассмотрения узлов фермы. Из полученных двухпролетных (см. рис. 6.12 и 6.13) и трехпролетных (см. рис. 6.14 и 6.15) ферм путем присоединения двухповодковых групп можно получать фермы для большего числа пролетов,



Р и с. 6.17. Четырехпролетное перекрытие, образованное из двухпролетных перекрытий (см. рис.6.12)

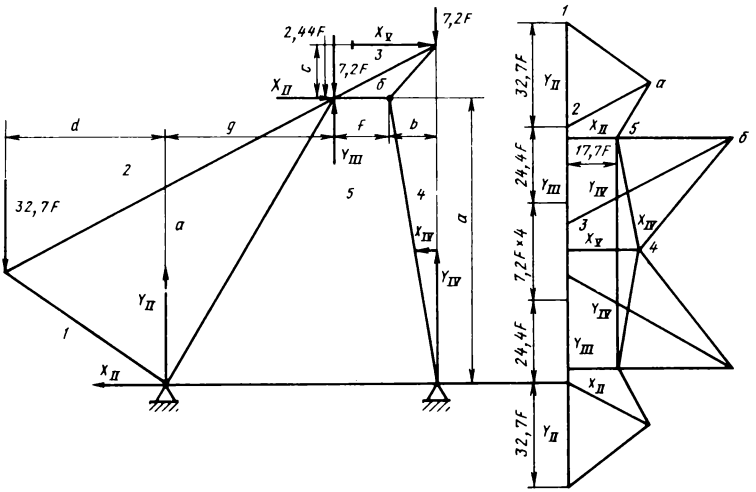
что мы и будем делать при четном числе пролетов из двухпролетных и при нечетном из трехпролетных ферм.

Рассмотрим образование четырехпролетной фермы (рис. 6.17) из двухпролетной *1, 2, 3, 4, 5, 6* (см. рис. 6.12). Для этого прямолинейные звенья *3* и *6* путем добавления соответствующих стержней следует заменить треугольными. К ним надо присоединить двухповодковые группы *7, 8* и *9, 10*. Выбором размеров (углов наклона) стропильные балки можно сделать одинаковой длины, как это показано на рис. 6.17.

Полученная ферма удовлетворяет условиям $n = 2k$ и $p_н = 3k$, поэтому структурного исследования проводить не будем, а перейдем к определению сил по методу Максвелла – Кремоны (рис. 6.18). Этот способ не может учитывать изгибающих моментов (балок), поэтому балки *1* и *2* (см. рис. 6.17) заменим трехшарнирными звеньями *3* и *4* (см. рис. 6.18), что обычно и делается и не влияет на структуру механизма. Для упрощения будем рассматривать не две пары концевых звеньев, а только половину фермы (см. рис. 6.18), что вполне допустимо, так как ферма симметричная. Диаграммы Максвелла – Кремоны вычертим для всей фермы.

Нагрузку принимаем равной $80F$ и считаем распределенной равномерно по звеньям крыши, пропорционально их длинам (по масштабу); длины звеньев записываем числами. Условно примем их равными отрезкам чертежа.

Внешние силы x_{II}, y_{II}, y_{III}, x_{IV}, x_V определяем из уравнений статики для звеньев *а* и *б*: $\Sigma x = 0$, $\Sigma y = 0$ и



Р и с. 6.18. Четырехпролетное перекрытие с диаграммой Максвелла — Кремоны

$\Sigma z = 0$. Здесь силу x_V из условия симметрии считаем направленной горизонтально.

Начинаем с узла, нагруженного силой 32,7*F* (см. рис.6.18). Строим треугольник *1a2*, из которого определяем стороны *1a* и *a2*. Опорный узел нагружен известными силами x_{II}, y_{II}, *1a* и силой *a2*, известной только по направлению, которую и определяем. Замыкание многоугольника $1a5x_{II}y_{II}$ и узел, контактирующий со следующим звеном и нагруженный известными силами, выраженными многоугольником 24, $4Fy_{III}x_{II}5a2$, служат для контроля. Узел следующего звена, контактирующий с ним нагружен известными силами $x_{II}y_{II}7{,}2F$ и силами, известными только по направлению *365*. Определяем силы *36* и *65*.

Рассмотрим узел и треугольник сил *465*. Известно *65*, определяем *64* и *45*. Узел и четырехугольник $7{,}2x_V463$ служат для контроля. Последний узел и треугольник $4x_{IV}y_{IV}5$

также служит для контроля, кроме этого из него определяется нагрузка на среднюю опору $2y_{IV} = 72{,}8F$.

На диаграмме Максвелла – Кремоны отдельно выделяется многоугольник внешних сил $32{,}7F$, $24{,}4F$, $7{,}2F \times 4{,}24$, $4F$, $32{,}7F$ и y_{II}, x_{II}, $x_{IV}y_{IV}$, $y_{IV}x_{IV}$, x_{II} и y_{II}, что может служить для контроля. Если нагрузка на среднюю опору окажется чрезмерной, ее легко уменьшить, чуть уменьшая размеры b и f.

Образование четырехпролетной фермы из двухпролетной (см. рис. 6.13) показано на рис. 6.19. Здесь тоже два линейных звена *3* и *6* заменены треугольными и к ним присоединены две двухповодковые группы *7, 8* и *9, 10*.

Интересно, что, несмотря на различие схем, приведенных на рис. 6.17 и 6.19, числа звеньев, пар и контуров получились одинаковыми.

Пятипролетная ферма (рис. 6.20) образуется из трехпролетной (см. рис. 6.15), обозначенной *1, 2, 3, 4, 5, 6*. Для этого приемом, описанным выше, к ней присоединяются две двухподковые группы *7, 8* и *9, 10*.

Аналогичным образом – присоединением двухповодковых групп нулевой подвижности по одной на каждый новый пролет – можно получить статически определимую ферму для любого числа пролетов.

Есть еще один путь образования многопролетной, статически определимой фермы. Например, крыша составляется из

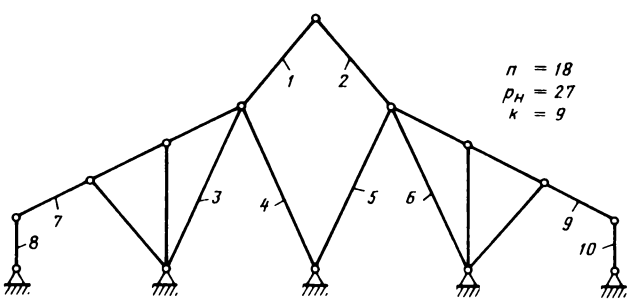


Рис. 6.19. Четырехпролетное перекрытие, образованное из двухпролетных перекрытий (см. рис. 6.13) с добавлением двух двухповодковых групп

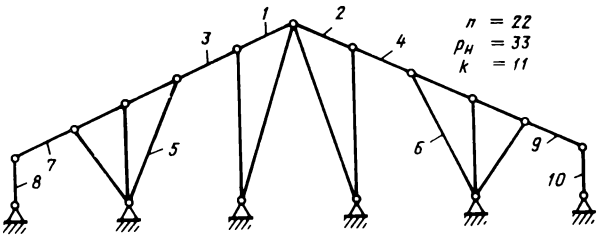


Рис. 6.20. Пятипролетное перекрытие, образованное из трехпролетного перекрытия (см. рис. 6.15) с добавлением двух двухповодковых групп

звеньев, соединенных шарнирами. Она может быть дугообразной (рис. 6.21) или многоугольной (рис. 6.22). Каждое звено поддерживается подкосом. На каждую опору могут опираться два (рис. 6.21, *а* и 6.22) или три (рис. 6.21, *б*) подкоса.

На рис. 6.22 показано структурное исследование механизма по плоской схеме с двумя парами осей координат. В таблице пары, повторяющиеся в двух контурах, например $C'D'$, отделены от других отрезком вертикальной линии, а отрезок горизонтальной линии между ними отсутствует. Кинематические пары, входящие в двухповодковую группу, например $B'C'D'$ соединены зигзагообразной линией.

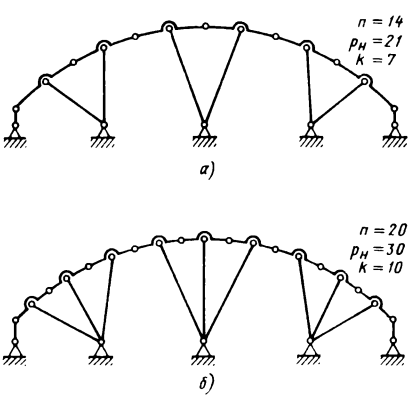


Рис. 6.21. Четырехпролетные подкосные перекрытия:
а **– с двумя подкосами на каждую колонку;** ***б*** **– с тремя подкосами на каждую тележку**

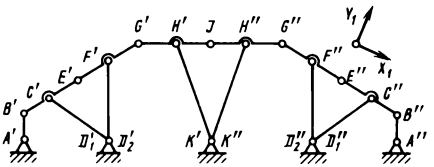
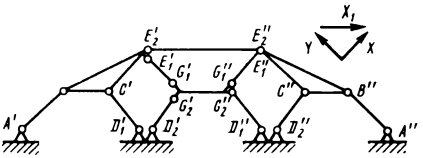


Рис. 6.22. Структурное исследование подкосного перекрытия

$n = 14$ f	$f'_x - f'_y$	$f'_{x_1} - f'_{x_1}$	f''_z
$p_н = 21 - 21$	0 − 0	−0 − 0	− 21
$k = 7$ 21	4 + 2	4 + 4	7
$A'B'$ $C'D'_1$	0 D° 0	0 120° 0	A' B'
$D'_2F'E'C'D'$	0 0	0 120° 0 60°	C' D'_1
$D'_2F'G'H'K'$	0 0° 0 90°	0 0	E' F' D'_2
$K''H''JH'K'$	0 90° 0	0 0 30°	G' H' K'
$K''H''G''F''D''_2$	0 0	0 −30° 0 60°	J H'' K''
$D''_1C''E''F''D''_2$	0 0° 0	0 0 −60°	G'' F'' D''_2
$D''_1C''B''A''$	0 0° 0	0 120° 0	E'' C'' A''_1 D''_1B''

Полезно отметить, что статически определимая ферма не получается из случайной комбинации стержней и шарниров. Например, на рис. 6.23 получилась не ферма, а механизм с одной избыточной связью и одной степенью свободы. По формуле Озола (и Малышева) получилось $q - w = 0$ и только по уточненным структурным формулам и поконтурным методом обнаружились эта избыточная связь и подвижность (вредная). При этой подвижности один из четырехугольников $D'_1C'E'_1G'_1G'_2D'_2$ вытягивается в вертикальном направлении, а другой $D''_2C''E''_1G''_1G''_2D''_1$ – в горизонтальном. При обратном движении они меняются направлениями перемещений.

После структурного исследования необходимо провести силовое исследование (рис. 6.24). Подбор порядка рассмотрения узлов следующий: ***2b3, 4d5, 6f7***. Остальные силы легко получаются. Например, сила ***d4*** в 3 раза больше нагрузки на шарнир. Но самое опасное, что нагрузка на среднюю опору ***10, 11*** получилась отрицательной, т.е. ферма "тянет" кверху, что совершенно недопустимо. В результате получи-



$n=12$ f	f_x' f_y'	f_{y_1}' f_z''
$p_н=18-18$	0 −0	0 −18
$k=6-18$	5 +5	2 +6
	5 4	2
$q-w=0$	1 +0	+0 −1
$A'B'$ $C'D'$	0 0	0 A' B' D_1' C'
$D_2'G_2'G_1'E_1'CD_1'$	0 0	0 G_1' E_1'
$D_2'G_2'$ $G_2''D_2''$	0 0	0 G_2' D_2' G_2'' D_2''
$D_1''C''E_2''E_1''G_1''G_2''D_1''$	0 0	0 G_1'' E_1''
$D_2''C''$ $B''A''$	0 0	0 $A''B''$ D_2'' C''
$E_2'E_1'G_1'G_1''E_1''E_2''$	0 0	0 E_2' E_2''

Р и с. 6.23. Неработоспособное перекрытие с вредной подвижностью

лись очень большие нагрузки на звенья (сравните рис. 6.24 с рис. 6.18, у которых силы показаны в одинаковом масштабе).

При разработке конструкций многопролетных ферм целесообразно первоначально пользоваться их моделями. Их удобно делать из набора "Конструктор" (автор И. Сахаров). На моделях даже лучше, чем в теории, обнаруживаются подвижности и связи. Модель можно двигать вручную и чувствовать действующие в ней силы, что в конструкции, выполненной в натуральную величину, из-за больших сил невозможно.

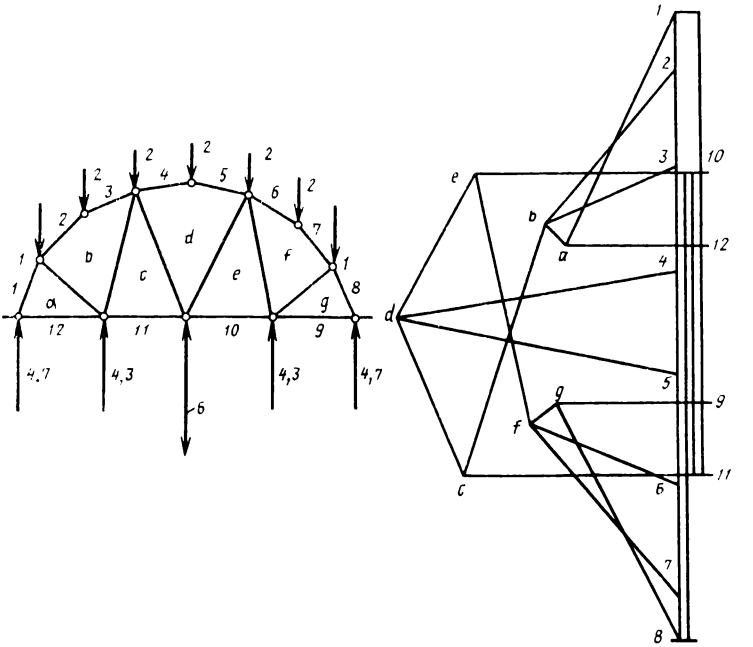


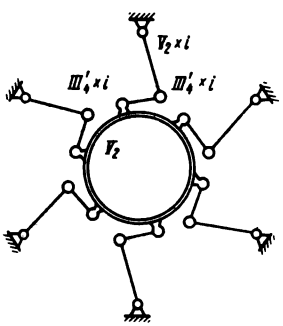
Рис. 6.24. Неработоспособное перекрытие, не допустимое по величине действующих в нем сил

Глава 7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

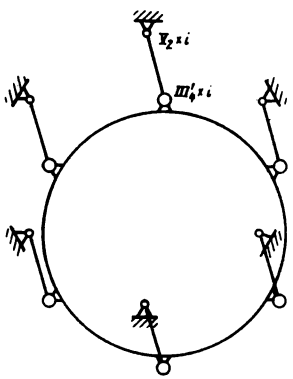
7.1. МЕХАНИЗМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН

В низконапорных гидротурбинах, широко применяемых на наших ГЭС, регулирование производится поворотом лопаток направляющего аппарата (система Финка). На рис. 7.1 показан механизм для шести лопаток, а в действительности число их (а соответственно шарнирных механизмов и шатунов), которое обозначим i, гораздо больше.

Серводвигатель, управляемый центробежным регулятором (обычно с тройным усилением), поворачивает центральное кольцо на вращательной паре V_2. От него вращение с помо-



$n = 2i+1$	f	$f_x' + f_y' + f_z''$	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
$p_V = i+1$ $p_{III} = 2i$	$-i-1$ $-6i$	$0 - 0 - i - 1$ $0 - 0 - 2i$	$0 - 0 - 0$ $-2i - 2i - 0$
$k = i$	$6i$	$i + i + i$	$i + i + i$
$6k - f$	$+i - 1$	$i + i - 2i - 1$	$-i - i + i$
		i i	$\frac{i}{2}$ $\frac{i}{2}$
$q - w$	$-i - 1$	$0 + 0 + (0 - 1)$	$-\frac{i}{2} - \frac{i}{2} + 0$



$n = i+1$	f	$f_x' + f_y' + f_z''$	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
$p_V = i$ $p_{III} = i$	$-i$ $-3i$	$0 - 0 - i$ $0 - 0 - i$	$0 - 0 - 0$ $-i - i - 0$
$k = i-1$	$6i-6$	$i-1 + i-1 + i-1$	$i-1 + i-1 + i-1$
$6k - f$	$2i-6$	$i-1 + i-1 - i-1$	$-1 - 1 + i-1$
		i 1	1 1
$q - w = (2i-5) - 1$		$-1 + (i-2) + 0$	$0 + 0 + (i-3)$

Рис. 7.1. Привод направляющих лопаток с $q = 0$

Рис. 7.2. Неправильная конструкция привода с $q = 2$, $i = 5$

щью шарнирных механизмов передается лопаткам через шатуны III'_4, III'_4 и коромысла III'_4V_2.

Лопатки опираются на вращательные пары V_2 (иначе невозможно). Если шатуны сделать на сферических парах III'_4, III'_4 (за счет зазоров), избыточных связей не будет.

Подвижности механизма: общая – регулирование и i местных – вращения шатунов (они незначительные и никакого влияния на работу не оказывают). Поскольку лопатки расположены равномерно по кругу, их распределяем пополам между осями X и Y, как это делают в планетарных механизмах (см. с. 164–167).

Коромысла вследствие того, что у них одна пара V_2, дадут только плоские замены: $i/2$ – на ось X и $i/2$ – на ось Y.

Шатуны, имеющие сферические пары III'_4, III'_4, дадут общие замены: плоские i – на ось X и i – на ось Y и неплоские $i/2$ – от f''_x на f'_z и $i/2$ – от f''_y на f'_z.

Неплоско-плоских замен нет, так как механизм плоский и звеньев, направленных по оси Z, нет.

Избыточных связей в механизме нет, а подвижности (вошли в таблицу со знаком минус) следующие: $f''_z = 1$ и $f''_x = i/2$ и $f''_y = i/2$, т.е. механизм полноценный и потому получил широкое распространение.

На одной из гидростанций автору пришлось увидеть механизм регулирования гидротурбины с огромным числом избыточных связей, в котором применен механизм параллельного кривошипа (рис. 7.2). Поэтому все коромысла III'_4V_2 расположены параллельно, но составляют с лопатками разные узлы, что очень затрудняет их изготовление. Шатун общий (пластина в виде кольца), получает поступательное движение от серводвигателя. Так как все коромысла параллельны, то дают i плоских замен только на ось x.

Шатун – со сферическими шарнирами, поэтому дает одну плоскую замену на ось V и две неплоские – от f''_x на f'_z и

f''_y на f'_z. Остается избыточных связей: плоских $i - 2$ и неплоских $i - 3$, а всего $q = 2i - 5$; при $i = 24$ $q = 43$.

Механизм, имеющий такое огромное число избыточных связей, насколько известно автору, был изготовлен только в одном экземпляре.

7.2. ШАРОВОЙ КРАН

Для магистральных газопроводов большого диаметра применяют шаровые краны. Они управляются от пневматического привода, где рабочим телом является сам перекачиваемый газ. Механизм такого крана показан на рис. 7.3.

Сам кран расположен внизу, его ось вращения – пара V_2. Пневматический поршень V_3 с направляющей шпонкой расположен наверху. Передаточный механизм – шарнирный сдвоенный на шаровых парах III'_2. Он имеет три подвижности: общая – движение крана и две местных -- вращения шатунов $III'_2 III'_2$ вокруг своих осей.

Избыточная связь $q = 1$. Так как механизм сдвоенный, ее устранить не удалось.

Следует отметить, что в первых вариантах этого механизма избыточных связей было гораздо больше.

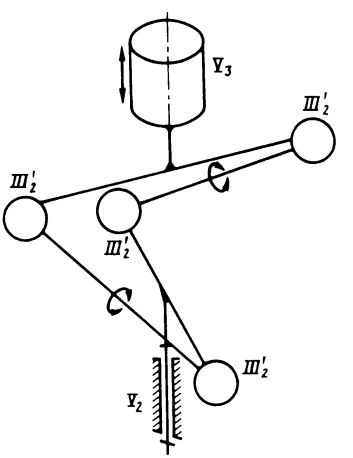


Рис. 7.3. Привод шарового крана

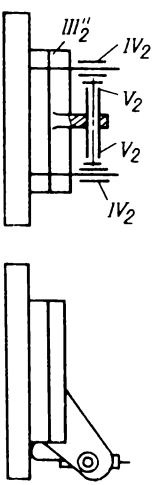
7.3. КРЫШКИ ХИМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

Запирание крышек, как правило, производится специальными прижимами, которые здесь мы показывать не будем.

На рис. 7.4 крышка поворачивается на двух петлях, штыри которых соединяются со стойкой через горизонтальные цилиндрические пары IV_2.

Рассмотрим структуру механизма в закрытом положении и при движении. В закрытом положении механизма добавилась одна плоскостная пара III''_2 и число контуров стало $k = 2$.

Избыточные связи: $q'_y = 1$ – натяг между ползунами (его



Закрытое положение

$n=3$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V=2$ -2	$0 - 0 - 0$	$0 - 2 - 0$
$p_{IV}=2$ -4	$0 - 0 - 2$	$-0 - 0 - 2$
$p_{III}=1$ -3	$-1 - 1 - 1$	$-0 - 0 - 0$
$k=2$ 12	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
3	$1 + 1 - 1$ ⟵ 1 ⟶	$2 + 0 + 0$
$q-w=3$	$0 + 1 + 0$	$2 + 0 + 0$
	Натяг в ползунах	Перекос / В ползун. / В уплотн.

Движение

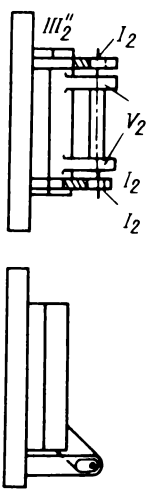
$n=3$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V=2$ -2	$0 - 0 - 0$	$0 - 2 - 0$
$p_{IV}=2$ -4	$0 - 0 - 2$	$0 - 0 - 2$
$k=1$ -6	$1 + 1 + 1$	$1 + 1 + 1$
0	$1 + 1 - 1$ ⟵ 1 ⟶	$1 - 1 - 1$
$q-w=0$	$0 + 1 + 0$	$1 - 1 - 1$
	Натяг в ползунах	Натяг в ползунах / Поворот / Отодвигание

Рис. 7.4. Механизм крышки с избыточными связями

можно устранить выбором зазора) и $q''_x = 2$ – перекос в ползунах и перекос крышки.

Перекос крышки устраняет самоустанавливаемость, нарушает герметичность, поэтому конструкция не может быть рекомендована.

На рис. 7.4 проведено также исследование структуры механизма крышки при ее движении, при этом отпала плоскостная пара III''_2, так как в этом случае она не касается корпуса аппарата. Другие две избыточных связи остались. Кроме этого, добавились подвижности: $f''_y = 1$ – поворот крышки и $f'_z = 1$ – отодвигание, необходимое для ее работы.



Закрытое положение

$n=2$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V=1$ -1	$-0 \quad -0 \quad -0$	$0 \quad -1 \quad -0$
$p_{III}=1$ -3	$-1 \quad -1 \quad -1$	$0 \quad -0 \quad -0$
$p_I=3$ -15	$-1 \quad -2 \quad -3$	$-3 \quad -3 \quad -3$
$k=3$ 18	$3 \quad +3 \quad +3$	$3 \quad +3 \quad +3$
1	$1 \quad +0 \quad -1$ $\leftarrow 1 \rightarrow$	$0 \quad -1 \quad +0$
$q-w=0$	$0 \quad +0 \quad +0$	$0 \quad -1 \quad +0$
	Вращение пальца	

Движение

$n=2$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$		
$p_V=1$ -1	$0 \quad -0 \quad -0$	$0 \quad -1 \quad -0$		
$p_I=3$ -15	$-1 \quad -2 \quad -3$	$-3 \quad -3 \quad -3$		
$k=2$ 12	$2 \quad +2 \quad +2$	$2 \quad +2 \quad +2$		
-4	$1 \quad +0 \quad -1$ $\leftarrow 1 \rightarrow$	$-1 \quad -2 \quad -1$		
$q=w=4$	$0 \quad +0 \quad +0$	$1 \quad -2 \quad -1$		
		Наклон	*Повор. двер. и пальца*	*Отодвигание*

Рис. 7.5. **Правильная конструкция механизма крышки**

Конструкция, показанная на рис. 7.5, свободна от перечисленных недостатков. В этой конструкции штыри петель соединены с крышкой. Элементы кинематических пар, соединенных с корпусом выполнены в виде пазов, чем достигается необходимая для самоустанавливаемости небольшая, горизонтальная подвижность. Благодаря небольшим размерам их можно считать парами I_2.

Парой I_2 также можно считать торцовый упор, поддерживающий крышку в осевом направлении. Исследование структуры механизма как в закрытом положении, так и при движении показало отсутствие избыточных связей. Поэтому конструкция может быть рекомендована для исполнения.

Добавились подвижности: в закрытом положении местная – вращение пальца $f''_y = 1$; при движении еще два поворота крышки: вокруг оси Y – $f''_y = 1$ и вокруг оси X – $f''_x = 1$ и линейное вдоль оси Z – $f'_z = 1$ – для самоустанавливаемости.

7.4. ДВУХОПОРНЫЕ КЛАПАНЫ

В простом (одноопорном) клапане давление пара прижимает тарелку к седлу, поэтому для его открытия требуется приложить большое усилие. В устройствах регулирования (например, в паровых и газовых турбинах) это усилие желательно уменьшить, особенно при современных высоких давлениях пара. Для этого применяют двухопорные клапаны (рис. 7.6, *а*). У них пар к верхней тарелке подводится сверху и прижимает ее, а к нижней подводится снизу и стремится ее поднять. Этим достигается разгрузка клапана.

Рабочее усилие приходится рассчитывать на разность площадей верхнего и нижнего седел (кольцевую), которая невелика. Однако традиционный двухопорный клапан является статически неопределимым. Клапан и седло от нагревания могут расширяться неодинаково, что вызывает возникновение неплотности (пропуск пара). Поэтому считается обязательным клапан и седло изготовлять из одинакового материала. Но одинаковых температур нагревания достигнуть не удает-

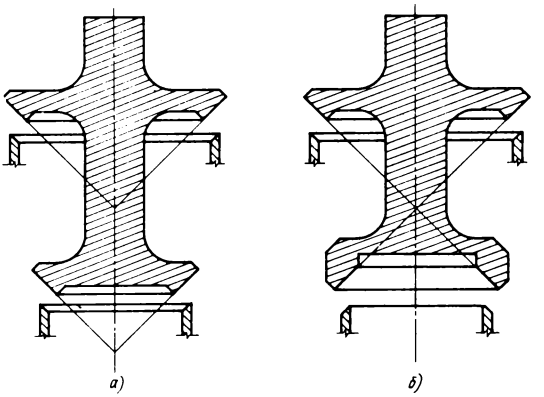


Рис. 7.6. Двухопорный клапан:
а **– с избыточными связями, вызывающими неплотность;** ***б*** **– не чувствительный к изменениям температуры**

ся, поэтому неплотности все-таки возникают. В паровозах это привело к замене его нижнего клапана разгрузочным поршнем, а для выпуска пара под этот поршень поставить специальный малый клапан. Он устанавливается внутри основного клапана (система Цара) или отдельно – многоклапанный регулятор паровоза типа ФД, что значительно усложняет конструкцию и, кроме того, увеличивает диаметр клапана в $\sqrt{2}$ раза. Так как нижний клапан из работы в этом случае исключается, в паровых турбинах такая конструкция не применяется.

Двухопорный клапан можно сделать статически определимым (рис. 7.6, *б*). Для этого необходимо, чтобы геометрический конус верхнего клапана совпадал с геометрическим конусом нижнего, а самое главное – чтобы у них была общая вершина. В этом случае их можно рассматривать как одну кинематическую пару. При неодинаковом расширении клапана и седла их относительное перемещение будет происходить по касательной к их контактной поверхности, а не по нормали и не приведет к возникновению неплотностей.

Даже если за счет допусков вершины конусов не будут совпадать, то на тепловое расширение повлияет расстояние между ними, а не высота клапана, т.е. вредное тепловое расширение в этом случае будет незначительным.

7.5. КАТАСТРОФЫ И АВАРИИ, ВЫЗВАННЫЕ НАЛИЧИЕМ В МЕХАНИЗМАХ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

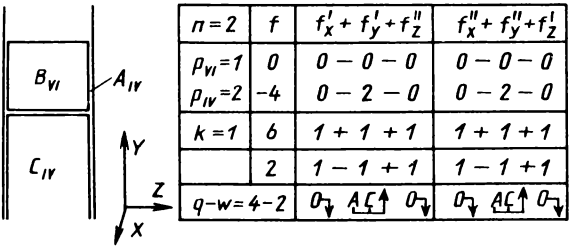
Как известно, пароход "Челюскин" затонул из-за отказа водоотливных насосов. Деформация корпуса в результате сжатия его льдами через избыточные связи в креплении насоса передалась насосу и вызвала его разрушение. Если бы в креплении насоса не было избыточных связей, как это теперь делается у газовых турбин в авиации, то аварии можно было бы избежать.

То же самое можно сказать и про трубопроводы этих насосов. Очевидно, что и там было большое количество избыточных связей и при деформации корпуса могли разрушиться и трубопроводы.

Паром "Геральд оф фри энтерпрайз" опрокинулся в результате попадания воды через незакрытые грузовые ворота. Известно, что дверь (распашная) имеет (в закрытом положении) десять избыточных связей. То же самое относится и к воротам. Избыточные связи приводят к тому, что при деформации корпуса ворота зажимаются, что затрудняет их открывание и закрывание. Был случай, когда вручную открыть ворота было невозможно и пришлось воспользоваться домкратами. Закрыть ворота домкратами еще труднее, так как, возможно, не нашлось, во что их упереть. Поэтому ясно, что паром ходил с незакрытыми, или во всяком случае незапертыми, воротами, и всем известно, чем это кончилось.

На ледоколе "Диксон" произошла тяжелая авария двигателя, вызванная заеданием поршня, окончившаяся обрывом шатуна, проломом картера и изгибом коленчатого вала. К счастью, обошлось без человеческих жертв.

В традиционных конструкциях дизелей поршень состоит из одной детали и в кинематической паре *IV* между ним и втулкой цилиндра избыточных связей нет. В этом двигателе поршень состоит из двух частей, изготовленных из разного материала. Соединение этих частей надо рассматривать как кинематическую пару *VI*, допуски в которой влияют на работу механизма и которую необходимо учитывать при исследовании структуры механизма. На рис. 7.7 это сделано по



Р и с. 7.7. Аварийный поршень с избыточными связями

уточненным формулам. Получились четыре избыточные связи, которые и вызвали в случае с ледоколом "Диксон" нарушение масляного слоя и заклинивание поршня.

Следует отметить, что хотя в многоцилиндровых дизелях и много избыточных связей, но с ними научились бороться повышенной точностью, и поэтому вред их минимален.

Вывод. Новые конструкции, если не удалось в них конструктивно устранить избыточные связи, надо исследовать и намечать методы борьбы с этими связями, чтобы избежать тяжелых аварий.

Одной из причин катастрофы с пароходом "Адмирал Нахимов" является наличие вредной подвижности. В структурных формулах избыточные связи и подвижности (вредные) – это одна и та же переменная, только с разным знаком.

После столкновения с пароходом "Адмирал Нахимов" сухогруз дал задний ход (вредная подвижность), открыв при этом огромную пробоину (9 м^2) в пароходе, через которую "Адмирал Нахимов" быстро наполнился водой, опрокинулся и затонул.

По мнению автора, после столкновения сухогрузу следовало бы дать медленный передний ход,тогда своим носом он заткнул бы пробоину, полученную пароходом, что значительно увеличило бы время нахождения парохода на плаву, а соответственно и число спасенных.

Вполне возможно также, что пробоину удалось бы заткнуть настолько, что "Нахимова" можно было бы отодвинуть на мелкое место и вообще избежать его затопления. Такой способ описан в книге Д. Я. Эйдельмана "Рассказы о кораблекрушениях". Потерпевший крушение танкер остался на плаву и его отвели на верфь для ремонта.

Известны случаи гибели огромных пароходов от пожара ("Нормандия", "Жорж Филиппар", "Париж"). Во всех этих случаях при тушении пожара заливали водой верхнюю часть судна, что вызывало потери его устойчивости и, как следствие, опрокидывание. "Нормандию" следовало отбуксировать на мелкое место и затопить. Потом с помощью вспененного полистиролового массы-стирпора, очень дешево можно было поднять пароход и восстановить.

Ядерные реакторы управляются стержнями, которые опускаются внутрь трубок реактора и при этом уменьшают его мощность или останавливают его. Механизмы, служащие для привода стержней, работают в очень тяжелых условиях. В случае застревания стержней реактор начинает давать большую мощность, чем допустимая, что может привести к взрыву, как и было на Чернобыльской АЭС. При наличии избыточных связей эта опасность значительно увеличивается. Поэтому особенно важно проводить исследование всех механизмов ядерных реакторов на избыточные связи и устранять последние.

При необходимости остановки блока следует вначале остановить реактор и, только убедившись в его полной остановке, останавливать турбины. Не опасно, если турбины некоторое время проработают на энергии от сети в режиме синхронных компенсаторов.

Много случаев аварий на электропоездах типа ЭР-2Р также были вызваны наличием избыточных связей. Как известно, валы редукторов устанавливаются на двух подшипниках. А на электропоездах типа ЭР-2Р вал малой шестерни установлен на трех двухроликовых и одном шариковом подшипниках. В результате шариковый подшипник стал разрушаться, его обломки попадали в редуктор, что вызывало заклинивание колесной пары. В таких случаях аварийную пару приходится

тащить волоком до ближайшей станции, где аварийный вагон отцепляется. О бандаже говорить уже не приходится. Таких заклиниваний на Московской железной дороге только за четыре месяца было 22 (см. газету "Московская правда", №83, 7 апреля 1987 г.). Хорошо, что в приведенных в газете случаях аварийные ситуации привели лишь к опозданиям поездов.

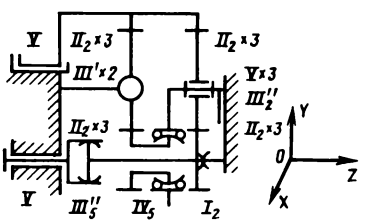
Заклиниваний колесных пар на электропоездах других типов не было.

8.1. ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПО УТОЧНЕННЫМ ФОРМУЛАМ

Исследование проведем на примере бортового редуктора косилки (рис. 8.1). Возьмем следующие оси координат: OX – вдоль косилки; OY – вверх и OY – по оси вращения (поперек косилки). Распределение подвижностей пар классов V, IV_5, III', III''_5, I_2 затруднений не составит.

Иначе обстоит дело с парами II_2 (контакт зубьев цилиндр по цилиндру), их 12 и у всех ось направлена по оси Z. Соответственно будет $f''_z = 12$ и $f'_z = 12$.

Линейные подвижности f'_x и f'_y – скорости скольжения зу-



$n=11$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$	f'	f''
$p_Y=5$	-5	$0-0-5$	$0-0-0$	0	-5
$p_{IV}=1$	-2	$0-0-0$	$-1-1-0$	0	-2
$p'_{III}=3$	-9	$0-0-3$	$-3-3-0$	0	-9
$p_{III_2}=1$	-3	$-1-1-1$	$-0-0-0$	-2	-1
$p_{III_5}=1$	-3	$0-0-0$	$-1-1-1$	-1	-2
$p_{II}=12$	-48	$-6-6-12$	$-6-6-12$	-24	-24
$p_x=1$	-5	$-1-1-1$	$-1-1-0$	-2	-3
$k=13$	78	$13+13+13$	$13+13+13$	$39+39$	
(2 однор. 3 сат.)	3	$5+5-9$	$1+1+0$	10	-7
$q-w=3$		$0+0-1$	$2+2+0$	0	$4-1=3$

Р и с. 8.1. Редуктор косилки

бьев, направление подвижностей различно, но все они расположены равномерно в плоскости XOY.

Чтобы не вводить дополнительных осей координат, а обойтись одной системой осей XYZ, сложим геометрически все эти подвижности, а затем разложим по осям OX и OY. Тогда половина подвижностей придется на OX и половина на OY, т.е. будет $f'_x = 6$ и $f'_y = 6$.

Аналогичными рассуждениями получим для угловых подвижностей $f''_x = 6$ и $f''_y = 6$. Число плоских замен, т.е. замен f'_x и f'_y через f''_z определится числом звеньев, вращающихся вокруг оси OZ. На рис. 8.1 это ведущий вал и карданный вал с солнечным колесом первой ступени. Они соединены зубчатым карданом III''_5, ограничивающим их относительное вращение вокруг оси OZ, и потому должны рассматриваться как одно звено. Аналогичным образом водило первой ступени с солнечным колесом ступени, соединенные зубчатым карданом IV_5, тоже должны рассматриваться как одно звено, так как дают только одну замену.

Следующим звеном будет колесный барабан. Звеньями, имеющими подвижность вокруг оси z, будут три сателлита первой ступени и три паразитных колеса второй. Итого девять подвижных звеньев (стойка не включается).

Однако не все эти звенья можно израсходовать на замену подвижностей. На каждую степень свободы (внешнюю подвижность) расходуется одно звено. Это хорошо видно при исследовании поконтурным методом. Здесь расходуются одно звено и одна подвижность.

В редукторе косилки имеется одна степень свободы, следовательно, плоских замен восемь (9 – 1). Половина из них идет на замены f'_x, а другая – на f'_y.

Неплоских замен на рис. 8.1 нет, так как в кинематических парах здесь много осевых подвижностей f'_z, и устранять соответствующие избыточные связи не требуется.

Неплоско-плоские замены выполняем: f'_y через f''_x и f'_x через f''_y. В случае, если нет свободных угловых подвижнос-

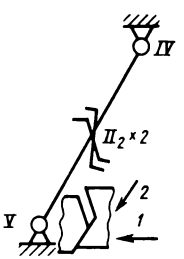
тей (см. рис. 8.1), возникает вопрос: надо ли делать эту замену?

Практически линейная избыточная связь вреднее угловой. Поэтому избыточную связь лучше оставить в угловом виде, т.е. замену делать. Так и сделано на схеме, приведенной на рис. 8.1.

В зубчатых зацеплениях первой ступени получились одна степень свободы $f''_x = 1$ и четыре избыточные связи: $q''_x = 2$ и $q''_y = 2$. Вследствие малой длины зуба эти избыточные связи не очень вредны.

Вообще при трех сателлитах, прямых зубьях и отсутствии дополнительных устройств в планетарном механизме получаются четыре плоские замены на каждый ряд зубчатых колес. Иначе обстоит дело при шевронных зубьях (с дорожкой или без нее).

Плоская замена – это сближение профилей зубьев путем поворота колеса (при прямых зубьях это выполняется за один поворот). При шевронных зубьях (рис. 8.2) первая пара профилей сближается (по стрелке *1*). Затем винтовым



$n = 2$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V = 1$ -1 $p_{III} = 1$ -2 $p_{II} = 2$ -8	$0-0-1$ $0-0-1$ $-1-1-2$	$0-0-0$ $0-0-1$ $1-1-2$
$K = 2$ 12	$2+2+2$	$2+2+2$
1	$1+1-2$	$1+1+1$
$q-w=1$	$0+0-1$	$1+1-0$

Рис. 8.2. Замыкание шевронного зуба

движением (по стрелке *2*), касательным к первой паре, сближается вторая пара профилей. Конечно, для этого должна быть осевая подвижность в паре *IV*. Следовательно, плоская замена осуществляется двумя поворотами колеса, а общее число замен удваивается, т.е. на каждый ряд из трех сателлитов плоских замен уже будет восемь (см. механизм Штекихта на рис. 8.5). Кроме того, за счет винтового движения у каждого шевронного колеса возникает одна замена угловой подвижности через линейную. У редуктора Штекихта таких замен четыре. Математически они считаются отрицательными.

Вывод. 1. При распределении подвижностей пар II_2 из четырех подвижностей каждой на f'_z и f''_z скорость по единице, а на f'_x, f'_y, f''_x и f''_y – по 0,5.

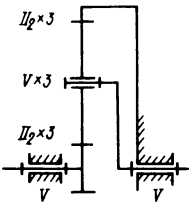
2. Число плоских замен равно числу звеньев с подвижностью f''_z минус единицу, которая идет на степень свободы. Эти замены делятся пополам между f'_x и f'_y.

3. Если есть звено по оси *z*, надо всегда делать неплоско-плоские замены, так как выгоднее оставить угловую избыточную связь, чем линейную.

4. При трех сателлитах, прямых зубьях получаются четыре плоские замены на каждый ряд, а при шевронных – восемь плоских.

Рассмотрим предложенную теорию на конкретных механизмах. Однорядный планетарный механизм без плавающих звеньев на парах пятого класса показан на рис. 8.3. В нем восемь избыточных связей: две линейные и шесть угловых.

Здесь и в дальнейшем будем пользоваться разложением подвижностей на линейные и угловые вместо разложения по осям координат (см. среднюю часть таблицы на рис. 8.3). При составлении таблицы подвижностей это упрощает работу, особенно с подвижностями p_{II}, которые распределяются поровну между $f'_п$, $f''_п$, $f'_н$ и $f''_н$. В то же время ответ получается достаточно подробный для большинства практических случаев. Правда, подвижности на замыкания контура распределяются не поровну. На $f'_п$ идут две подвижности (f'_x +



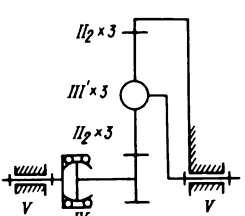
Р и с. 8.3. Однорядный редуктор с избыточными связями

n=5 f	$f'_п + f''_п$	$f'_н + f''_н$	f'	f''
P_V=5-5	0 -5	0 -0	0	-5
P_{II}=6-24	6 -6	-6 -6	-12	-12
к=6 36	12 +6	6 +12	18 + 18	
7	6 -5	0 + 6	6 1	
(1однор. 3сат)	⊢4⊣		⊢4⊣	
q-w=7	2 -1	0 +6	2	6-1

+ f'_y); на $f''_п$ – одна (f''_z); на $f'_н$ – и на (f'_z) и на $f''_н$ – две (f''_x + f''_y).

Для устранения линейных избыточных связей надо одно звено сделать плавающим (рис. 8.4), а для устранения шести угловых избыточных связей – три вращательные пары заменить сферическими (на сателлитах).

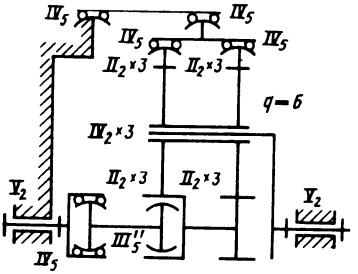
Плоских замен здесь, как и в предыдущем механизме, четыре: на одну больше числа сателлитов.



n=6 f	$f'_п + f''_п$	$f'_н + f''_н$	f''	f''
P_V=2-2	0 -2	0 - 0	0	-2
P_{IV}=1-2	0 -0	0 - 2	0	-2
P'_{III}=3-9	0 -3	0 - 6	0	-9
P_{II}=6-24	-6 -6	6 - 6	-12	-12
к=6 36	12 + 6	6 + 12	18	18
-1	6 - 5	0 - 2	6 -7	
(1однор. 3сат.)	⊢4⊣ ⊢2⊣		⊢6⊣	
q-w=-1	0 - 1	0 + 0	0	-1

Р и с. 8.4. Однорядный редуктор исправленный

Рис. 8.5. Редуктор Штекихта



n=11	f	$f'_n + f''_n$		$f'_H + f''_H$		f'	f''
$p_{IV}=2$	−2	0	−2	0	−0	0	−2
$p_{III}=8$	−16	0	−3	−3	−10	−3	−13
$p_{III}=1$	−3	0	−0	−1	−2	−1	−2
$p_{II}=12$	−48	−12	−12	−12	−12	−24	−24
k=12	72	24	+12	12	+24	36	+36
	3	12	−5	−4	+0	8	−5
(1шевр. 3сат.)		8	4	6		10	
q−w=3		−2	−1	0	+6	−2	6−1

Такие редукторы конструкции Д. И. Шаткуса работают на зерновых комбайнах "Нива", "Колос", "Сибиряк" и др.

Редуктор Штекихта с шевронным зубом показан на рис.8.5. В нем три шевронных сателлита, и потому плоских замен восемь. Здесь четыре необычные замены – плоской угловой подвижности f_z через неплоскую линейную f'_z винтовым движением колеса. Плавающих звеньев, направленных по оси Z, три: карданный вал на солнечном колесе и два карданных вала (в виде колец) на венце. Поэтому неплоско-плоских замен 2×3 = 6.

В редукторе две поперечные линейные подвижности $2f'_n$ и f'_y. Они получились за счет плавания двух основных звеньев – солнечного колеса и венца, поставленных на двойных карданах. В действительности плавания не происходит. Венец тяжелее солнечного колеса, поэтому он ложится на сателлиты, нагружая их дополнительно. Второй карданный вал в этом случае следует устранить. У редуктора Штекихта шесть угловых избыточных связей на шесть зацеплений. Для их ус-

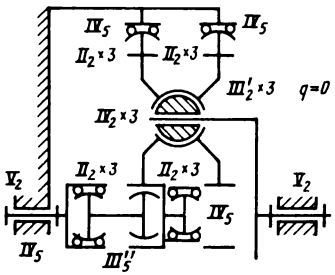


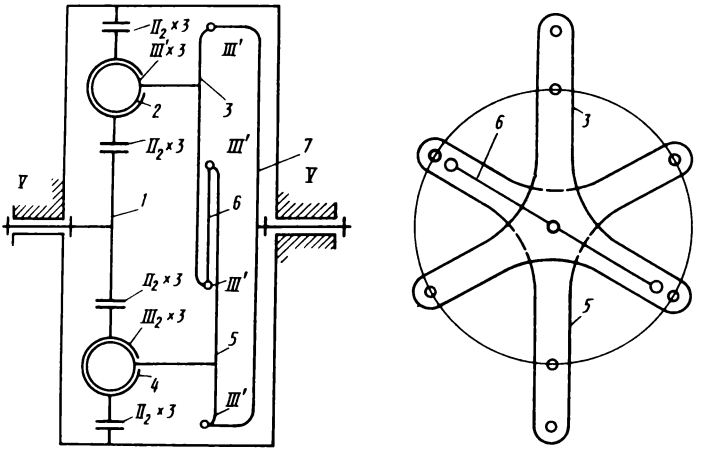
Рис. 8.6. Планетарный редуктор с шевронным зубом без избыточных связей и вредных подвижностей

$n=13$	f	$f'_п+f''_п$		$f'_н+f''_н$		f'	f''
$p_V=2$	-2	0	-2	0	-0	0	-2
$p_{IV}=7$	-14	0	-3	3	-8	-3	-11
$p_{III}=4$	-12	0	-3	-1	-8	-1	-11
$p_{II}=12$	-48	-12	-12	-12	-12	-24	-24
$k=12$	72	24	$+12$	12	$+24$	36	$+36$
	-4	12	-8	-4	-4	8	-12
(1 шевр. 3 сат.)		4	4	4		8	
$q-w=-4$		0	-4	0	$+0$	0	-4

транения сателлиты надо поставить на сферические опоры и ввести зубчатый кардан (косозубый) в солнечное колесо [предложение В. Г. Фролова, А.с. 191201 (СССР)]. Исправленный редуктор показан на рис. 8.6. У него четыре угловые подвижности $f'_п = 4$: кроме основной, три местных подвижности – вращения сферических вкладышей, что совершенно безвредно. При шести сателлитах уравнительные механизмы для всех сателлитов получаются очень сложными (см. рис.5.19). Число звеьев доходит до 27 и даже до 38.

Выгоднее каждые три сателлита устанавливать на отдельное плавающее водило и выравнивать передаваемые ими моменты. Уравнительный механизм может быть шарнирным [А.с. 407118 (СССР)] (рис. 8.7) или зубчатым (рис. 8.8).

У шарнирного механизма вращающиеся звенья следующие: солнечное колесо, шесть сателлитов, два водила, тяга и ведомый диск. Всего 11 подвижностей. На плоскую замену идет 11 – 1 = 10 = 5 + 5 подвижностей, на неплоско-

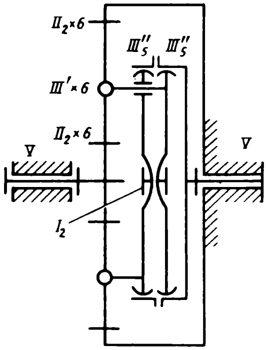


$n=4$ f	$f_п + f''_п$	$f'_н + f''_н$	f'	f''
$p_V = 2 - 2$ $p_{III} = 10 - 0$ $p_п = 12 - 48$	0 − 2 0 − 10 −12 − 12	0 − 0 0 − 20 12 − 12	0 0 −24	−2 −30 −24
$к = 13 - 78$	26 + 13	13 + 26	39	+ 39
− 2 (1 однопяд. 5 сат.) 2 водила	− 14 − 11 10 4	1 − 6 1	15	− 17 15
$q - w - 2$	0 −1	0 − 1	0	− 2

Р и с. 8.7. Редуктор с двумя водилами и шарнирным уравнительным механизмом

плоскую (два плавающих водила) – 2 × 2 = 4 подвижности, на неплоскую (одна тяга) – одна подвижность.

При зубчатом уравнительном механизме (см. рис. 8.8) применяются два косозубых кардана III''_5, осевые усилия которых передаются через пару I_2 и служат для выравнивания моментов. Вращающиеся звенья: солнечное колесо, шесть сателлитов, два водила с косозубыми колесами и ведомое шевронное колесо. Всего 10. На плоскую замену идет 10 – 1 = 9 = 4 + 4 + 1. Одна необычная замена вращательной подвиж-



$n=10$	f	$f'_п$	$+f''_п$	$f'_н$	$+f''_н$	f'	f''
$p_V=2$	-2	0	-2	0	-0	0	-2
$p'_{III}=6$	-18	0	-6	0	-12	0	-18
$p''_{IV}=2$	-6	0	-0	-2	-4	-2	-4
$p_{II}=12$	-48	-12	-12	-12	-12	-24	-24
$p_I=1$	-5	-2	-1	.0	-2	-2	-3
$k=13$	78	26	$+13$	13	$+26$	39	39
(6 сат 1 доп. зв.)	-1	12 ←8	-8 ←1	-1 ←4	-4	11 ←11	-12
$q-w=-1$		0	-1	0	-0	0	-1

Рис. 8.8. Редуктор с двумя водилами и уравнительным механизмом из косозубых колес

ности: $f''_п$ – линейной $f'_п$ (винтовым движением колеса). На неплоско-плоскую замену идут два плавающих водила – 2×2= = 4 подвижности.

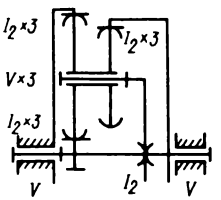
Механизм со свободным водилом, т.е. водилом, не нагруженным моментом, показан на рис. 8.9 и 8.10.

Механизм (см. рис. 8.10) сложнее, но он лучше уравновешен, чем механизм, показанный на рис. 8.9. При линейчатом контакте зубьев для устранения избыточных связей потребуется много дополнительных шарниров. Описание их можно найти в справочнике "Конструирование рациональных механизмов" (1967 г.).

Распределение подвижностей в парах p_I: на каждую пару идет угловых и две линейных подвижности (одна из линейных устраняется связью, накладываемой парой).

Угловые подвижности – плоские вокруг OZ; на девять пар их девять. Неплоские – вокруг OX и OY; на девять пар их 18. Линейные подвижности – девять неплоских вдоль OZ и девять плоских по OX и OY, разделять которые в данном случае не требуется. Вращающиеся звенья: солнечное колесо, три сателлита, водило и ведомое колесо. Всего шесть. На плоскую замену пойдет 6 – 1 = 5 подвижностей. По оси Z – одно плавающее звено – водило. Оно дает две неплоско-плоские замены.

Механизм, показанный на рис. 8.9, самый простой, но у него при эксцентричной насадке ведущей шестерни (допуск),

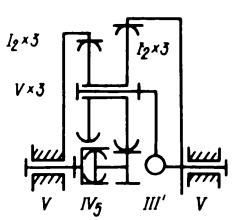


$n=6$	$f'_n + f''_n$		$f'_H + f''_H$		f'	f''
$p_V=5$	0	-5	0	-0	0	-5
$p_I=9$	-9	-9	-9	-18	-18	-27
$p_{Ia}=1$	-2	-1	0	-2	-2	-3
$k=9$	18	+9	9	+18	27	+27
$6k-f$	7	+6	0	2	7	-8
1	←5→		←2→		←7→	
$q-w$	0	-1	0	+0	0	-1

Р и с. 8.9. Редуктор со свободным водилом

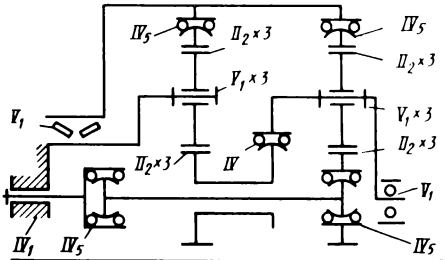
центр которой совершает круговое движение, возникает круговое движение у водила с той же угловой скоростью. Так как масса водила с сателлитами намного больше массы ведущей шестерни, то соответственно велика и возникающая центробежная сила. Поэтому для очень быстроходных редукторов следует применять механизм, показанный на рис. 8.10, где этот недостаток устранен. Для этого в редукторе добавляется зубчатый кардан IV_5, водило поставлено на сферическую опору *III*. Неплоско-плоских замен четыре.

Двухступенчатые редукторы с одинарной второй ступенью показаны на рис. 8.11 и 8.12. Вращающихся звеньев у них по девять. На плоскую замену идет 8 = 4 + 4 подвижностей. Избыточных связей вследствие сферических опор сателлитов (см. рис. 8.12) всего две против шести (см. рис. 8.11).



$n=7$	$f'_n + f''_n$		$f'_H + f''_H$		f'	f''
$p_V=5$	0	-5	0	-0	0	-5
$p_{IV}=1$	0	-0	0	-2	0	-2
$p_{III}=1$	0	-1	0	-2	0	-3
$p_I=9$	9	-9	-9	-18	-18	-27
$k=9$	18	+9	9	+18	27	+27
$6k-f$	9	-6	0	-4	9	-10
9	←5→		←4→		←9→	
$q-w$	0	-1	0	+0	0	-1

Р и с. 8.10. Редуктор со свободным водилом (особо быстроходный)



$n=14$ f	$f_n' + f_n''$	$f_н + f_н''$	f'	f''
$p_V = 9-9$	0 − 9	0 − 0	0	−9
$p_{IV} = 5-10$	0 − 0	0 − 10	0	−10
$p_{II} = 12-48$	12 − 12	−12 − 12	−24	−24
$к=12$ 72	24 + 12	12 + 24	36	36
5 (2однор. 3сат.)	12 − 9	0 + 2	12	−7
$q-w=5$	0 −1	0 + 6	0	6−1

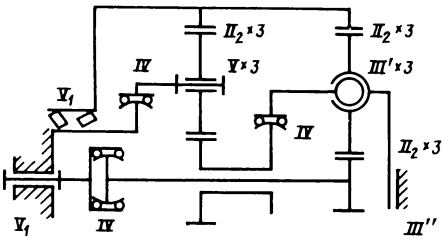
Р и с. 8.11. Двухступенчатый редуктор с одинарной второй ступенью

Двухступенчатые редуторы с раздвоенной второй ступенью показаны на рис. 8.13 и рис. 8.14. Выравнивание нагрузки достигается постановкой на балансиры (см. рис. 8.13) промежуточных колес второй ступени, а в редукторе, показанном на рис. 8.14, – сателлитов первой ступени.

На рис. 8.13 число вращающихся звеньев 12, плоских замен 11, на рис. 8.14 – соответственно 13 и 12.

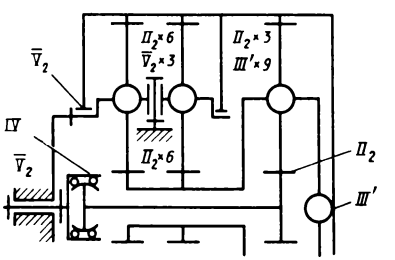
Редуктор с раздвоенной второй ступенью и двумя водилами в первой показан на рис. 8.15. В нем 12 вращающихся звеньев и соответственно 11 плоских замен. Получилась кроме основной подвижности f_z'' одна местная $f_y' = 1$, но она не опасна, так как компенсируется трением в зубьях.

Рис. 8.12. Редуктор самосвала Лектра — Хаул

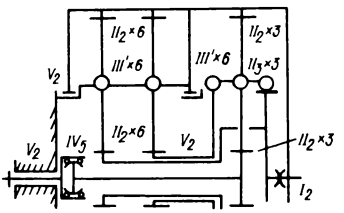


$n=12$ f	$f'_п+f''_п$		$f'_н+f''_н$		f'	f''
$p_V=5$ -5	0	-5	0	-0	0	-5
$p_{IV}=3$ -6	0	-0	0	-6	0	-6
$p'_{III}=3$ -9	0	-3	0	-6	0	-9
$p''_{III}=1$ -3	-2	-1	0	-0	2	-1
$p_{II}=12$ -48	-12	-12	-12	-12	-24	-24
$k=12$ 72	24	$+12$	12	$+24$	36	36
$+1$ (2 однар. 3 сат.)	10	-9	0	-0	10	-9
$q-w=1$	0	-1	0	$+2$	0	2–1

Рис. 8.13. Редуктор с раздвоенной второй ступенью и расположенным в ней уравнительным механизмом

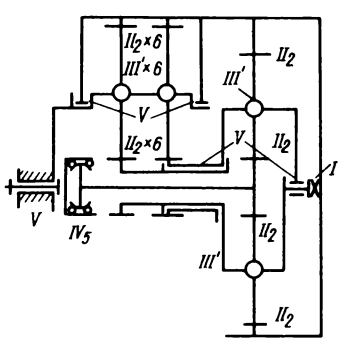


$n=16$	f	$f'_п+f''_п$		$f'_н+f''_н$		f'	f''
$p_V=5$	-5	0	-2	0	-3	0	-5
$p_{IV}=1$	-2	0	0	0	-2	0	-2
$p_{III}=10$	-30	0	-10	0	-20	0	-30
$p_{II}=18$	-72	-18	-18	-18	-18	-36	-36
$k=18$	108	36	$+18$	18	$+36$	54	$+54$
$6k=18$	-1	18	-12	0	-7	18	-19
(1 спарен. 1 однар. 3 сат. 1 общ.)							
$q-w$	-1	0	-1	0	$+0$	0	-1



n=17	f	f'_n +	f''_n	f'_H +	f''_H	f'	f''
$p_V=3$	-3	0	-3	0	-0	0	-3
$p_{IV}=1$	-2	0	-0	0	-2	0	-2
$p_{III}=12$	-36	0	-12	0	-24	0	-36
$p_{II}=18$	-72	-18	-18	-18	-18	-36	-36
$p_{II_3}=3$	-12	0	-3	-3	-6	-3	-9
$p_I=1$	-5	-2	-1	0	-2	-2	-3
к=21	126	42	+21	21	+42	63	+63
	-4	22	-16	0	-10	22	-26
(3 однор 3 сат)		←12→		←10→		←22→	
q-w=-4		0	-4	0	+0	0	-4

Р и с. 8.14. Редуктор с раздвоенной второй ступенью и с уравнительным механизмом в водиле первой ступени



n=13	f	f'_n +	f''_n	f'_H +	f''_H	f'	f''
$P_V=3$	-3	0	-3	0	-0	0	-3
$P_{IV}=1$	-2	0	-0	0	-2	0	-2
$P_{III}=8$	-24	0	-8	0	-16	0	-24
$P_{II}=16$	-64	-16	-16	16	-16	-32	-32
$P_I=1$	-5	-2	-1	0	-2	-2	-3
к=16	96	32	+16	16	-32	48	48
	-2	14	-12	0	-4	14	-16
3+3+2сат		←11→		←4→		←15→	
q-w=-2		-1	-1	0	+0	-1	-1

Р и с. 8.15. Редуктор с двумя водилами в первой ступени и по одному сателлиту в каждой ступени, служащими уравнительным механизмом для второй ступени

8.2. ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ЛИНЕЙНО-УГЛОВЫМ МЕТОДОМ

Исследование этим методом гораздо проще, чем другими. Правда, этот метод дает более краткие сведения – деление параметров только на линейные и угловые, но в большинстве случаев этого достаточно, а в более сложных можно ввести дополнение логическими рассуждениями.

Покажем, как пользоваться этим методом. Разделить подвижности на линейные и угловые без учета их направлений и расписать в соответствующие столбики никаких трудностей не составит.

Остановимся на числе замен. Это будет суммарное число, найденное предыдущим способом. Его можно найти и подсчетом числа поворачиваемых звеньев. Стойку не надо включать, но у нас это получается автоматически, так как через n мы обозначаем число подвижных звеньев. На каждую степень свободы расходуется одно звено. Поэтому надо вычесть и число степеней свободы. Не надо включать и звено с поступательными парами, так как оно поворачиваться не может. Карданное соединение устраняет одно относительное вращение двух звеньев. Поэтому надо вычесть и число карданов. С другой стороны, каждый вал, направленный по оси Z, например карданный, дает два поворачивания. Поэтому надо прибавить удвоенное число этих валов. Структурные таблицы приведены справа на рис. 8.1 – 8.15. Они получились намного проще, чем предыдущим методом. Подсчет замен к ним дан в табл. 8.1.

На рис. 8.14 оси трех сателлитов вращаются, поэтому подвижностей будет уже четыре. Но валы сателлитов направлены по оси Z и установлены на сферических парах. Поэтому их число прибавится к числу валов: к одному карданному и другому, состоящему из солнечных колес второй ступени и водил первой; в сумме будет 5 звеньев.

Редукторы с шевронным зубом приведены в табл. 8.2.

Таблица 8.1

Параметр	Номер рисунка				
	8.1	8.3	8.4	8.7	8.9
Общее число звеньев:	11	5	6	11	6
на подвижность	–1	–1	–1	–2	–1
на соединение звеньев	–2	–	–1	–	–
на карданные валы	2	–	2	2 + 4	2
Число замен	10	4	6	15	7

Продолжение табл. 8.1

Параметр	Номер рисунка					
	8.10	8.11	8.12	8.13	8.14	8.15
Общее число звеньев:	7	14	12	16	17	13
на подвижность	–1	–1	–1	–1	–4	–1
на соединение звеньев	–1	–5	–3	–1	–1	–1
на карданные валы	4	4	2	4	10	4
Число замен	9	12	10	18	22	15

Таблица 8.2

Номер рисунка	8.5	8.6	8.8
Общее число звеньев:			
на ряд шевронов	8	8	8
на осевые подвижности	–4	–4	–1
на карданные валы	6	4	4
Число замен	10	8	11

8.3. ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ (САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ)

Выбор схемы. Самоустанавливаемость сателлитов очень хорошо достигается в однорядных механизмах путем постановки сателлита на сферический подшипник. Поэтому целесообразно двухступенчатые механизмы создавать из однорядных.

При больших передаточных числах сферический подшипник хорошо размещается внутри сателлита, при малых для этого подшипника не хватает места. Для этих случаев рекомендуются конструкции сателлитов Д. И. Шаткуса, В. Н. Ермака, сателлит-подшипника Г. А. Снесарева (предложен на Алма-Атинской конференции, 1984 г.) и раздвоенная вторая ступень редуктора, где нагрузка на ось каждого колеса в 2 раза меньше.

Для размещения сферического подшипника предлагается увеличить диаметр сателлита путем выбора той схемы, у которой при заданном передаточном числе он наибольший, т.е. чтобы значение $i = z_2/z_1$ было наибольшим.

Такой случай встречается в электромоторколесах. Их передаточное число $u = 20 \div 35$ неосуществимо в одноступенчатой передаче и мало для двухступенчатой.

Увеличение передаточного числа требует увеличения скорости электродвигателя, а она лимитирована окружной скоростью на коллекторе.

Рассмотрим следующие схемы:

рис. 8.16, *а* – из двух рядовых передач, соединенных последовательно;

рис. 8.16, *б* – из планетарной и рядовой передач, соединенных последовательно;

рис. 8.16, *в* – замкнутая схема. Вторая ступень рядовая. Первая планетарная с венцом, соединенным с солнечным колесом второй ступени, и с водилом, соединенным с ведомым валом;

рис. 8.16, *г* – замкнутая схема. Вторая ступень рядовая. Первая планетарная, с водилом, соединенным с солнечным колесом второй ступени, и с венцом, соединенным с ведомым валом;

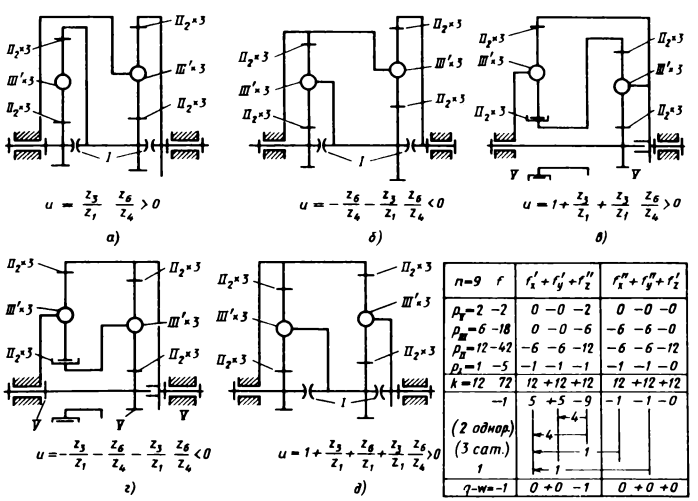
рис. 8.16, *д* – из двух планетарных передач, соединенных последовательно (конструкция ВНИИстройдормаша);

рис. 8.17 – с раздвоенной второй ступенью и планетарной первой, водило которой соединено с солнечным колесом одной половины второй ступени, а венец – с солнечным колесом второй половины второй ступени.

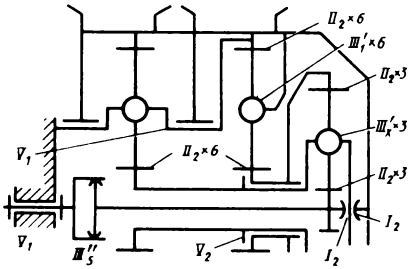
В схемах, показанных на рис. 8.16, *в* и *г*, плавающее звено не доходит до оси редуктора, так как это место занято ведущим валом. Поэтому осевую подвижность пришлось устранить выполнением бортов на ободе шестерни. На рис. 8.16 приведены таблицы исследования механизмов по уточненным структурным формулам.

Предлагаемый ниже расчет габаритов сателлитов является ориентировочным.

Введем обозначения числа зубьев для солнечного колеса, сателлита и венца первой ступени z_1, z_2 и z_3 соответственно, то же для второй ступени – z_4, z_5 и z_6 и для второй половины второй ступени (см. рис. 8.17) – z_7, z_8 и z_9. Передаточные числа редукторов, показанных на схемах



Р и с. 8.16. Варианты двухступенчатых редукторов, составленных из однорядных механизмов



$n=14$	f	$f_x' + f_y' + f_z''$	$f_x'' + f_y'' + f_z'$
$p_V = 3$	-3	$0 \quad -0 \quad -3$	$0 \quad -0 \quad -0$
$p_{III} = 10$	-30	$0 \quad -0 \quad -9$	$-10 \quad -10 \quad -1$
$p_{II} = 18$	-72	$-9 \quad -9 \quad -18$	$-9 \quad -9 \quad -18$
$p_I \quad 2$	-10	$-2 \quad -2 \quad -2$	$-2 \quad -2 \quad -0$
$k=19$	114	$19 \quad +19 \quad +19$	$19 \quad +19 \quad +19$
$6k=f$	-1	$8 \quad +8 \quad -13$	$-2 \quad -2 \quad -0$
(3 однор.)		$\leftarrow 6 \rightarrow$	
(3 сат.)		$\leftarrow 6 \rightarrow$	
		$\leftarrow 2 \rightarrow$	
2		$\leftarrow 2 \rightarrow$	
$q-w$		$0 \quad +0 \quad -1$	$0 \quad +0 \quad +0$

$$u = -\frac{z_3}{z_1} - \frac{z_9}{z_7} - \frac{z_3 z_6}{z_1 z_4} - \frac{z_3 z_9}{z_1 z_7} < 0$$

Р и с. 8.17. Редуктор с разными схемами половинок второй ступени

рис. 8.16, *а*, *в* и *д* – положительные, на схемах рис. 8.16, *б*, *г* и на рис. 8.17 – отрицательные.

Для упрощения расчета рассмотрим частный случай:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{z_8}{z_7},$$

причем

$$z_3 = z_1 + 2z_2;$$

$$z_6 = z_4 + 2z_5;$$

$$z_9 = z_7 + 2z_8;$$

поэтому

$$\frac{z_3}{z_1} = |+ 2\frac{z_2}{z_1} = |+ 2i;$$

$$\frac{z_6}{z_4} = |+ 2\frac{z_5}{z_4} = |+ 2i;$$

$$\frac{z_9}{z_7} = |+ 2\frac{z_8}{z_7} = |+ 2i.$$

Подставив полученные выражения в формулы для передаточного числа (см. рис. 8.16 и 8.17) и выполнив преобразования, получим зависимости между i и u (табл. 8.3). Значения i для u = 20, 25, 30 и 35 приведены в табл. 8.3.

Практически выпадает схема рис. 8.17, так как она предназначена для увеличения передаточного числа и потому для малых передаточных чисел непригодна.

Ни одна из схем, показанных на рис. 8.16, циркулирующей мощности не имеет. Схемы расположились в табл. 1 по убывающим значениям i. Лучшей является схема на рис. 8.16, *а*. Поэтому целесообразно именно для нее разработать хорошую конструкцию.

Схемы на рис. 8.16, *б* и *в*, а также на рис. 8.16, *г* и *д* по значениям i близки друг к другу. Наоборот, интервал в значениях i для схем на рис. 8.16, *а* и *б*, а также на рис. 8.16, *в* и *г* гораздо больше. Наиболее распространена на практике схема, показанная на рис. 8.16, *г*. Перейти от нее к схеме на рис. 8.16, *в* очень легко. Преимущество схемы на рис. 8.16, *в*: значительно меньшие центробежные силы сателлитов, что облегчает работу их подшипников. Поэтому именно такая схема получила широкое распространение в очень быстроходных редукторах. Конечно, для случая, когда нужно получить наибольшее передаточное число, схемы получат обратную оценку и наилучшей будет схема, показанная на рис. 8.16, *д*.

Рассмотрим, какой эффект дает увеличение диаметра сателлита, а вместе с ним и наружного диаметра сферического подшипника.

Как известно, грузоподъемность подшипника качения (в первом приближении) пропорциональна квадрату его диаметра. Поэтому запас грузоподъемности сферического подшипника будет пропорционален квадрату диаметра сателлита. Еще больше на запас грузоподъемности влияет радиальный габарит редуктора, а также радиус водила, с увеличением которого уменьшается окружное усилие. В этом случае запас грузоподъемности сферического подшипника сателлита пропорционален кубу радиального габарита редуктора.

Таблица 8.3

Схема	u	Формула	Значения i при u			
			20	25	30	35
Рис. 8.16:						
а	>0	$4i^2+4i-(u-1)=0$	1,74	2,00	2,24	2,46
б	<0	$4i^2+6i+(u+2)=0$	1,50	1,75	2,00	2,22
в	>0	$4i^2+6i-(u-3)=0$	1,45	1,71	1,95	2,18
г	<0	$4i^2+8i+(u+3)=0$	1,30	1,55	1,79	2,00
д	>0	$4i^2+8i-(u-4)=0$	1,24	1,50	1,74	1,96
Рис. 8.17	<0	$4i^2+12i+(u+5)=0$	0,812	1,00	1,17	1,33

Это показывает, как важно радиальный габарит редуктора брать возможно большим и как можно очень незначительным его увеличением обеспечить необходимую грузоподъемность сферического подшипника сателлита.

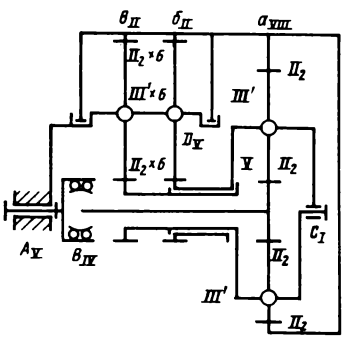
8.4. ИССЛЕДОВАНИЕ ОТРИЦАТЕЛЬНОГО ЧИСЛА ЗВЕНЬЕВ

Наиболее полное исследование структуры механизма дает применение поконтурного метода. Он позволяет во всех контурах определить подвижности и избыточные связи с учетом их характеристик. Однако при большом числе контуров возникает затруднение, в какой контур записать подвижность данной кинематической пары. Очень облегчает задачу ис-

пользование структурных блоков (см. Ч. I). В этой же работе рассмотрены подвижности для наиболее ходовых структурных блоков.

При исследовании структуры вместо подвижностей кинематических пар, вошедших в блоки, можно сразу записывать сумму их подвижностей $f_б$ (рис. 8.18). В общую структурную таблицу войдут подвижности пар, не вошедших в блоки, а также оставшееся число контуров и звеньев. Число звеньев здесь может оказаться отрицательным, что мы и рассмотрим ниже.

На рис. 8.18 при исследовании механизма целиком с тремя структурными блоками получилось отрицательное число звеньев $n = -2$. Произошло это потому, что на структурные блоки пошло: на два блока по пять звеньев, а на один – девять звеньев, всего 19 звеньев. В итоге на схему целиком осталось 17 – 19 = – 2.



$n=-2$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$w=2$	2	0 + 1 + 1	0 + 0 + 0
$k=6$	3б	6 + 6 + 6	6 + 6 + 6
$f_б=29$	– 29	– 3 – 3 – 5	– 6 – 6 – 6
$p_V=2$	– 2	0 – 0 – 2	0 – 0 – 0
$p_{IV}=1$	– 2	0 – 0 – 0	– 1 – 1 – 0
$p_I=1$	– 5	1 – 1 – 1	– 1 – 1 – 0
	0	2 + 3 – 1	– 2 – 2 + 0
$q-w$	0	0 + 0 + 0	0 + 0 + 0

АВаС	f'_x f'_y f''_z	0 А В 0 а в А а а	f''_x f''_y f'_z
Са	f'_x f'_y f''_z	С С С С Са а	f''_x f''_y f'_z
аб	f'_x f'_y f''_z	а б а б а б	f''_x f''_y f'_z
ав	f'_x f'_y f''_z	0 а в 0 а в в в	f''_x f''_y f''_z
бD	f'_x f'_y f''_z	б б б б б б	f''_x f''_y f''_z
вD	f'_x f'_y f''_z	в в в в D в	f''_x f''_y f'_z

Рис. 8.18. Пример отрицательного числа звеньев

В механизме (см. рис. 8.17) есть соединения звена одного блока со звеном другого. Такую пару будем рассматривать как одно звено, а в структурных блоках считать 2 раза по одному в каждом блоке. Таких соединений пять: два соединения водила первой ступени с солнечным колесом второй; одно соединение водил второй ступени; два соединения венцов между собой.

В структурные блоки не попали три звена: ведущий вал ***AB***; карданный вал ***BC*** и колесный барабан с подшипником ***D***. Поэтому отрицательное число звеньев будет – 5 + 3 = – 2, что и получилось выше.

8.5. ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

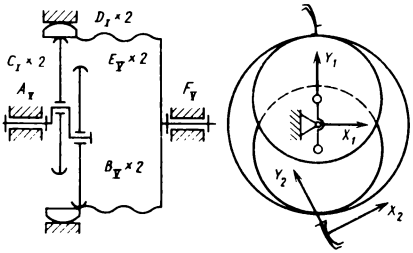
Линейно-угловой метод исследования применим и к волновым передачам (рис. 8.19 – 8.24). Его можно уточнить, рассматривая отдельно плоские и неплоские подвижности. Такое исследование приведено в правой части структурных таблиц на тех же рисунках. Волновые передачи имеют свои особенности в структуре. Зуб гибкого колеса приходится рассматривать как отдельное звено и учитывать это при подсчете числа звеньев, но нельзя рассматривать как поворачиваемое звено при замене подвижностей, так как это звено не имеет длины (точка).

Деформации гибкого звена будем рассматривать как прогиб под нажимом ролика, т.е. это будут линейные подвижности (пары V_3), число которых равно числу роликов.

Само гибкое звено передает момент, поэтому не может скручиваться (точнее мы его не учитываем). В результате мы рассматриваем его как поворачиваемое звено при замене подвижностей.

Зубчатый кардан IV_5 имеет две угловые подвижности, поэтому звено с ним аналогично звену с шаровыми парами может дать две замены (рис. 8.20). Но угловой подвижности относительно третьей оси он не имеет, в результате на единицу сокращается число поворачиваемых звеньев.

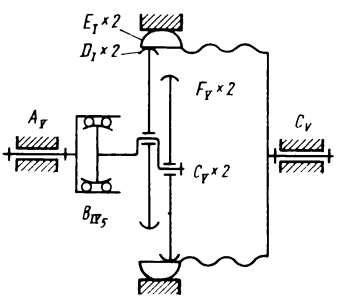
Волновые передачи имеют много местных подвижностей: по



$n=6$	f	f'	f''	$f_n'+f_n''$	$f_H'+f_H''$
$P_{V_2}=4$	-4	0	-4	0 -4	0 -0
$P_{V_3}=2$	-2	-2	0	-2 -0	0 -0
$P_{II}=2$	-10	-4	-6	-2 -2	-2 -4
$P_{I_2}=2$	-10	-4	-6	-2 -2	-2 -4
$k=4$	24	12	+12	8 +4	+4 +8
	-2	2	-4	2 -4	0 0
		1		1	
$q-w=1-3$		1	-3	1 -3	0 +0

$n=6$	$f_{x1}'+f_{y1}'$	$f_{x2}'+f_{y2}$	f_z''	$f_{x1}''+f_{y1}''$	$f_{x2}''+f_{y2}''$	f_z'
$2\dot{A}\dot{B}\dot{C}EF$	C E	A B C		C C		C
	C E	B C		C C		C
$2\dot{D}EF$		0 D	D		D D	D
		0 D	D F		D D	D

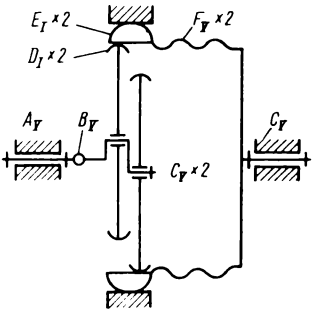
Р и с. 8.19. Волновая передача с жестким валом и одной избыточной связью



$n=7$	f	f'	f''	$f_n'+f_n''$	$f_H'+f_H''$
$P_{V_2}=4$	-4	0	-4	0 -4	0 -0
$P_{V_3}=2$	-2	-2	0	-2 -0	0 -0
$P_{IV_5}=1$	-2	0	-2	0 -0	0 -2
$P_I=4$	-20	-8	-12	-4 -4	-4 -8
$K=4$	24	12 + 12		8 +4	4 +8
	-4	2 - 6		-2 -4	0 -2
		2		1 1	
$q-w=-4$		0	-4	0 -3	0 -1

$n=7$ $K=4$	$f_{x1}'+f_{y1}'$ $f_{x2}'+f_{y2}'+f_z''$	$f_{x1}''+f_{y1}''$ $f_{x2}'+f_{y2}''+f_z'$
$2\dot{A}\ddot{B}\dot{C}\dot{D}FG$	D F A C D	D D D
	D F C D	B D B D D
$2\dot{E}FG$	0 E F	E E E
	0 E E G	E E E

Р и с. 8.20. Волновая передача с зубчатым карданом, имеющая вредную подвижность



$n = 7$	f	f'	f''	$f'_n + f''_n$	$f'_н + f''_н$
$P_{Y_2} = 4$	-4	0	-4	$0 \quad -4$	$0 \quad -0$
$P_{Y_X} = 1$	-1	0	-1	$0 \quad -0$	$0 \quad -1$
$P_{Y_3} = 2$	-2	-2	0	$-2 \quad 0$	$0 \quad -0$
$P_I = 4$	-20	-8	-12	$-4 \quad -4$	$-4 \quad -8$
$к = 4$	24	$12 + 12$		$8 + 4 + 4 + 8$	
	-3	$2 \quad -5$		$2 \quad -4$	$0 \quad -1$
		2		1 1	
$q - w = -3$		0	-3	$-0 \quad -3$	$0 \quad -0$

$n = 7 \quad к = 4$	$f_{x1} + f_{y1} \quad f_{x2} + f_{y2} + f''_z$	$f''_{x1} + f_{y1} \quad f''_{x2} + f''_{y2} + f'_z$
$2\dot{A}\dot{B}\dot{C}\dot{D}FG$	D F A C D F C D	D D D B D D D
$2\dot{E}FG$	D F E E 0 E F G	E E E E E E

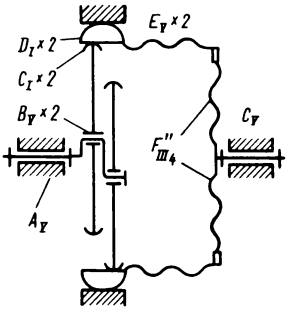
Р и с. 8.21. Волновая передача с поперечным шарниром (рекомендуемая)

одной угловой на каждый ролик. В кулачковом волнообразователе четыре подвижности на каждый шарик – одна линейная и три угловые (см. рис. 8.24). Конечно, остается и основная подвижность – вращение редуктора.

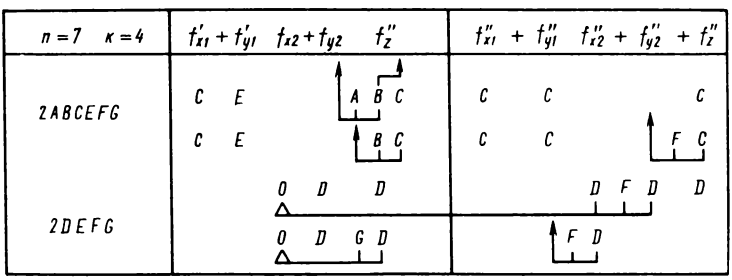
Оси координат на рис. 8.19 – 8.24 будем брать следующим образом: OX_1 – по касательной к ролику; OY_1 – по нормали к ролику; OX_2 – по нормали к зубу; OY_2 – по касательной к зубу; OZ – вдоль оси вращения.

Замена подвижностей здесь трудностей не представляет. Заменяемой обычно является недостающая линейная подвижность. Для проверки можно воспользоваться подсчетом числа поворачиваемых звеньев и подвижностей продольных валов за вычетом степеней свободы в соединении валов (муфт), который сделан в табл. 8.4.

Рассмотрим волновую передачу с жестким валом (см. рис. 8.19). Поворачиваемых звеньев у нее четыре, подвиж-



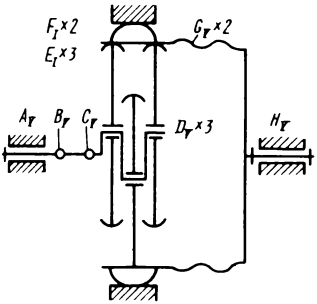
$n=7$	f	f'	f''	$f'_n+f''_n$	$f'_н+f''_н$
$P_{V2}=4$	-4	0	-4	$0-4$	$0-0$
$P_{V3}=2$	-2	-2	0	$-2-0$	$0-0$
$P''_{III}=1$	-3	-1	-2	$0-0$	$-1-2$
$P_I=4$	-20	-8	-12	$-4-4$	$-4-8$
$к=4$	24	$12+12$		$8+4+4+8$	
	-5	$1-6$		$2-4-1-2$	
$q-w=-5$		-1	-4	$0-3$	$1-1$



Р и с. 8.22. Волновая передача с гибким дном

Таблица 8.4

Параметр	Номер рисунка					
	8.19	8.20	8.21	8.22	8.23	8.24
Общее число:						
поворачиваемых звеньев	4	5	5	5	7	3
подвижностей	–3	–4	–3	–4	–4	–1
соединений	–	–1	–	–	–	–
карданных валов	–	2	–	2	–	–
Число замен	1	2	2	3	3	2



$n = 9$	f	f'	f''	$f'_п + f''_п$	$f'_н + f''_н$
$P_{I_2} = 5$	-5	0	-5	$0 - 5$	$0 - 0$
$P_{I_1} = 2$	-2	0	-2	$0 - 0$	$0 - 2$
$P_{I_3} = 2$	-2	-2	0	$-2 - 0$	$0 - 0$
$P_1 = 5$	-25	-10	-15	$-5 - 5$	$-5 - 10$
$к = 5$	30	$15 + 15$		$10 + 5$	$5 + 10$
	-4	$3 - 7$		$3 - 5$	$0 - 2$
		3		1 2	
$q - w = -4$		0	-4	$0 - 4$	$0 - 0$

$n=9$ $к=5$	$f'_{x1} + f'_{y1}$	$f'_{x2} + f'_{y2}$	f''_z	$f''_{x1} + f''_{y1}$	$f''_{x2} + f''_{y2} - f'_z$
$3\dot{A}\dot{B}\dot{C}\dot{D}\dot{E}GH$	E	O	A D E	B C E F	E
	E	G	D E	E E	E
	E	G	D E	E E	E
$2\dot{F}\dot{G}H$		O	F F	F F F	
		O	F F H	F F F	

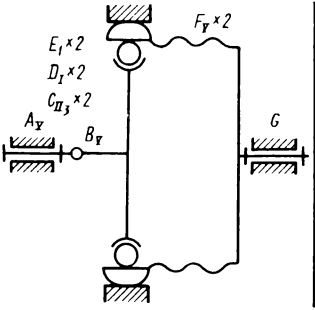
Р и с. 8.23. Трехроликовая передача, в которой устраняется нежелательный изгиб оболочки

ностей три: основная и проскальзывание двух роликов; соединений и продольных валов нет. Поэтому число замен 4 – – 3 = 1 (см. табл. 8.4).

Линейно-угловым методом получаем одну линейную избыточную связь и три угловые подвижности, а линейно-угловым уточненным методом и связь и подвижности получаем плоскими.

Поконтурным методом (см. рис. 8.19, *а*) получается, что угловые подвижности плоские: основная подвижность звена *AB* и местные подвижности роликов 2*BC*. Избыточная связь – линейная по оси OX_2 – дает неодинаковую нагрузку в зацеплениях (верхнем и нижнем).

Для удаления избыточной связи попробуем на ведущем валу поставить зубчатый кардан B_{IV_5} (см. рис. 8.20). Получилось две замены (см. табл. 8.4), избыточных связей нет.



$n = 7$	f	f'	f''	$f'_n + f''_n$	$f'_H + f''_H$
$P_V = 3$	-3	0	-3	$0 - 2$	$0 - 1$
$P_{V_3} = 2$	-2	-2	0	$-2 - 0$	$0 - 0$
$P_{\Pi_3} = 2$	-8	-2	-6	$-2 - 2$	$0 - 4$
$P_1 = 4$	-20	-8	-12	$-4 - 4$	$-4 - 8$
$\kappa = 4$	24	12	-12	$8 - 4$	$-4 - 8$
	-9	0	-9	$0 - 4$	$0 - 5$
		2		1	1
$q - w = -9$	-2	-7		$-2 - 3$	$0 - 4$

$n = 7$ $\kappa = 4$	$f'_{x1} + f'_{y1}$ $f'_{x2} + f'_{y2}$ f''_z	$f''_{x1} + f''_{y1}$ $f''_{x2} + f''_{y2}$ f'_z
$2\dot{A}\ddot{B}\dot{C}\dot{D}FG$	C D F A C D C D F C D	C D C D B D C D C D D
$2\dot{E}FG$	0 E E 0 E E G	E E E

Р и с. 8.24. Передача с кулачковым генератором волн с одним поперечным шарниром (рекомендуемая)

Подвижности только угловые: три обычные (основная и два ролика) и одна неплоская.

Исследование поконтурным методом (см. рис. 8.20, *а*) показывает, что подвижность системы BD вокруг оси OY_1 нежелательна.

Избыточная связь устраняется поворотом системы BD вокруг оси OX_1, при этом в одном зацеплении центры сближаются, а в другом – разводятся и за счет клиновидности зубьев нагрузка на них выравнивается. Так же устраняется избыточная связь передачи, показанной на рис. 8.21.

Исследование показало, что подвижность f''_{y_1}, которую ввели в зубчатом кардане B_{IV_5}, является вредной и вместо кардана надо поставить пару B_V без этой подвижности (см.

рис. 8.21). Замен остается также две, избыточных связей нет, подвижности только три (обычные). Вредная подвижность f''_{y_1} устранилась (см. исследование поконтурным методом на рис. 8.21, *а*), поэтому эту схему можно рекомендовать для внедрения.

Другой способ устранения избыточных связей – это передача с гибким дном (см. рис. 8.22). Дно представляет собой пару третьего класса III''_4. Замен здесь две (см. таблицу на рис. 8.22). Избыточных связей нет, подвижностей пять: одна линейная и четыре угловые. Линейно-угловой уточненный метод показывает, что плоских подвижностей три угловые (обычные), а неплоских – одна линейная (прогиб дна *FC*, см. рис. 8.22, *а*), а другая – угловая в парах *FD*. Хотя она не такая вредная, как на схеме рис. 8.20, но все же нежелательная. Кроме того, сложным является изготовление гибкого дна.

Для устранения перекоса колокола можно применить трехроликовую передачу (см. рис. 8.23). В этом случае для устранения избыточных связей одного поперечного шарнира B_V (см. рис. 8.21) будет недостаточно и придется поставить второй C_V. Поворачиваемых звеньев семь, степеней свободы четыре: основная и трех роликов. Соединений валов и продольных валов нет. Поэтому число замен 7 – 4 = 3 (см. таблицу на рис. 8.23).

Линейно-угловой метод показал, что избыточных связей нет, а подвижностей только четыре и все они угловые, а линейно-угловой уточненный метод – что они плоские. То же самое показал и поконтурный метод (см. рис. 8.23,*а*), по которому в одну группу мы объединили три контура, а в другую – два и для устранения избыточных связей использовали клиновидность зубьев, как и на схемах рис. 8.20 и 8.21.

Применяются и кулачковые генераторы волн (см. рис.8.24). Рассмотрим в показанном механизме два шарика, так как избыточные связи, вызываемые остальными шариками, безвредны. Здесь потребуется поперечный шарнир, так же как на рис. 8.21. Поворачиваемых звеньев здесь три: *AC*,

CB и *EG* (зубья и шарики не входят); одна степень свободы. Итого 3 – 1 = 2 замены.

Формула Озола показывает, что здесь девять подвижностей, линейно-угловой метод – что две из них линейные, а семь угловые, а линейно-угловой уточненный и поконтурный методы – что линейные подвижности плоские (проскальзывание шариков в желобе кулачка), а угловых подвижности три плоские (основная и вращение двух шариков вокруг главной оси) и четыре неплоские (вращение двух шариков вокруг двух неплоских осей).

8.6. МНОГОСАТЕЛЛИТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Многосателлитные планетарные передачи способствуют значительному сокращению габаритов и веса механизмов, особенно при большом числе сателлитов. Но это получается только при условии равномерного распределения нагрузки между сателлитами, чего достигают с помощью уравнительного механизма.

Правильность схемы такого механизма можно проверить путем подсчета избыточных связей. Уравнительный механизм должен быть статически определимым. Для плоских механизмов можно использовать формулу (1.1).

Во всех многосателлитных механизмах с однорядными сателлитами возможны два решения:

зубья делают цилиндрическими (пара II_2), а сателлиты ставят на сферические опоры (пара III'_2);

зубья делают бочкообразными (пара I_2), а сателлиты ставят на вращательные пары V_2.

Используем первое решение, как обеспечивающее линейчатый контакт, а следовательно, бо́льшую несущую способность (в 2 раза).

Самый простой уравнительный механизм получается при двух сателлитах (рис. 8.25, *а*). Водило здесь делают плавающим и соединяют его с ведомым валом при помощи двух поводков, обязательно параллельных линии, соединяющей центры сателлитов. Это необходимо потому, что на переме-

щение других звеньев радиальное перемещение центра сателлита не влияет, а влияет только тангенциальное. Такое перемещение и должен давать уравнительный механизм.

При двух сателлитах уравнительный механизм ни на центральном, ни на опорном колесе ставить нельзя, так как тогда невозможно будет выполнить упомянутое условие направления поводков.

В этом механизме $w = 2$. Вторая подвижность получилась

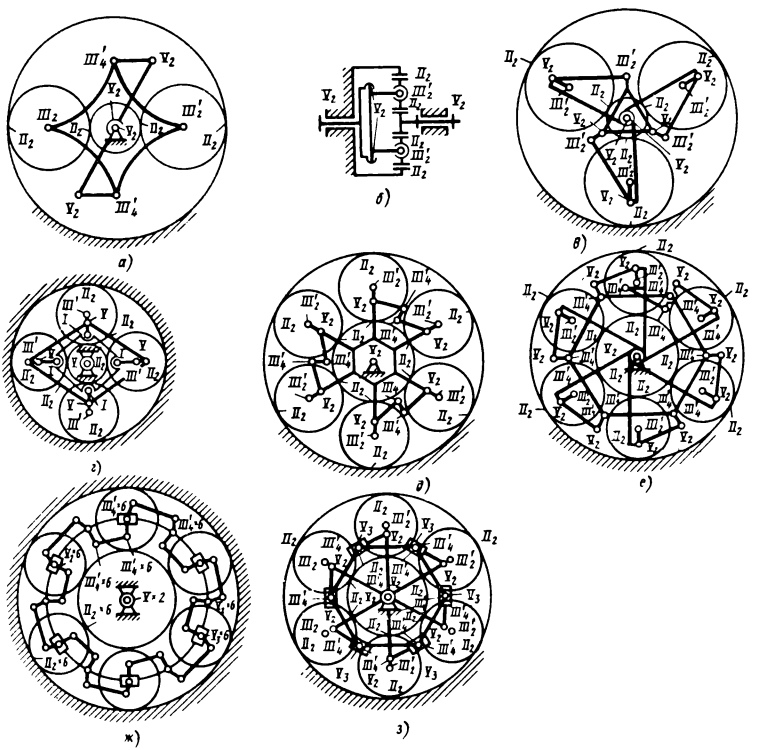


Рис. 8.25. Уравнительные механизмы многосателлитных редукторов:

а, *б* — при двух сателлитах; *в* — при трех сателлитах; *г* — при четырех сателлитах, конструкция фирмы "Симмеринг"; *д* — при шести сателлитах с плавающим звеном; *е* — без плавающего звена при любом числе сателлитов; *ж* — системы Арнаудова; *з* — с поступательными парами

за счет вращения водила вокруг пар III'_4, III'_4. Эта подвижность вредная, и ее необходимо устранить введением соответствующих упоров: при $n = 7$ $p_V = 4$, $p_{III} = 4$ и $p_{II} = 4$, т.е.

$$q = 2 - 6\cdot7 + 5\cdot4 + 3\cdot4 + 2\cdot4 = 0.$$

При двух сателлитах на сферических опорах уравнительный механизм можно сделать еще проще (рис. 8.25, *б*). Для этого водило надо соединить с ведомым валом вращательной парой V_2, ось которой параллельна линии центров сателлитов. В этом механизме $w = 1$, $n = 5$, $p_V = 3$, $p'_{III} = 2$ и $p_{II} = 4$, т.е.

$$q = 1 - 6\cdot5 + 5\cdot3 + 3\cdot2 + 2\cdot4 = 0.$$

Интересно сравнить этот механизм с механизмом, показанным на рис. 8.25, *а*, у него пять звеньев и девять пар против семи звеньев и 12 пар у механизма на рис. 8.25, *а*.

При трех сателлитах проще получается конструкция с плавающим звеном. Несмотря на это, встречается конструкция, в которой каждый сателлит сидит на угловом рычаге, соединенном с водилом вращательной парой V_2 (рис.8.25,*в*). Другие концы рычагов при помощи поводков $III'V_2$ соединены плавающим звеном, условно показанным в виде треугольника. Такое устройство выравнивает усилия на поводках, а следовательно, и нагрузки на сателлиты. Чтобы избежать местной подвижности, которая может оказаться вредной, один из поводков неподвижно соединяют с плавающим звеном. В этом механизме $n = 11$, $p_V = 7$, $p_{III} = 6$, $p_{II} = 6$ и $w = 1$, т.е.

$$q = 1 - 6\cdot11 + 5\cdot7 + 3\cdot6 + 2\cdot6 = 0.$$

Для трех сателлитов интересный уравнительный механизм предложили Г. А. Анопов и А. Ф. Крайнев.

Вместо поводков рычаги можно соединить с плавающим звеном с помощью пальца и паза. Такую конструкцию предложил Фритш. Он же предложил уравнительный механизм с угловыми рычагами для двух сателлитов. Угловые рычаги соеди-

нены зубчатыми сегментами. Можно соединить их и с помощью механизма антипараллельного кривошипа.

Уравнительное устройство для четырех сателлитов, применяемое в Австрии фирмой "Симмеринг", показано на рис. 8.25, *г*. Здесь водило изображено в виде ромба. На плавающее звено действуют четыре силы, поэтому нельзя, чтобы эти силы пересекались в одной точке, так как тогда нарушится условие 6, сформулированное в кн. 1, на с. 104. Поэтому взят общий случай расположения сил на плоскости – две силы действуют в горизонтальном направлении и две в вертикальном (для положения механизма, показанного на рис. 8.25, *г*).

Следует отметить, что два сателлита опираются на рычаги первого рода (верхний и нижний), а два других – на рычаги второго рода. Благодаря этому моменты, передаваемые ими на плавающее звено, направлены в противоположные стороны, поэтому они и уравновешиваются.

Во избежание вредной подвижности плавающее звено должно соединяться со стойкой плоскостной парой III'_2, или из четырех пар I_2, соединяющих его с рычагами, три надо заменить парами II_2.

В этом механизме $w = 1$, $n = 11$, $p_V = 6$, $p_{III} = 5$, $p_{II} = 8$ и $p_I = 4$. Поэтому по формуле (1.1)

$$q = 1 - 6\cdot 11 + 5\cdot 6 + 3\cdot 5 + 2\cdot 8 + 4\cdot 1 = 0.$$

Правда, в исполненных механизмах все четыре пары на плавающем звене выполнены как пары второго класса, поэтому у него $q = 1$, но это не опасно вследствие наличия больших осевых зазоров в парах плавающего звена.

При числе сателлитов больше трех одно плавающее звено не выравнивает нагрузки, поэтому в этом случае следует применять механизмы, выравнивающие нагрузки соседних сателлитов. Такое устройство для шести сателлитов показано на рис. 8.25, *д*. Здесь следующие подвижности: основное движение; вращение трех поводков $III'_4 III'_4$ вокруг своих осей; три подвижности плавающего звена (перемещение вдоль оси механизма и два вращения вокруг осей, перпендикуляр-

ных к оси механизма). В этом механизме $w = 7$, $n = 17$, $p_V = 7$, $p_{III} = 12$ и $p_{II} = 12$, т.е.

$$q = 7 - 6 \cdot 17 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 12 + 2 \cdot 12 = 0.$$

Такое же устройство можно применить при пяти сателлитах с двумя вспомогательными механизмами и при четырех с одним вспомогательным выравнивающим механизмом. Одно из центральных звеньев по-прежнему выполняют плавающим. При числе сателлитов больше шести этот механизм не пригоден.

При любом числе сателлитов можно применять и общий выравнивающий механизм без плавающего звена (рис. 8.25, *е*). Здесь многоугольник следует выполнять шарнирным – в каждом углу три звена соединяют двумя парами III'_4. Для уменьшения трения применены только вращательные пары и нет поступательных. Здесь при шести сателлитах $w = 8$ (основное движение плюс вращение семи поводков вокруг своих осей). Имеем: $n = 27$, $p_V = 14$, $p_{III} = 20$, $p_{II} = 2$, т.е.

$$q = 8 - 6 \cdot 27 + 5 \cdot 14 + 3 \cdot 20 + 2 \cdot 12 = 0.$$

Если механизм передает момент только в одном направлении, когда короткие тяги, присоединенные к многоугольнику, работают на растяжение, его можно упростить. В этом случае многоугольник будет висеть на тягах и направляющий механизм для него не нужен. При этом исключаются один поводок, две пары $III'_4 III'_4$ и местная подвижность поводка. Добавляется одна подвижность – вращение многоугольника вокруг оси механизма. Работе она не вредит, так как многоугольник центрирован тягами. В этом случае $w = 8$, $n = 26$, $p_V = 14$, $p_{III} = 18$ и $p_{II} = 12$, т.е.

$$q = 8 - 6 \cdot 26 + 5 \cdot 14 + 3 \cdot 18 + 2 \cdot 12 = 0.$$

Еще более сложный механизм предложил Арнаудов (рис.8.25, *ж*). У него оси сателлитов соединены с водилом с помощью ползунов V_3, имеющих подвижность в тангенциальном направлении. Выравнивание окружных усилий достигается системой равноплечих рычагов, половина из которых имеет

оси вращения V_2 на ползунах и другая половина оси V_2 – на водиле. Рычаги соединяются тягами $III'_4III'_4$. Механизм имеет групповую подвижность – вращение всех рычагов в одном направлении, например против часовой стрелки. Хотя вредной ее считать нельзя, но все же она может привести к возникновению стука в механизме. Здесь при шести сателлитах w = 14 (основное движение плюс групповая подвижность плюс вращение 12 тяг вокруг своих осей) n = 38, p_V = 20, p_{III} = 30 и p_{II} = 12, т.е.

$$q = 14 - 6\cdot 38 + 5\cdot 20 + 3\cdot 30 + 2\cdot 12 = 0.$$

Следует отметить, что механизм при шести сателлитах, показанный на рис. 8.25, *д*, получился значительно проще. У него 17 звеньев и 19 вращательных пар против 27 – 26 звеньев и 34 – 32 пар, имеющихся в механизме, приведенном на рис. 8.25, *е*, или против 38 звеньев и 50 пар, имеющихся в механизме Арнаудова.

Если применить поступательные пары, то число звеньев можно еще сократить (рис. 8.25, *з*).

При шести сателлитах еще проще получается механизм с двумя водилами (см. рис. 8.8), в котором 10 звеньев и 23 кинематические пары.

Для снижения трения до минимального необходимо так подобрать размеры, чтобы при работе механизмов перемещение ползуна было минимальным. При этом центр ползуна должен располагаться на прямой, соединяющей центры вращения рычагов соседних сателлитов.

В этом механизме w = 7 (основное движение и местные подвижности шести поводков), n = 25, p_V = 13, p_{III} = 18 и p_{II} = 12, т.е.

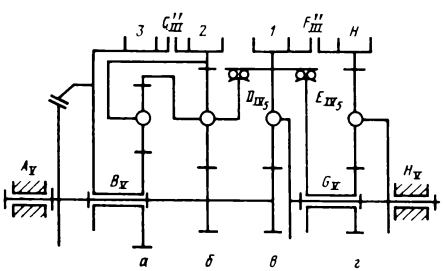
$$q = 7 - 6\cdot 25 + 5\cdot 13 + 3\cdot 18 + 2\cdot 12 = 0.$$

Следует отметить, что аналогичный механизм предложил Ф. А. Яцкайтис с той лишь разницей, что он не учел условия наименьшего трения при расположении ползуна.

8.7. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

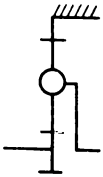
Каждая передача включается торможением одного тормозного барабана. Мы будем рассматривать структуру механизма при всех отпущенных тормозах. При этом будет две степени свободы – независимые вращения ведущегю вала и ведомого. Правда, бывают коробки, у которых каждая передача включается нажатием двух тормозов, но таких коробок (у которых три степени свободы) мы рассматривать не будем.

Рассмотрим коробку Вильсона (рис. 8.26). Она дает четыре передачи вперед и одну назад и состоит из четырех однорядных механизмов. Чтобы не усложнять решение, каждый такой механизм будем рассматривать для трех сателлитов на сферических опорах как структурный блок (рис. 8.27). В нем девять подвижностей – три плоские и шесть неплоских. Обозначать блоки будем буквами *а* – *г*. В этой коробке много концентрических звеньев, поэтому плавающими можно сделать только тормозные барабаны. При этом плавать должен также и заторможенный барабан. Теоретически это допускают все самоустанавливающиеся автомобильные тормоза. Однако вследствие большого трения они будут нарушать равномер-



$n=0$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$f_б$	-36	4 – 4 – 4	– 8 – 8 – 8
$p_V=4$	-4	0 – 0 – 4	0 – 0 – 0
$p_{II}=2$	-4	0 – 0 – 0	– 2 – 2 – 0
$p''_{III}=2$	-6	– 2 – 2 – 2	0 – 0 – 0
$k=8$	48	8 + 8 + 8	8 + 8 + 8
	– 2	2 + 2 – 2	2 – 2 – 0
		2 2	
$q-w=-2$		0 + 0 – 2	0 + 0 + 0
АВН		в в А Н	в в в
ВаС		С С В С	а а а
Ваб		0 0 а	а 0 а б а
Ваб		б б б	б б б
АбДЕGН		0 0 G	Д Е Д Е б
ВабДв		а а в	в в в
Gг		г г г	г г г
GEFг		F F F	г г г

Рис. 8.26. Многоступенчатая коробка передач



$n=5$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f''_z$
$p_{III}=3$ $p_{II}=6$	-9 -24	0 -0 -3 -3 -3 -6	-3 -3 -0 -3 -3 -6
$k=4$	24	4 +4 +4	4 +4 +4
	-9	1 +1 -5 2 2	-2 -2 -2
$q-w=-9$		-1 -1 -1	-2 -2 -2

Рис. 8.27. Структурный блок

ность распределения нагрузки между сателлитами. Поэтому предлагается тормоз, который это распределение почти не нарушает и который будет описан ниже [А.с. 1176122 (СССР), авторы: Л. Н. Решетов, В. В. Коганова, Н. Л. Решетов)].

Перейдем к выбору кинематических пар. В коробке имеется звено, опирающееся: на венец блока *а*, на водило блока *б*, на венец блока *в*, на солнечное колесо блока *г*. А для самоустанавливаемости звено может опираться только на два других. Поэтому разделим его на три части с помощью зубчатых карданов D_{IV_5} и E_{IV_5}. Здесь большими латинскими буквами (с соответствующими индексами) будем обозначать только те пары, которые не вошли в структурные блоки. Венец блока *в* будет служить полукарданом для пар D_{IV_5} и E_{IV_5}, что упрощает конструкцию. Теперь будем устранять вредные подвижности. Такие подвижности вдоль оси Z появились и у венца блока *г* и у венца блока *б*, соединенного с водилом блока *а*. Устраним их плоскостными парами E''_{III} между блоками *в* и *г* и C''_{III} – между барабаном третьей передачи и блоком *б*.

Переходим к структуре. В механизме 20 звеньев и 44 кинематические пары, поэтому контуров $k = p - n = 44 - 20 = 24$. Чтобы уменьшить их число и упростить решение, необ-

ходимо воспользоваться структурными блоками (см. рис. 8.27). Их четыре – по четыре контура в каждом, остаются: $k = 24 - 4 \cdot 4 = 8$, и те пары, которые не вошли в контуры (обозначены большими латинскими буквами, см. рис. 8.26). В таблицу войдут подвижности блоков 9×4 = 36, которые распишем по столбцам в соответствии с рис. 8.27. После замен подвижностей при использовании двух поворачиваемых звеньев, направленных по оси z – DE и $аб$, останется $f''_z = -2$. Знак минус получается потому, что при наших обозначениях подвижности отрицательны, а избыточные связи положительны.

В нижней части таблицы подвижностей (см. рис. 8.26) проведено исследование поконтурным методом. Два контура обозначены $Ваб$. Но ошибки тут нет. В один контур вошли венец блока $а$ и водило блока $б$, а в другой – водило блока $а$ и венец блока $б$. Получились две угловые подвижности, что и требовалось; избыточные связи отсутствуют.

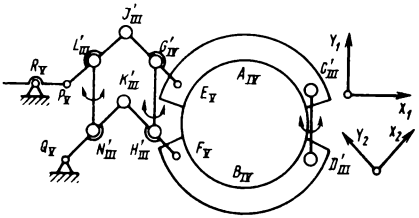
Плавающий тормоз показан на рис. 8.28. Он состоит из двух колодок CAE и DBF, соединенных тягой CD. Их прижимают рычаги EJP и FKQ, соединенные тягами GH и LN. Конец одного рычага присоединен к неподвижному шарниру Q, а у другого рычага – к шарниру P управляющего рычага PR.

При торможении управляющий рычаг PR поворачивается по часовой стрелке, шарниры P и Q сближаются, шарниры J и K раздвигаются, шарниры E и F сближаются и прижимают колодки. При начале движения перемещение происходит в обратном направлении.

Оси координат X_1 и Y_1 направим горизонтально и вертикально, а X_2 и Y_2 – параллельно рычагам.

Плавание тормозного барабана вдоль оси X_2 происходит за счет поворота рычагов EJ и FK, которые остаются параллельными, плавание вдоль оси J_2 – за счет поворота рычагов PJ и QK. Нажатие тормоза при этом не меняется.

В рассматриваемом механизме нет ползунов, а только шарниры, трение в которых незначительно и не искажает распределения нагрузки между сателлитами.



$k=p-n=15-10=5 \quad q=w+6k-f=3+6{,}5-33=0$

	$f'_{x_1}+f'_{y_1}$	$f'_{x_2}+f_{y_2}$	f''_z	$f''_{x_1}+f''_{y_1}$	$f''_{x_2}+f''_{y_2}$	f'_z
$A\ddot{C}\ddot{D}B$	0 0	0	0 A C D	C D C D	0 0	0
$AE\ddot{G}\ddot{H}FB$	0 0	0	0 E G H	G H G H	0 0	0
$AE\ddot{J}PR$	0 0 0	0	J P R	0	0 J J	A
$BFKQ$	0 0 0	0	B F K	0	0 K K	B
$Q\ddot{N}\ddot{L}PR$	0 0 0	0	Q N L	N L N L	0 0	0

Рис. 8.28. Плавающий тормоз

При исследовании структуры пригоден только поконтурный метод с двумя системами осей координат и линейно-угловой метод, так как пренебрегать направлением звеньев здесь нельзя. Таблица подвижностей показана внизу на рис. 8.28.

Избыточных связей нет. Подвижностей три – это местные подвижности тяг ***CD***, ***GH*** и ***NZ*** – вращение вокруг своих осей.

8.8. АРОЧНЫЕ ЗУБЬЯ В ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРАХ

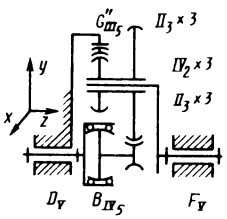
Арочные зубья позволяют получить самоустанавливаемость. Благодаря этому в несколько раз увеличиваются несущая способность и долговечность. Арочные зубья блестяще оправдали себя в конических передачах автомобилей, несмотря на то что из-за осевого усилия они требуют установки пятна контакта.

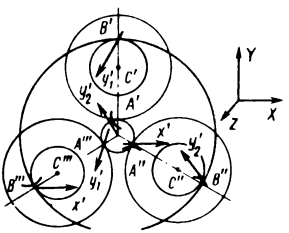
В цилиндрических колесах применяются только однозаходные фрезера. Число заходов червячного фрезера увеличивать

нельзя, хотя при этом пропорционально увеличивается производительность, поскольку искажается профиль зуба. Для конических колес давно применяются пяти- и семизаходные резцовые головки, а в настоящее время появился станок с 11-заходной головкой.

В червячном фрезере каждый зуб работает только одной точкой, в которой он быстро затупляется, а в результате в переточку идет весь зуб. В резцовой головке для арочных зубьев работает весь профиль режущего зуба, поэтому он долговечнее. Важно применять арочные зубья и в планетарных механизмах. Над изготовлением арочного зуба внутреннего зацепления работают некоторые конструкторы, в том числе М. И. Догода в г. Краматорске.

К сожалению, использовать арочный зуб в однорядном механизме невозможно, так как в нем сборка производится осевым перемещением зубчатых колес, а арочный зуб осевой подвижности не имеет. Поэтому его следует применять в





$n = 7$	f	$f'_n - f''_n$	$f'_H - f''_H$
$P_V = 2$	-2	$0 - 2$	$0 - 0$
$P_{IV_2} = 3$	-6	$0 - 3$	$-3 - 0$
$P_{IV_5} = 1$	-2	$0 - 0$	$0 - 2$
$P_{III_5} = 1$	-3	$0 - 0$	$-1 - 2$
$P_{II_3} = 6$	-24	$6 - 6$	$0 - 12$
$k = 6$	36	$12 - 6$	$6 - 12$
	-1	$6 - 5$	$-2 - 4$
		4 2	2
$q - w = -1$		$0 - 1$	$0 - 0$

	$f'_n - f''_n$	$f'_H - f''_H$
$DE\dot{A}'B'G$	A' 0 A' D	0 $A'A'$ G
$F\dot{C}'B'G$	B' 0 C' B'	C' $B'B'$
$DE\dot{A}''B''G$	A'' 0 A''	G $A''A''$ G
$F\dot{C}''B''G$	B'' 0 C'' $B''F$	C'' $B''B''$
$DE\dot{A}'''B'''G$	A''' B''' A'''	0 $A'''A'''$ E
$F\dot{C}'''B'''G$	0 0 C''' B'''	C''' $B'''B'''$ E

Рис. 8.29. Двухрядный редуктор с арочными зубьями

двухрядном механизме (рис. 8.29), в котором передаточное число 15 – 20, т.е. самое распространенное.

Арочный зуб условимся изображать с выпуклым ободом у одного колеса и с вогнутым у другого в отличие от бочкообразного зуба, который изображаем с выпуклым ободом у обоих колес.

Солнечное колесо приводится зубчатым карданом E_{III_5}, что обеспечивает равномерное распределение окружного усилия между тремя сателлитами. На рис. 8.29 три сателлита имеют осевую подвижность в паре C_{IV_2}, благодаря которой достигается равномерная нагрузка в зацеплении с солнечным колесом. Опорный венец соединяется с корпусом универсальным зубчатым карданом G_{III_5} (подвижность равна трем), который обеспечивает равномерную нагрузку в зацеплении с этим колесом всех трех сателлитов.

Порядок сборки следующий. Собирается опора D_V ведущего вала, и на зубчатом кардане E_{IV_5} устанавливается солнечное колесо, а на зубчатом кардане G_{III_5} – опорный венец (см. рис. 8.29).

Сателлит в положении, повернутом против часовой стрелки вокруг оси OX, вводится между солнечным колесом и венцом, и поворотом по часовой стрелке включаются оба зацепления – A_{II_3} и B_{II_3}. Так собираются все три сателлита.

Для установки водила оси сателлитов на парах C_{IV_2} вводятся сразу во все сателлиты и собирается опора водила. Возможные неточности компенсируются плавающим солнечным колесом. Это также указывает на отсутствие избыточных связей.

Рассмотрим этот механизм по уточненным формулам и поконтурным методом. Пользоваться разложением подвижностей по осям координат в этом случае невыгодно, так как потребовалось бы большое число этих осей, поэтому будем поль-

зоваться разложением подвижностей на плоские и неплоские и каждую из них – на линейные и угловые.

По уточненным формулам рис. 8.29 подвижности пар: p_{IV_2} проставляем в столбиках $f''_п$ и $f'_н$; p_{IV_5} – в столбике $f''_н$, p_{III_5} – в столбиках $f'_н$ и $f''_н$. С парой p_{II_3} (кольцевой – шар в трубке) дело сложнее.

Имеем три угловые подвижности: одна плоская $f''_п$ и две неплоские $f''_н$. Линейная подвижность одна – только плоская $f'_п$. Замен плоских $f'_п$ через $f''_п$ – четыре, так как из пяти подвижных звеньев одно идет на внешнюю подвижность.

Неплоско-плоских $f'_п$ через $f''_п$ – один карданный вал AE, поворачиваемый вокруг двух осей координат. Неплоских тоже две – водило с сателлитами, поворачиваемое вокруг двух осей.

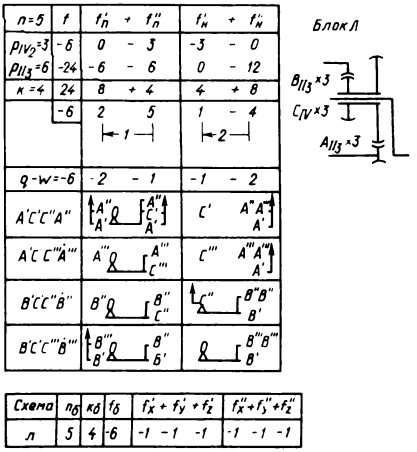
Получилась одна угловая подвижность, и избыточных связей нет.

Переходим к поконтурному методу (правая таблица на рис. 8.29). Здесь учитывается направление скольжения зубьев, что уточняет решение. В шести зацеплениях будет шесть направлений этих скольжений. Для упрощения угол зацепления α_w примем равным 30°. Тогда эти направления будут попарно одинаковы и число их сократится вдвое. В парах A' и B'' это будет f'_{y_2}, в парах A'' и B''' – f'_x и в парах A''' и B' – f'_{y_1}.

Такое допущение целесообразно и при α_w = 20°, так как структурное исследование не требует большой точности, а служит только для оценки механизма, поэтому чем оно проще, тем удобнее. В настоящее время имеется тенденция увеличить стандартный угол зацепления до 25 – 27°. Тогда неточность будет совершенно ничтожной.

В механизме шесть контуров. Их надо выбирать так, чтобы они были возможно простыми и похожими друг на друга.

Р и с. 8.30. Структурный блок двухрядный с арочными зубьями

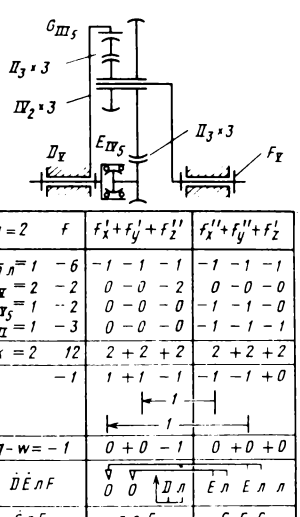


$n=5$	f	$f_n' + f_n''$	$f_н' + f_н''$
$p_{IV_2}=3$	-6	0 - 3	-3 - 0
$p_{II_3}=6$	-24	-6 - 6	0 - 12
$k=4$	24	8 + 4	4 + 8
	-6	2 5 ⊢1⊣	1 - 4 ⊢2⊣
$q-w=-6$		-2 - 1	-1 - 2
$A'C'C''A''$		A'' A' A'' C' A'	C' A'' A'
$A'C'C'''A'''$		A''' A''' C'''	C''' A''' A''' A'
$B'C'C''B''$		B'' B'' C''	C'' $B''B''$ B'
$B'C'C'''B'''$		B''' B' B'' B'	$B'''B'''$ B'

Схема	$n_б$	$k_б$	$f_б$	$f_x' + f_y' + f_z'$	$f_x'' + f_y'' + f_z''$
Л	5	4	-6	-1 -1 -1	-1 -1 -1

Мощность передается тремя потоками. В одном потоке пары $A'C'B'$, в другом – $A''C''B''$, в третьем – $A'''C'''B'''$. Соответственно выбираем три пары контуров: первая пара – $DEA'C'B'G$ и $FC'B'G$, вторая пара – $DEA''C''B''G$ и $FC''B''G$ и третья пара $DEA'''C'''B'''G$ и $FC'''B'''G$.

Здесь пары $A'C'$, $A''C''$ и $A'''C'''$ одноконтурные, с них и начинаем распределение подвижностей. Затем идут двухконтурные B', B'' и B''', далее трехконтурные D, E и F и, наконец, шестиконтурная пара G, подвижностями которой удобно маневрировать при их распределении по контурам. Результат тот же – одна угловая подвижность, избыточных связей нет.



$n=2$	f	$f_x'+f_y'+f_z''$	$f_x''+f_y''+f_z'$
$p_{б\,л}=1$	-6	-1 -1 -1	-1 -1 -1
$p_V=2$	-2	0 -0 -2	0 -0 -0
$p_{IV_5}=1$	-2	0 -0 -0	-1 -1 -0
$p_{III}=1$	-3	0 -0 -0	-1 -1 -1
$k=2$	12	2 +2 +2	2 +2 +2
	-1	1 +1 -1 ⊢1⊣ ⊢1⊣	-1 -1 +0
$q-w=-1$		0 +0 -1	0 +0 +0
$DEлF$		0 0 Дл	Ел Ел л
$БлF$		лл F	БББ

Р и с. 8.31. Исследование со структурным блоком

Планетарный редуктор с арочными зубьями можно исследовать и с помощью структурных блоков (рис. 8.30 и 8.31). Этого блока нет в таблице на рис. 5.11 (см. кн. 1, с. 211), поэтому для него придется составить структурную таблицу (рис. 8.30, *а*). Она проще таблицы на рис. 8.29 – четыре контура вместо шести и отсутствуют кинематические пары ***D***, ***E***, ***F***, ***G***. Результат с разложением подвижностей по осям дан в нижней таблице на рис. 8.30. Еще больше упрощается исследование, показанное на рис. 8.31: два контура вместо шести и две замены вместо восьми. Это упрощает и характеризует метод структурных блоков, так как предполагается, что параметры этого блока берутся из справочника, а не определяются вычислением.

Глава 9. МЕХАНИЗМЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

9.1. СОЛОМОТРЯС

В самоустанавливающихся механизмах выбор кинематических пар производится 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 расширить допуски, что соответственно снизит 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, что увеличивает их нагрузочную способность и долговечность, а также уменьшает габариты и массу;

уменьшается трение и др.

Самоустанавливающиеся механизмы давно применяются в планетарных редукторах (конструкция Д. И. Шаткуса) зерновых комбайнов "Нива", "Колос" и "Сибиряк". Они себя полностью оправдали, дав увеличение долговечности в 4 раза.

Применение в зерновых комбайнах самоустанавливающихся механизмов очень перспективно.

Двухвальный соломотряс представляет собой в зависимости от числа клавиш тройной, четверной или пятерной механизм параллельного кривошипа. Применение параллельных механизмов, соединяющих два вала, как известно, вызывает избыточные связи и соответствующие натяги. В этом можно убедиться, рассматривая сборку двухвального соломотряса

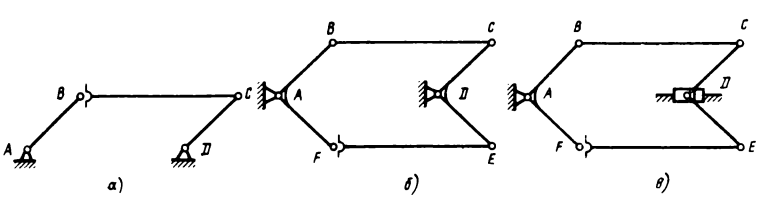


Рис. 9.1. Сборка двухвального соломотряса

(рис. 9.1, *а*). Будем считать, что последним собирается шарнир *B*. Сближение звеньев по оси *X* можно осуществить поворотом кривошипов *AB* и *CD*. Один из них пойдет на замыкание контура, другой останется как подвижность механизма.

При сдвоенном механизме (рис. 9.1, *б*) при условии, что последней собирается пара *F*, сближение звеньев за счет подвижности требует раздельного поворота кривошипов *AB* и *CD*, а это невозможно, так как они связаны шатуном *BC*. Поэтому сборка будет осуществляться только за счет соответствующей избыточной связи и натяга, нагружающего кузов комбайна. Третий параллельный кривошип аналогичным образом вызовет вторую избыточную связь. Четвертый вызовет третью, пятый – четвертую и соответствующий натяг.

Для устранения избыточных связей подшипники ведомого вала следует сделать подвижными на ползунах (рис. 9.1, *в*) или на поводках. Тогда сборка шарнира *F* – сближение по оси *X* – осуществляется за счет поворота ведомого вала вокруг шарнира *C* с соответствующим перемещением ползуна *D*.

Третий шатун также можно собрать без натяга. В этом

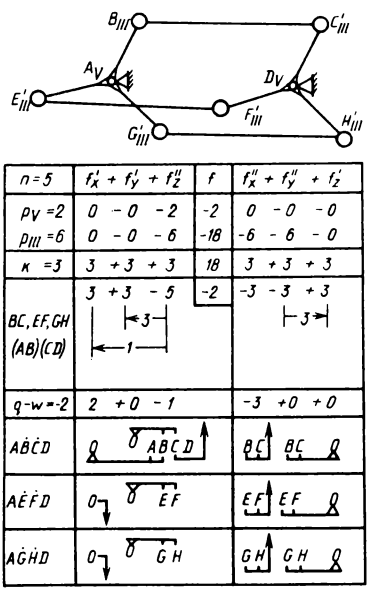


Рис. 9.2. Трехклавишный соломотряс (обычная схема)

случае сближение звеньев будет достигнуто поворотом ведомого вала линии ***CE*** с одновременным перемещением обоих ползунов.

Для этого случая возьмем механизм с подшипниками ведомого вала на поводках (см. рис. 9.3). При этом во избежание натягов один поводок следует взять на парах ***III′III′*** а другой – на V_2III'.

Расчет проведем сначала для обычной схемы с избыточными связями (рис. 9.2) по уточненным формулам и поконтурным методом. При замене поворачиваемые звенья по оси ***OX*** будут ***BC***, ***EF*** и ***GH***, которые дадут три плоские и три неплоские замены. Заменяющие звенья по оси ***OY*** будут ***AB*** и ***CD***, они дадут по одной плоской замене.

Неплоско-плоских замен нет, так как нет поворачиваемых звеньев по оси ***OZ***. Получилось по оси ***OX*** две избыточные связи и угловая подвижность вокруг ***OZ*** (движение механиз-

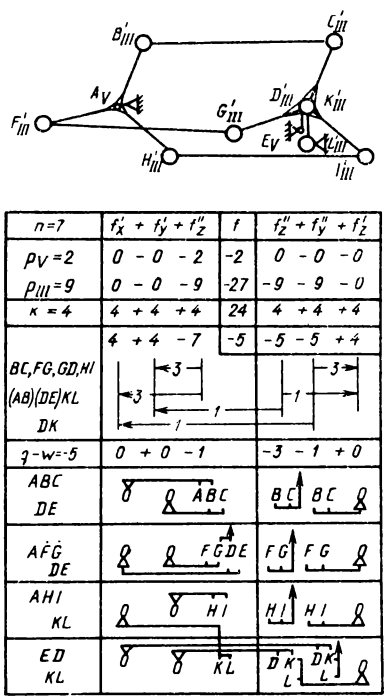


Рис. 9.3. Трехклавишный соломотряс (исправленная схема без избыточных связей)

ма) и вокруг OX – три местные подвижности (вращения шатунов).

Для удобства выбираем контуры, похожие друг на друга, в каждый входят кривошип, шатун и кривошип другого вала. Конечно, в разные контуры входят и различные кривошипы и шатуны. Результат тот же, только более видно, где подвижности и где избыточные связи. Для их устранения (рис. 9.3) ставим подшипники ведомого вала D_{III} и K_{III} на поводки $D_{III}E_V$ и $K_{III}L_{III}$, поворачиванием которых и получаются линейные подвижности. Добавляется один контур $EDKL$, что, в свою очередь, добавляет звено DK, направленное по оси, и соответственно две неплоско-плоские замены и местную подвижность поводка K вокруг оси OX.

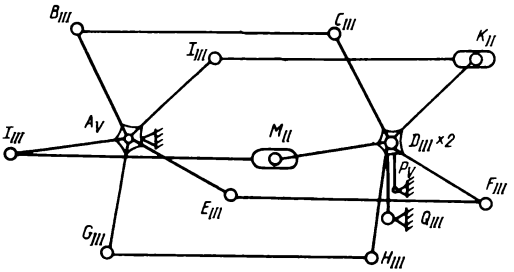
Предлагаемый механизм можно применить и при числе клавиш более трех. На рис. 9.4 показан самоустанавливающийся соломотряс с пятью клавишами. В нем три клавиши выполняются с шаровыми парами III'_4, т.е. совершенно такими же, как и в трехклавишном соломотрясе. Они передают вращение от ведущего вала к ведомому.

Две другие клавиши (сверх трех), которые не передают вращения, во избежание избыточных связей и натягов должны иметь линейную подвижность в продольном направлении. Для этого они должны выполняться на парах III'_4 и II_3. Здесь добавятся два контура $ALMD''Q$ и $AJkD''Q$ и контуров будет уже шесть. Увеличится число замен соответственно с увеличением числа шатунов – плоских на две и неплоских на две.

Таким образом, в этом механизме для самоустанавливаемости надо ввести 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.

В пятиклавишном соломотрясе можно на поводках поставить подшипники одного вала и поводками соединить два подшипника с двумя клавишами.

Все четыре поводка можно унифицировать, выполнив их в виде подшипника, соединенного шарниром с корпусом или



$n=9$	$f'_x + f'_y + f''_z$	f	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V=2$ $p_{III}=11$ $p_{II}=2$	0 - 0 - 2 0 - 0 - 11 -2 - 0 - 2	-2 -33 -8	0 - 0 - 0 -11 - 11 - 0 -2 - 2 - 0
$\kappa=6$	6 + 6 + 6	36	6 + 6 + 6
	4 + 6 - 9	-7	-7 - 7 + 6
$q-w$	0 + 0 - 1		-5 - 1 + 0
$A\dot{B}\dot{C}$ $D'P$			
$A\dot{E}\dot{F}$ $D'P$			
AGH $D''Q$			
PD' $D''Q$			
$A\dot{L}\dot{M}$ $D''Q$			
$A\dot{I}\dot{K}$ $D''Q$			

Р и с. 9.4. Пятиклавишный соломотряс

клавишей (вместо нескольких болтов). Этот шарнир вследствие небольшого перемещения может быть очень простым – проще болтового соединения. Предлагаемое изменение очень незначительное, однако оно существенно упростит изготовление и эксплуатацию соломотряса.

Пятиклавишный соломотряс при этом можно полностью уравновесить (статически и динамически) без постановки отдельных противовесов.

9.2. УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМА СОЛОМОТРЯСА

Соломотряс состоит из пяти (или четырех) механизмов параллельного кривошипа, шатуны которых служат клавишами, передвигающими солому. В отечественных самоходных комбайнах "Нива", "Колос" и "Сибиряк" у соломотряса неуравновешены моменты силы инерции, поэтому они передаются на корпус комбайна, что вызывает его сотрясение и усталостные разрушения и ухудшает условия работы комбайнера.

Целью предлагаемой ниже конструкции является устранение отмеченного недостатка.

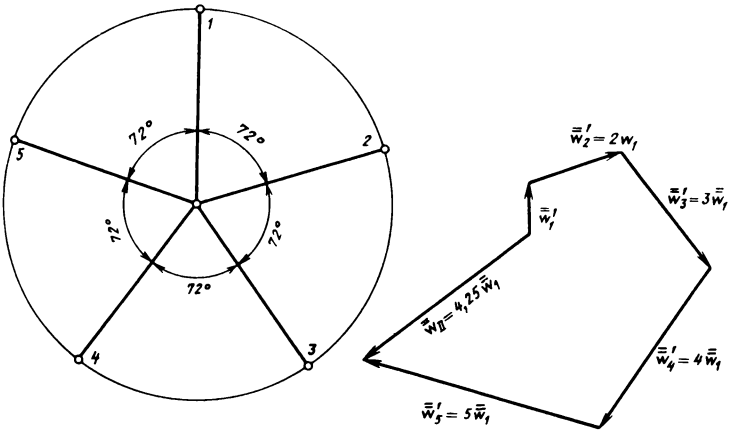
Для уравновешивания соломотряса отдельные противовесы ставить нельзя: снаружи – из-за техники безопасности, внутри – вследствие возможности застревания соломы.

Уравновешивание сил (первого рода) в соломотрясе выполнено. Уравновешивание моментов (второго рода) нет. Это уравновешивание будем производить следующими способами: постановкой грузов только на клавиши; изменением углов между кривошипами.

Постановку противовесов в плоскостях уравновешивания предусматривать не будем. Плоскости противовесов будут только теоретическими, так как центробежные силы их в уравновешенном механизме будут равны нулю. Расстояния между клавишами примем за единицу. На таком же расстоянии друг от друга возьмем и плоскости противовесов. Как и принято в теории машин и механизмов, во второй плоскости будем рассматривать приведенные силы, равные неуравновешенному моменту, деленному на расстояние между плоскостями противовесов.

Рассмотрим пятиклавишный соломотряс с углами между коленами 72° (рис. 9.5). Первую плоскость противовесов возьмем на единице расстояния от первого кривошипа. Тогда для первого колена приведенная сила второго рода будет равна самой центробежной силе, т.е. $\omega_1' = \omega_1$, где $\omega_1 = \omega^2 rm$. Соответственно $\omega_2' = 2\omega_1$; $\omega_3' = 3\omega_1$; $\omega_4' = 4\omega_1$; $\omega_5' = 5\omega_1$.

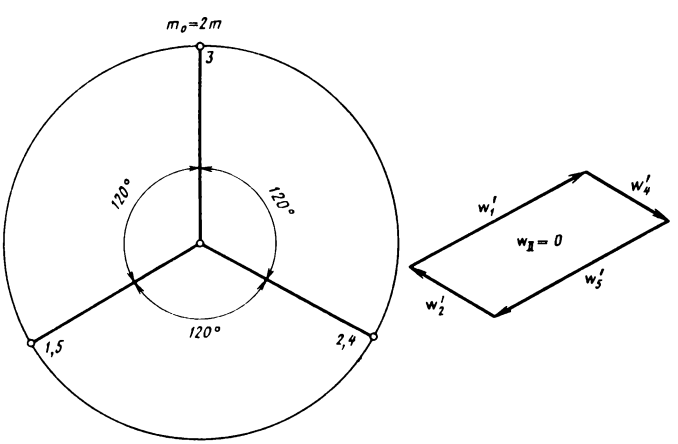
Замыкающая $\omega_{II} = 4{,}25\omega_1$, т.е. неуравновешенный момент



Р и с. 9.5. Соломотряс с неуравновешенными моментами

в 4,25 раза больше произведения центробежной силы клавиши на расстояние между плоскостями.

Для уравновешивания пятиклавишного противовеса путем постановки грузов на клавиши углы между кривошипами возьмем 120° (рис. 9.6). Первую плоскость противовесов, относительно которой будем брать моменты, проведем через третий кривошип. Тогда вторая плоскость пройдет через чет-

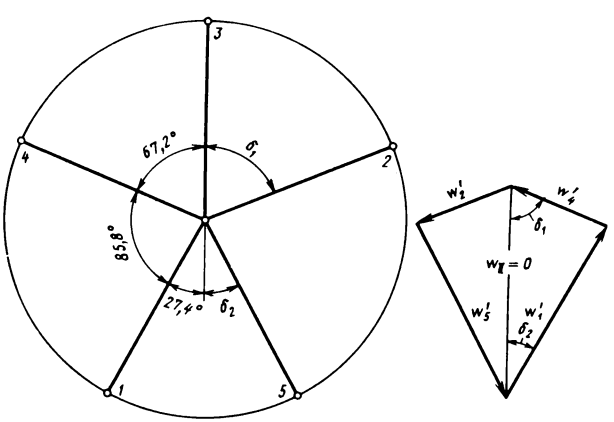


Р и с. 9.6. Соломотряс, уравновешенный грузом на третью клавишу

вертый кривошип и для него $\omega'_4 = \omega$, аналогично $\omega'_2 = \omega$, но только она будет направлена в противоположную сторону. Соответственно $\omega'_5 = 2\omega$ и $\omega'_1 = 2\omega$, причем последняя плоскость также направлена в сторону, противоположную первому кривошипу. Получился замкнутый многоугольник (параллелограмм), т.е. моменты уравновешены, но в этом случае нарушится уравновешивание сил. Для его восстановления придется удвоить вес третьей клавиши, т.е. поставить груз, равный ее массе.

Вторая схема – без добавочных грузов, но с различными углами между кривошипами (рис. 9.7). Схема симметричная, поэтому подлежат определению только два угла. Это δ_1 – угол между третьим и вторым, а также четвертым кривошипом и δ_2 – угол между продолжением третьего кривошипа и первым, а также пятым. Для их определения рассмотрим статическое и динамическое (моментное) уравновешивание.

Для статического уравновешивания рассмотрим проекции центробежных сил на направление третьего кривошипа. Это $2mr\omega^2\cos\delta_2$ для первого и пятого, $mr\omega^2$ – для третьего и $2mr\omega^2\cos\delta_1$ – для второго и четвертого кривошипов. Для



Р и с. 9.7. Соломотряс, уравновешенный изменением углов между кривошипами

уравновешивания должно быть $2mr\omega^2\cos\delta_2 = mr\omega^2 + 2mr\omega^2\cos\delta_1$. Сокращая на $mr\omega^2$, получим

$$2\cos\delta_2 = 1 + 2\cos\delta_1. \qquad (9.1)$$

Обозначая через l расстояние между кривошипами, получим моменты центробежных сил относительно середины:

для первого и пятого кривошипов

$$2{,}2lmr\omega^2\sin\delta_2;$$

для второго и четвертого кривошипов

$$2lmr\omega^2\sin\delta_1.$$

Приравнивая их друг к другу, после сокращения получим:

$$2\sin\delta_2 = \sin\delta_1, \qquad (9.2)$$

откуда найдем

$$\cos\delta_2 = \sqrt{1 - \sin^2\delta_2} = \sqrt{1 - \frac{\sin^2\delta_1}{4}}.$$

Это выражение подставляем в уравнение сил (9.1):

$$\sqrt{4 - \sin^2\delta_1} = 1 + 2\cos\delta_1,$$

или

$$4 - \sin^2\delta_1 = 1 + 4\cos\delta_1 + 4\cos^2\delta_1,$$

но $\sin^2\delta_1 = 1 - \cos^2\delta_1$,

откуда

$$4 - 1 + \cos^2\delta_1 = 1 + 4\cos\delta_1 + 4\cos^2\delta_1,$$

или

$$3\cos^2\delta_1 + 4\cos^2\delta_1 - 2 = 0.$$

Поэтому $\cos^2\delta_1 + 1{,}33\cos\delta_1 - 0{,}667 = 0$. Отсюда $\delta_1 = 67{,}2^\circ$ и соответственно $\delta_2 = 27{,}4^\circ$.

Между вторым и третьим, а также между третьим и четвертым кривошипами $\delta_1 = 67{,}2^\circ$.

Труднее уравновесить четырехклавишный соломотряс (рис. 9.8). Для этого потребуются и изменение углов, и постановка грузов на клавиши. На основании симметрии $m_1 = m_4$ и $m_2 = m_3$ из условия уравновешивания сил

$$m_1 r \cos\delta_2 = m_2 r \cos\delta_1$$

или $m_1 \cos\delta_2 = m_2 \cos\delta_1$.

Сумма моментов относительно вертикальной оси

$$3lm_1 \sin\delta_2 = lm_2 \sin\delta_1.$$

Поделив эти равенства, имеем:

$$\operatorname{tg}\delta_2 = \frac{1}{3}\operatorname{tg}\delta_1; \qquad (9.3)$$

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{\cos\delta_2}{\cos\delta_1}. \qquad (9.4)$$

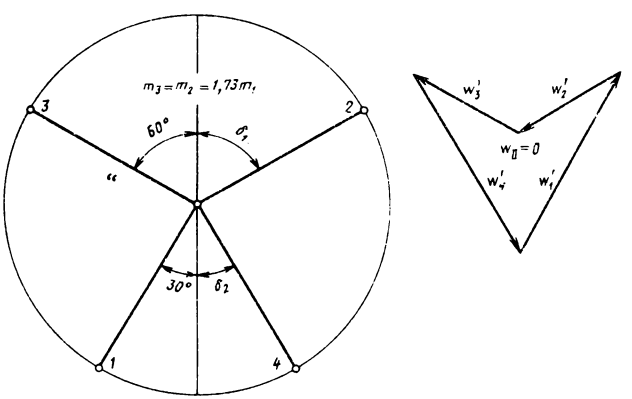


Рис. 9.8. Четырехклавишный уравновешенный соломотряс

Удобно взять $\delta_1 = 60^\circ$. Тогда $\delta_2 = 30^\circ$ и $m_2/m_1 = 1{,}73$ (см. рис. 9.8). Здесь потребуется ставить на две клавиши грузы, составляющие по 0,73 от их массы.

9.3. ПОЛОВОНАБИВАТЕЛЬ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Половонабиватель служит для подачи половы, сходящей с решетки зерноочистки, в копнитель (рис. 9.9). Он состоит из кривошипа AB, вал которого опирается на две пары класса III' и II_3, которые вместе можно рассматривать как пару класса V_2. Палец кривошипа B состоит из двух подшипников с деревянными вкладышами, которые также можно считать парой V_2. Шатун, имеющий П-образную форму, опирается на два коромысла $C'_{III}D'_{III}$ и $C''_{III}D''_{III}$, имеющие сферические опоры. Он служит граблиной, для чего снабжен зубьями, перемещающими полову. Проведем его структурное исследование по уточненным формулам (верхняя часть таблицы на рис. 9.9) и поконтурным методом (нижняя часть таблицы на рис. 9.9). Оси координат возьмем: OX – вдоль комбайна, OY – вверх и OZ – по оси вращения.

Заменяющие звенья по OX – AB и BC дают по одной замене, а по OY – $C'D'$ и $C''D''$ – по две замены. Из них пять

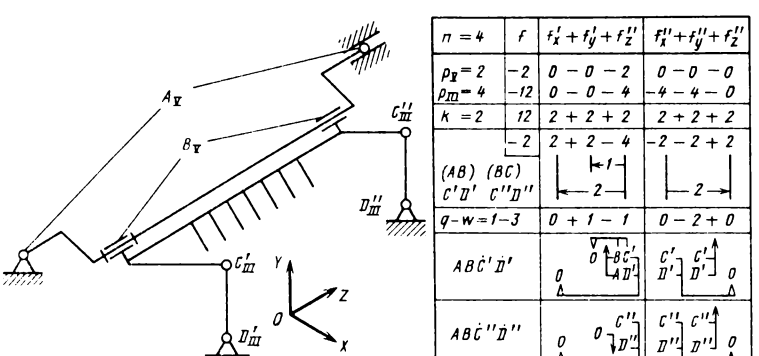


Рис. 9.9. Половонабиватель с одной избыточной связью

идет на замены линейных подвижностей и одна – на внешнюю подвижность.

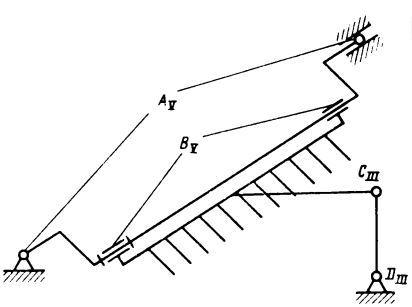
Получилась одна избыточная связь q'_y, что является недостатком и требует устранения, и две угловые подвижности $f''_y = -2$ (минус обозначает подвижность). Эта подвижность – вращение коромысел вокруг их осей – безвредная.

Проверим решение поконтурным методом. Здесь два контура $ABC'D'$ и $ABC''D''$. Угловые подвижности сферических пар C и D расставляем в соответствующих столбцах f''_z, f''_x и f''_y.

Угловые подвижности вращательных пар A и B относим к первому контуру и записываем в столбец f''_z. Замены: в столбце f''_z – $C'D'$, а также $C''D''$ дают $2f'_x$; в столбце f''_y – – $C'D'$, а также $C''D''$ дают $2f''_y$; в столбце f''_z – BC, дают $2f'_x$; BC дает f'_y, а AB – внешнюю подвижность.

Во втором контуре заменить f'_y нечем и она остается как избыточная связь. Результат тот же, что и полученный по уточненным формулам.

Устранить избыточную связь можно двумя путями. Первый – сдвоенный кривошипно-коромысловый механизм следует заменить одинарным, расположенным в средней плоскости комбайна (рис. 9.10). Механизм получился проще на одно звено, две сферические пары и один контур. Однако его недостатком является расположение коромысла и шатуна в средней плоскости комбайна, что может затруднить движение половы.



$n=3$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=2$ $p_{III}=2$	-2 -6	$0-0-2$ $0-0-2$	$0-0-0$ $-2-2-0$
$k=1$	6	$1+1+1$	$1+1+1$
(AB) CD	-2	$1+1-3$	$-1-1+1$
$q-w=-2$		$0+0-1$	$0-1+0$
ABCD			

Рис. 9.10. Половонабиватель без избыточных связей

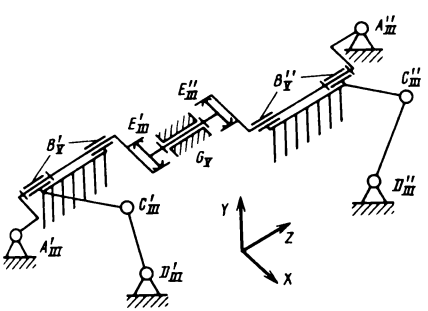
Другой путь – разрезать граблину посередине, тогда у каждой половинки будет по одному коромыслу, что и требуется. Середина комбайна будет свободна для половы. Структурное исследование для каждой половинки будет такое же, как на рис. 9.10.

9.4. СОЛОМОНАБИВАТЕЛЬ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Соломонабиватель служит для транспортирования соломы, сходящей с соломотряса в копнитель, и подпрессовки ее (рис. 9.11). В исполненной конструкции он состоит из двух граблин, каждая из которых движется от своего кривошипа: $A'B'$ и $A''B''$ и опирается на свое коромысло $C'D'$ и $C''D''$.

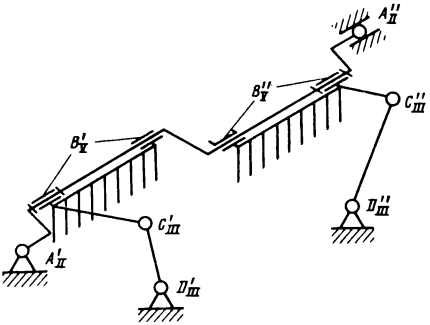
Вал соломонабивателя $A'A''$ составной. Его половинки соединяются зубчатыми карданами E' и E'' через соединительное звено, опирающееся на пару G класса V. Этим устраняются избыточные связи, что можно проверить по уточненным формулам и поконтурным методом. Структурная таблица приведена на рис. 9.11.

Недостаток этой конструкции – сложность, а также то,



$n=7$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=3$	-3	$0\ -0\ -3$	$0\ -0\ -0$
$p'_{III}=6$	-18	$0\ -0\ -6$	$-6\ -6\ -0$
$p''_{III}=2$	-6	$0\ -0\ -0$	$-2\ -2\ -2$
$k=4$	24	$4\ +4\ +4$	$4\ +4\ +4$
	-3	$4\ +4\ -5$	$-4\ -4\ +2$
$n_x=(3)$ $n_y=2$ $n_z=2$			
$q-w=-3$		$0\ +0\ -1$	$-0\ -2\ +0$
$A'B'E'G$		$0\ 0\ A'\ G$	$A'\ E'\ A'\ E'$
$A''B''E''G$		$0\ 0\ A''$	$A''\ E''\ A''\ E''$
$A'B'C'D'$		$0\ 0\ C'B'\ D'$	$C'\ D'\ C'\ D'\ 0$
$A''B''C''D''$		$0\ 0\ C''B''\ D''$	$C''\ D''\ C''\ D''\ 0$

Рис. 9.11. Соломонабиватель сложной схемы без избыточных связей



$n=5$	f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=2$	-2	$0\ -0\ -2$	$0\ -0\ -0$
$p_{III}=5$	-15	$0\ -0\ -5$	$-5\ -5\ -0$
$p_{II}=1$	-4	$0\ -0\ -1$	$-1\ -1\ -1$
$K=3$	18	$3\ +3\ +3$	$3\ +3\ +3$
	-3	$3\ +3\ -5$	$-3\ -3\ +2$
$n_x=(3)$ $n_y=2$ $n_z=1$		2 2 1 1	2
$q-w=-3$		$0\ +0\ -1$	$0\ -2\ +0$
$A'\dot{B}'\dot{C}'\dot{D}'$		0 0 $C'B'$ D'	C' D' C' D' 0
$A''\dot{B}''\dot{C}''\dot{D}''$		0 0 $C''B''$ D''	C'' D'' C'' D'' 0
$A'A''$		0 0 A' A''	A' A'' A' A'' A'

Р и с. 9.12. Упрощенная схема соломонабивателя

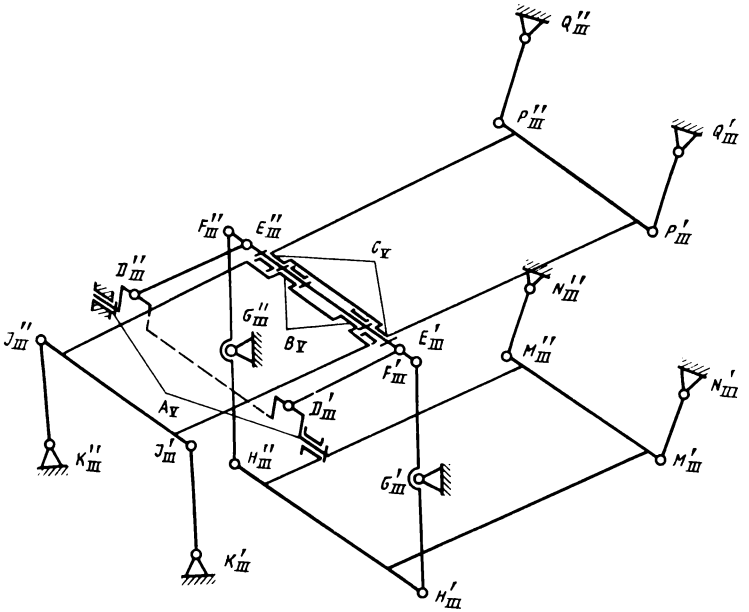
что пара G занимает среднюю плоскость. Можно попытаться ее упростить. Для этого коленчатый вал надо сделать двухопорным, цельным (рис. 9.12). Правда, перед этим придется проверить вал на прочность. Здесь наибольшие силы – это центробежные, а у обоих колен они направлены в противоположные стороны, поэтому изгибающий момент от них небольшой.

9.5. РЕШЕТНЫЙ СТАН ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

На этом механизме покажем сразу три метода исследования: разложение механизма на простые составляющие, уточненные структурные формулы и замену подвижностей.

На рис. 9.13 показан решетный стан комбайна "Дон", а на рис. 9.14 – исследование его структуры методом наслоения механизмов. Он состоит из сдвоенного кривошипно-коромыслового механизма $A^{D'E'F'G'}_{D''E''F''G''}$, который примем за начальный, так как на его подвижность не влияют связи присоединенных механизмов. Обозначения: штрих у всех кинематических пар правой стороны; два штриха у пар левой стороны.

К начальному механизму присоединены также сдвоенный



Р и с. 9.13. **Решетный стан комбайна "Дон"**

механизм переднего решета $B^{J'K'}_{J''K''}$, механизм нижнего решета $\begin{matrix} H'M'N' \\ H''M''N'' \end{matrix}$ и механизм верхнего решета $C^{P'Q'}_{P''Q''}$.

Все эти механизмы сдвоенные, так как середина занята решетами и, если расположить тут механизмы, то они затруднят движение соломы.

Рассмотрим начальный механизм $A^{D'E'F'G'}_{D''E''F''G''}$. По уточненным формулам найдем структурный двучлен $6k - f$, в него войдут избыточные связи и подвижности: плоские 3 + 3 – 6 и неплоские 5 – 5 + 3.

Найдем заменяющие звенья: по OX – $D'E'$ и $D''E''$; по OY – (AD) $F'G'$ и $F''G''$; по OZ – $E'E'$. Запишем их в левом прямоугольнике друг под другом.

Заменяющие звенья: по OX пойдут на замену f'_y через f''_z и f'_z через f''_y; по OY – f'_x через f''_z и f'_z через f''_x; по OZ – – f'_y через f''_x и f'_x через f''_y.

Начальный механизм $A^{D'E'F'G'}_{D''E''F''G''}$

$n=6$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=1-1$ $p_{III}=8-24$	$0-0-1$ $0-0-8$	$0-0-0$ $-8-8-0$
$k=3$ 18	$3+3+3$	$3+3+3$
$6k-f$ -7 $D'E'$ $D''E''$ (AD), $F'G'$, $F''D''$ $E'E''$	$3+3-6$	$-5-5+3$
$q-w$	$0+0-2$	$-2-2-1$

Механизм нижнего решета $H'M'N'$ / $H''M''N''$

$n=3$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_{III}=6-18$	$0-0-6$	$-6-6-0$
$k=3$ 18	$3+3+3$	$3+3+3$
$6k-f$ $H'M'$ $N'M'$, $N''M''$ $H'H''$	$3+3-3$	$-3-3+3$
$q-w$	$0+1+0$	$0-2+1$

Механизм переднего решета $B^{J'K'}_{J''K''}$

$n=3$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=1-1$ $p_{III}=4-12$	$0-0-1$ $0-0-4$	$0-0-0$ $-4-4-0$
$k=2$ 12	$2+2+2$	$2+2+2$
$6k-1$ -1 (JB) $K'J'$, $K''J''$	$2+2-3$	$-2-2+2$
$q-w$	$0+1+0$	$0-2+0$

Механизм верхнего решета $C^{P'Q'}_{P''Q''}$

$n=3$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=1-1$ $p_{III}=4-12$	$0-0-1$ $0-0-4$	$0-0-0$ $-4-4-0$
$k=2$ 12	$2+2+2$	$2+2+2$
$6k-f$ (CP') $P'D'$, $P''D''$	$2+2-3$	$-2-2+2$
$q-w$	$0+1+0$	$0-2+0$

Рис. 9.14. Исследование структуры наслоением механизмов

Результат $q-w$: плоские $0+0-2$ и неплоские $-2-2-1$. Избыточных связей нет.

Подвижности $f''_z=2$ – это вращение коленчатого вала и промежуточной оси; $f''_x=2$ – вращение (в пределах зазоров) шатунов $D'E'$ и $D''E''$; $f''_y=2$ – вращение (в пределах зазоров) коромысел $F''G''$ и $F''G''$; $f'_z=1$ – вредная подвижность в поперечном направлении, которая приводит к ударам решет о стенки комбайна.

Механизм переднего решета $B^{J'K'}_{J''K''}$. По уточненным формулам найдем двучлен $6k-f$, в него войдут избыточные связи и подвижности: плоские $2+2-3$ и неплоские $-2-2+2$.

Заменяющие звенья: по $OX-JB$ (здесь B_V – вращатель-

ная, поэтому звено годится только для плоской замены); по OY – $J'K'$ и $J''K''$ (дают две замены). Запишем их также в левом прямоугольнике.

Звено $J'J''$ параллельно оси OZ вращательной пары, поэтому оно замен не дает, а следовательно, нет и неплоско-плоских замен. Звено (JB) пойдет на плоскую замену f'_y через f''_z (на неплоскую оно не годится), поэтому записываем его в скобках. Звенья $J'K'$ и $J''K''$ пойдут на замены f'_x через f''_z и f'_z через f''_x. Неплоско-плоских замен не будет.

Результат $q - w = 0 + 1 + 0$ и $0 - 2 + 0$. Избыточная связь $q'_y = 1$ вызовет скручивание решета, но она безопасна, так как решето очень эластично.

Подвижность $f''_y = 2$ – это вращение (в пределах зазоров) коромысел $J'K'$ и $J''K''$.

Сдвоенный механизм нижнего решета $\begin{matrix} H'M'N' \\ H''M''N'' \end{matrix}$. По уточненным формулам найдем двучлен $6k - f$: плоские избыточные связи и подвижности $3 + 3 - 3$ и неплоские $- 3 - 3 + 3$.

Звенья $H'M'$ по OX и $H'H''$ по OZ – это одно звено (см. рис. 9.14), поэтому оно имеет только три угловые подвижности. Подвижность f''_z отнесем к звену ($H'M'$), направленному по OX и на замену f'_y, а f''_x и f''_y – к звену $H'H''$, направленному по OZ и на замену f'_y и f'_x.

Звенья по OY ($N'M'$ и $N''M''$) пойдут на две замены: f'_x через f''_z и f'_z через f''_x.

Результат: $q - w = 0 + 1 + 0$ и $0 - 2 + 1$. Избыточные связи: $q'_y = 1$, такая же, как и у переднего решета; $q'_z = 1$ – натяг в контуре $G'H'H''G''$, который легко устранить, вводя осевую подвижность в одну из пар этого контура. Подвижности $f''_y = 2$ – вращения коромысел $M'N'$ и $M''N''$ (в пределах зазоров) – безвредные.

Механизм верхнего решета $C^{P'Q'}_{P''Q''}$. По уточненным формулам найдем двучлен $6k - f$, в нем связи и подвижности: плоские

2 + 2 – 3 и неплоские – 2 – 2 + 2. Заменяющие звенья: по OX (CP) – плоское, дает одну плоскую замену; по OY – $P'Q'$ и $P''Q''$, дают по дне замены.

Звено $P'P''$ направлено параллельно по оси Z вращательной пары C_V, поэтому оно замен не дает, а следовательно, нет и неплоско-плоских замен. Результат: $q - w = 0 + 1 + 0$ и $0 - 2 + 0$. Избыточная связь $q'_y = 1$, такая же, как и у двух предыдущих контуров. Подвижности $f''_y = 2$ – вращения коромысел $P'Q'$ и $P''Q''$ вокруг своих осей.

Решетный стан можно исследовать и целиком (рис. 9.15), что получается гораздо проще, но имеет и свои недостатки.

По уточненным структурным формулам найдем избыточные связи и подвижности: плоские 10 + 10 – 15 и неплоские – 12 – 12 + 10. Число замен: $3k - f' - q + w = 3 \cdot 10 - 0 - 4 + 1 = 27$. Но что чем заменять? Вопрос решается подсчетом числа заменяющих (поворачиваемых) звеньев. Их так много, что уместить в левом прямоугольнике невозможно. Поэтому там записываем их число отдельно по трем осям. Справа от названий звеньев представлены числа их замен.

По OX пространственные замены $D'E'$ и $D''E''$ и плоские JB, CP, HM, всего семь замен; по OY – все пространственные $J'K'$, $J''K''$, $F'H'$, $F''H''$, $P'Q'$, $P''Q''$, $M'N'$, $M''H''$ – 16 замен; по OZ – все пространственные неплоско-плоские $E'E'$, $M'M''$ – четыре замены. Итого: 7 + 16 + 4 = 27 замен.

После замен $q - w$ имеем: плоские связи и подвижности

$n = 15$ f	$f'_x + f''_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V = 3 - 3$ $p_{III} = 22 - 66$	$0 - 0 - 3$ $0 - 0 - 22$	$0 - 0 - 0$ $-22 - 22 - 0$
$k = 10$ 60	$10 + 10 + 10$	$10 + 10 + 10$
$6k - f - 3$ $2 + (3)$ 8 2	$10 + 10 - 15$ 5 8 2	$-12 - 12 + 10$ 2 8 2
$q - w$	$0 + 3 - 2$	$-2 - 8$ $^{+1}_{-1}$

$D'E'$, $D''E''$, (JB), (CP), (HM)	7
$J'K'$, $J''K''$, $F'H'$, $F''H''$, $P'Q'$, $P''Q''$, $M'N'$, $M''N''$	16
$E'E''$ $M'M''$	4
Итого:	27

Рис. 9.15. Исследование структуры целиком

0 + 3 – 2 и неплоские – 2 – 8 + 0. Здесь потерялись: f'_z = = 1 – в начальном механизме и q'_z = 1 – в механизме нижнего решета, которые взаимно уничтожились. В таблице (см. рис. 9.15) это отмечено следующим образом: вместо нуля записано $^{+1}_{-1}$; такую погрешность могут иметь все структурные формулы, в том числе и уточненные, когда избыточная связь в одном контуре компенсируется подвижностью в другом.

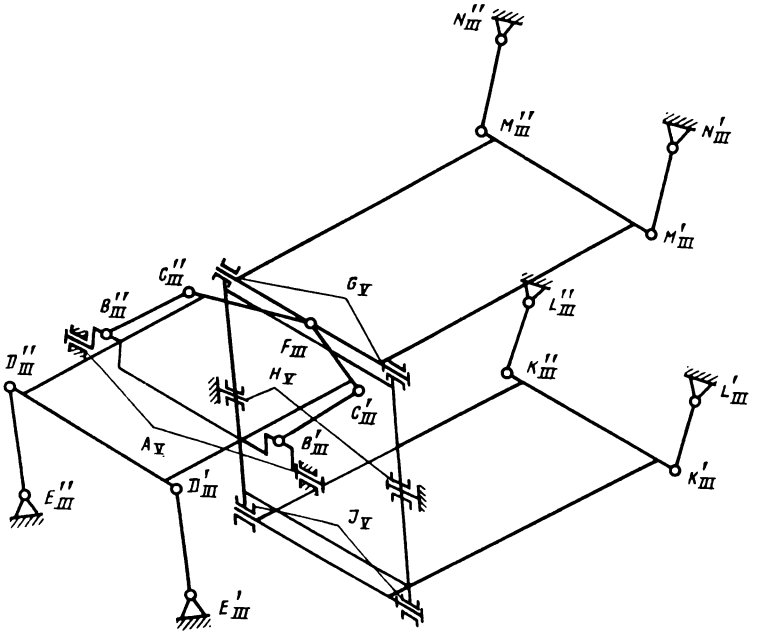
Эта погрешность исключается при исследовании поконтурным методом и методом разложения механизма на простые составляющие. Последний метод, в сущности, тоже метод присоединения групп, только более общий. Тогда как по методу Ассура присоединяются только плоские группы нулевой подвижности, в предлагаемом ниже методе присоединяются "простые составляющие механизмы", которые могут быть и пространственными и ненулевой подвижности. Важно только, чтобы каждый последующий присоединяемый механизм не влиял на подвижность предыдущего. В присоединяемом механизме может быть не один контур. Поэтому этот метод проще поконтурного, но менее подробный.

Избыточные связи в решетном стане комбайна "Дон" не страшны: q'_z = 1 – легко устраняется; q'_y = 3, вызывающие скручивание решет, вследствие их эластичности безвредны.

В этом механизме опасны подвижности, f'_z – самая опасная, выявится при рассмотрении кинематики механизма. За счет допусков в кривошипно-коромысловых механизмах $AD'E'F'G'$ и $AD''E''F''G''$ перемещения пар E' и E'' неодинаковы, а это вызовет повороты вокруг вертикальной оси всей системы верхних решет.

Вследствие большой длины JP перемещения концов решет J и P будут значительными и потребуют очень точного исполнения механизма.

Эти недостатки устранены в схемах, приведенных на рис. 9.16 и 9.19. В обеих схемах переднее и верхнее решето соединены шаровым шарниром F, а шатуны присоединены парами C' и C'' к переднему решету. Благодаря этому допуски на размеры кривошипно-коромысловых механизмов вызывают



Р и с. 9.16. Решетный стан с качающейся рамой

повороты вокруг вертикальной оси только переднего, короткого решета, а не длинной системы обоих решет.

Нижнее и верхнее решето, показанные на рис. 9.16, направляются коромыслом, выполненным в виде жесткой рамы *GHJ*, чем легко обеспечить точность.

На рис. 9.19 для устранения вредных подвижностей применены поперечные тяги *P′P″* и *Q′Q″*. Исследование структуры этих механизмов методом уточненных формул и замены подвижностей выполнено в таблицах, приведенных на рис. 9.17 и 9.20.

На рис. 9.16 и 9.19 движущий механизм присоединяется не к стойке, а к переднему решету, а через него и к верхнему решету. На его подвижность будет влиять подвижность этих решет. Поэтому движущий механизм нельзя принять за начальный. За начальный механизм следует принять механизм верхнего решета $HG^{M'N'}_{M''N''}$.

Первым присоединяемым механизмом возьмем механизм пе-

Начальный механизм HG $\begin{matrix} M'N' \\ M''N'' \end{matrix}$

$n = 4$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_v = 2 - 2$ $p_{III} = 4 - 12$	$0 - 0 - 2$ $0 - 0 - 4$	$0 - 0 - 0$ $-4 - 4 - 0$
$k = 2$ 12	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
$6k - f$ (GM) $M'N'$, $M''N''$	$2 + 2 - 4$ 1 2	$-2 - 2 + 2$ 2
$q - w$	$0 + 1 - 1$	$0 - 2 + 0$

Механизм нижнего решета J $\begin{matrix} K'L' \\ K''L'' \end{matrix}$

$n = 3$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_v = 1 - 1$ $p_{III} = 4 - 12$	$0 - 0 - 1$ $0 - 0 - 4$	$0 - 0 - 0$ $-4 - 4 - 0$
$k = 2$ 12	$2 + 2 + 2$	$2 + 2 + 2$
$6k - f$ (JK) $K'L'$, $K''L''$	$2 + 2 - 3$ 1 2	$-2 - 2 + 2$ 2
$q - w$	$0 + 1 + 0$	$0 - 2 + 0$

Р и с. 9.17. Исследование структуры наслоением механизмов

Механизм привода A $\begin{matrix} B'C' \\ B''C'' \end{matrix}$ *F* $\begin{matrix} D'E' \\ D''E'' \end{matrix}$

$n = 6$ f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_v = 1 - 1$ $p_{III} = 3 - 27$	$0 - 0 - 1$ $0 - 0 - 9$	$0 - 0 - 0$ $-9 - 9 - 0$
$k = 4$ 24	$4 + 4 + 4$	$4 + 4 + 4$
$6k - f$ (DF), $B'C'$, $B''C''$ $D'E'$, $D''E''$ (AB) $D'D''$	$4 + 4 - 6$ 3 3 1	$-5 - 5 + 4$ 2 2 1
$q - w$	$0 + 0 + 0$	$-2 - 2 + 0$

реднего решета вместе с механизмом привода $F\begin{matrix} D'E'B'C' \\ D''E''B''C'' \end{matrix}A$. Наконец, вторым присоединяемым механизмом будет механизм нижнего решета $J\begin{matrix} K'L' \\ K''L'' \end{matrix}$.

Следует заметить, что в механизмах, у которых решета соединены шаровым шарниром F, переднее решето опирается на три кинематические пары, а не на четыре, и потому у него нет избыточных связей. А у всего механизма не три, а две избыточные связи.

Исследование структуры механизма можно произвести и целиком (рис. 9.18).

По уточненным формулам находим двучлен $6k - f$: плоские избыточные связи и подвижности 8 + 8 – 13 и неплоские – 9 – 9 + 8. Число замен: $3q - p' - q' + w' = 3 \cdot 8 - 0 - 2 + 0 = 22$. Замены производим после подсчета заменяющих звеньев.

После замен получаем:

$$q - w = 0 + 2 - 1 \text{ и } -2 - 6 + 0.$$

В механизме, показанном на рис. 9.19, вредная поперечная подвижность верхнего решета устраняется поперечными

$n=13$	$f'_x+f'_y+f'_z$	f	$f''_x+f''_y+f''_z$
$p_V=4$ $p_{III}=17$	0 − 0 − 4 0 − 0 − 17	−4 −51	0 − 0 − 0 −17 − 17 − 0
$k=8$	8 + 8 + 8	48	8 + 8 + 8
(3) + 2 6 + 1 1	8 + 8 − 13 5 7 1	−7	−9 − 9 + 8 2 6 1
$q-w$	0 + 2 − 1		−2 − 6 + 0

DF и D'D'' одно звено

B'C', B''C'',(DF), (GM),(JK)	7
2[DE, KZ, MH], (JG)	13
D'D''	2
	22

Рис. 9.18. Исследование структуры целиком

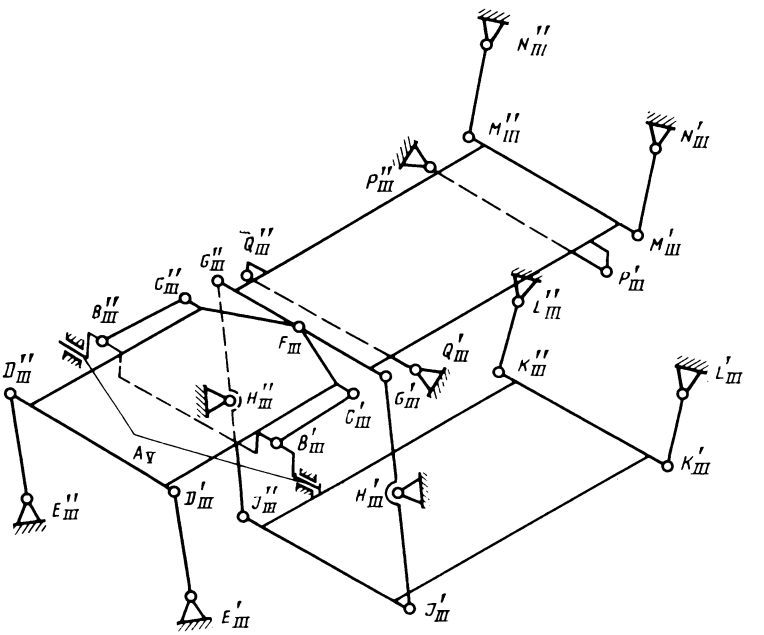
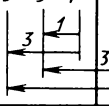
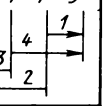


Рис. 9.19. Решетный стан с поперечными тягами

тягами $P'P''$ и $Q'Q''$. Движущийся механизм у него также через переднее решето присоединяется к верхнему решету. Поэтому именно его и следует принять за начальный механизм, конечно, вместе с поперечными тягами, которые его направляют (шестиповодковая группа – шесть условий связи). Из

Начальный механизм $H'G'M'N'P'P''$ $H''G''M''N''Q''Q'$

$n=7$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=0$ 0 $p_{III}=12$ −36	0 − 0 − 0 0 − 0 − 12	0 − 0 − 0 −12 −12 − 0
$k=5$ 30	5 + 5 + 5	5 + 5 + 5
$6k-f$ $G'M'$ $M'H'M''N''H'G'H''G''$ $(M'M''), P'P'', Q'Q''$	5 + 5 − 7 	−7 − 7 + 5 
$q-w$	0 − 1 − 3	0 − 4 + 0

Механизм нижнего решета $J'K'L'$ $J''K''L''$

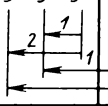
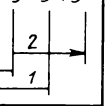
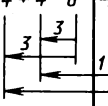
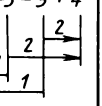
$n=3$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=0$ 0 $p_{III}=6$ −18	0 − 0 − 0 0 − 0 − 6	0 − 0 − 0 −6 − 6 − 0
$k=3$ 18	3 + 3 + 3	3 + 3 + 3
$6k-f$ (JK) $K'L'K''L''$ $K'K''$	3 + 3 − 3 	−3 − 3 + 3 
$q-w$	0 + 1 + 0	0 − 2 + 1

Рис. 9.20. Исследование структуры наслоением механизмов

Механизм привода А $B'C'E'F$ $B''C''E$

$n=6$ f	$f'_x+f'_y+f''_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=1$ −1 $p_{III}=9$ −27	0 − 0 − 1 0 − 0 − 9	0 − 0 − 0 −9 − 9 − 0
$k=4$ 24	4 + 4 + 4	4 + 4 + 4
$6k-f$ $B'C', B''C'', (DF)$ $D'E', D''E''(AB)$ $D'D''$	4 + 4 − 6 	−5 − 5 + 4 
$q-w$	0 + 0 + 0	−2 − 2 + 0

них пять идет на фиксацию механизма и одна – на избыточную связь (рис. 9.20). Остальные присоединяемые механизмы те же, что и в предыдущем примере (см. рис. 9.16).

Следует заметить, что наслоение механизмов особенно выгодно при исследовании поконтурным методом, так как оно сильно сокращает число контуров в каждом механизме.

Структуру механизма с поперечными тягами можно также исследовать и целиком (рис. 9.21).

Исполненная конструкция решетного стана комбайна "Дон", показанная на рис. 9.13, является неуравновешенной. У нее переднее решето (транспортная доска) ***BJ*** и верхнее решето ***CP*** двигаются в одном направлении, а нижнее решето ***HM*** – в противоположном, так как они соединены рычагом первого рода ***EGH***. Поэтому и силы их инерции направлены в противоположные стороны. Решета расположены на разной высоте, в результате развивают инерционный момент вокруг поперечной оси, который вызывает вибрацию (галопирование) комбайна. Поставить противовесы в этом случае нельзя по габаритным и весовым соображениям. Остается

$n = 16 \quad f$	$f_x' + f_y' + f_z''$	$f_x'' + f_y'' + f_z'$	
$p_V = 1 - 1$ $p_{III} = 27 - 81$	$0 - 0 - 1$ $0 - 0 - 27$	$0 - 0 - 0$ $-27 - 27 - 0$	(2)+3 B'C', B''C''(DF) GM(JK)
$k = 12 \quad 72$	$12 + 12 + 12$	$12 + 12 + 12$	8 D'E, D''E'', M'N' M''N'' G'J' G''J'', K'Z', K''L''
$6k - f - 10$ (2) + 3 8 5	$12 + 12 - 16$ 5 8 5	$-15 - 15 + 12$ 3 8 4	5 P'P'', Q'Q'', D'D'' M'M'' K'K''
$q - w$	$0 + 2 - 3$	$-2 - 8 + 1$	

Р и с. 9.21. Исследование структуры целиком

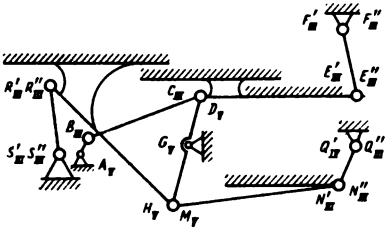
один путь – изменение схемы механизма. Для этого транспортную доску соединили не с верхним решетом, как показано на рис. 9.13, 9.16 и 9.19, а с нижним (рис. 9.22 – 9.24)[1].

Тогда транспортная доска с нижним решетом двигается в одном направлении, а верхнее решето, расположенное по высоте между ними, – в противоположном. Соответственно направлены и силы инерции. Для лучшего уравновешивания несколько изменены размеры решет. Устранять избыточные связи здесь можно тремя способами. На рис. 9.22 соединительный рычаг ***DGM*** выполнен в виде жесткой рамы, как и на рис. 9.16, которая соединена с решетами вращательными парами D_V, M_V и H_V. Кроме того, каждое решето подвешено на двух поводках. Поводки с правой стороны обозначены одним штрихом, а с левой – двумя штрихами. Остались три избыточные связи, направленные по вертикали, но они не опасны, так как решета на скручивание достаточно гибки.

Скручивание корпуса комбайна, которое имеет место из-за неровностей почвы, в рассмотренной конструкции ведет к уменьшению зазоров между решетами и стенками комбайна в точках ***E***, ***N*** и ***R***, что требует увеличения этих зазоров. Свободны от этого недостатка, а также от вертикальных из-

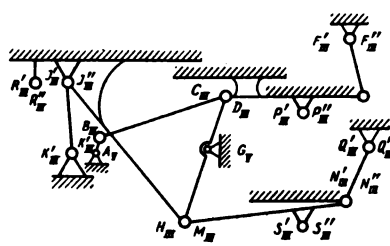
---

[1] Литвинов А. И., Мещеряков И. К., Курач А. И. Уравновешенная очистка зерноуборочного комбайна// Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1988. № 3. С. 19–21.



$n=12$	$f'_x+f'_y+f'_z$	f	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=5$	0 −0 −5	−5	0 −0 −0
$p_{III}=14$	0 −0 −14	−42	−14 −14 −0
$k=7$	7 +7 +7	42	7 +7 +7
	7 +7 −12	−5	−7 −7 +7
$q-w$	0 +3 −1	−5	−1 −6 −0
$\dot{A}\dot{B}$ $\dot{G}\dot{C}$	0 0 A B C G		B C B C 0
$D\dot{E}'$ $\dot{F}'$	0 0 D E' F'		E' F' 0
$D\dot{E}''\dot{F}''$	0 0 E'' F''		E'' F'' E'' F'' 0
$M\dot{N}'\dot{Q}'$	0 0 M N' Q'		N' Q' N' Q' 0
$M\dot{N}''\dot{Q}''$	0 0 N'' Q''		N'' Q'' N'' Q'' 0
$H\dot{R}'\dot{S}'$	0 0 H R' S'		R' S' R' S' 0
$H\dot{R}''\dot{S}''$	0 0 R'' S''		R'' S'' R'' S'' 0

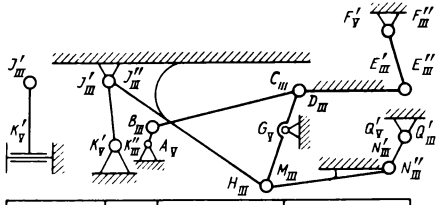
Р и с. 9.22. Уравновешенная схема решетного стана комбайна "Дон". Зазоры уменьшаются при деформировании корпуса



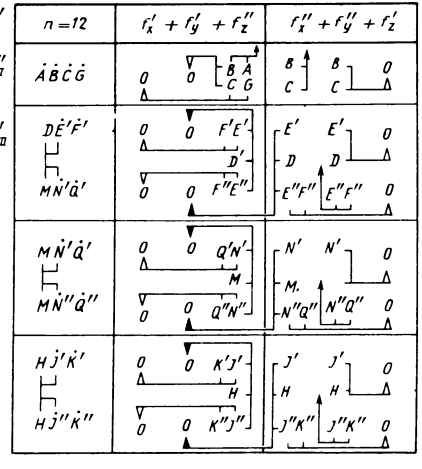
$n=15$	$f'_x+f'_y+f'_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$\dot{A}\dot{B}\dot{C}\dot{G}$	0 0 B A C G	B C B C 0
$D\dot{E}'\dot{F}'$	0 0 D E' F'	E' F' E' F' 0
$D\dot{E}''F''$	0 0 E'' F''	D E'' F'' E'' F'' 0
$D\dot{P}'P''$	0 0 P' P''	P' P'' D P' P'' 0
$M\dot{N}'Q'$	0 0 M N' Q'	N' Q' N' Q' 0
$M\dot{N}''\dot{Q}''$	0 0 N'' Q''	M N'' Q'' N'' Q'' 0
$M\dot{S}'S''$	0 0 S' S''	S' S'' M S' S'' 0
$H\dot{J}'K'$	0 0 H J' K'	J' K' J'' K' 0
$H\dot{J}''\dot{K}''$	0 0 J'' K''	H J'' K'' J'' K'' 0
$H\dot{R}'R''$	0 0 R' R''	R' R' H R' R'' 0
$q-w$	0 +0 −4	−1 −6 +0

$n=15$	f	$f'_x-f'_y-f''_z$	$f''_x-f''_y-f'_z$
$p_V=2$	−2	0 −0 −2	0 −0 −0
$p_{III}=23$	−69	0 −0 −23	−23 −23 −0
$k=10$	60	10 +10 +10	−10 +10 +10
	−11	10 +10 −15	−13 −13 +10
$q-w=-11$		0 +0 −4	−1 −6 +0

Р и с. 9.23. Уравновешенная схема решетного стана комбайна "Дон". Зазоры выдерживаются поперечными тягами



$n=12$	f	$f'_x+f'_y+f'_z$	$f''_x+f''_y+f'_z$
$p_V=5$ $p_{III}=14$	-5 -42	$0\ -0\ -5$ $0\ -0\ -14$	$0\ -0\ -0$ $-14\ -14\ -0$
$k=7$	-42	$7\ +7\ +7$	$7\ +7\ +7$
BC, JH, DE, MN (K'J') (E'F') (N'Q') (AB), K''J'', E''F'', N''Q'' J'J'', E'E'', N'N''	-5	$7\ +7\ -12$ 4 7 3	$-7\ -7\ +7$ 4 3
$q-w=-5$		$0\ +0\ -1$	$-1\ -3\ +0$



Р и с. 9.24. Уравновешенная схема решетного стана комбайна "Дон" Зазоры выдерживаются поводками класса *II*

быточных связей механизмы, показанные на рис. 9.23 и 9.24.

На рис. 9.23 для сохранения зазоров применены поперечные тяги $P'_{III}P''_{III}$, $S'_{III}S''_{III}$ и $R'_{III}R''_{III}$, которые отодвигают решета от стенок при их наклоне. С рычагом решета соединяются сферическими парами D_{III}, M_{III} и H_{III}. На рис. 9.23 вместо поперечных тяг соответствующие связи получены вращательными парами P'_V, Q'_V и K'_V, поставленными вместо пар P'_{III}, Q'_{III} и K'_{III}. В результате получились поводки второго класса. Схемы, показанные на рис. 9.23 и 9.24, являются равноценными и для каждого конкретного случая из них следует выбирать более конструктивную.

Необходимо отметить, что схема, показанная на рис.9.24 (с поводками второго класса), применима не только к уравновешенному решетному стану, но и к решетному стану, применяемому в настоящее время.

9.6. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ПЕРЕВОДА ШИРОКОЗАХВАТНЫХ АРГЕГАТОВ В ТРАНСПОРТНОЕ ПОЛОЖЕНИЕ

При ширине захвата до 30 м доставка агрегата с поля в гараж или из одного хозяйства в другое вырастает в большую проблему из-за ограниченной ширины дорог. Приходится переводить агрегаты в транспортное положение. Наиболее типичными для этого являются два способа.

Первый способ в культиваторе КШУ-18 с шириной захвата 18 м путем сложного складывания, а именно: поворот крайних секций на 180° в горизонтальной плоскости с заводом их вперед; поворот промежуточных секций вместе с крайними на 180° в поперечно-вертикальной плоскости; поворот боковых секций совместно со сложными промежуточными секциями на 90° также в поперечно-вертикальной плоскости.

Другой способ – использование двухмашинных сцепок фирмы Graslands, которые при траспортировании располагаются между агрегатируемыми орудиями. При ширине захвата 15 м длина агрегата в транспортном положении составляет 27 м, т.е. такой захват не может найти широкого применения.

Рассмотрение их показывает, что в первом случае надо упрощать складывание, а во втором – сокращать длину агрегата в транспортном положении.

Вариант 1 – широкозахватный агрегат, показанный на рис. 9.25, *а*. Ширина захвата (с большим запасом агрегата) – 30 м. Агрегат состоит из пяти секций – трех средних по 5 м и двух крайних по 7,5 м. Они соединены четырьмя продольными шарнирами. При переводе в транспортное положение крайние секции поворачиваются на 180° вокруг этих шарниров и ложатся на средние секции. Два шарнира между средними секциями служат только для уменьшения числа избыточных связей. По сравнению с культиватором КШУ-18 скла-

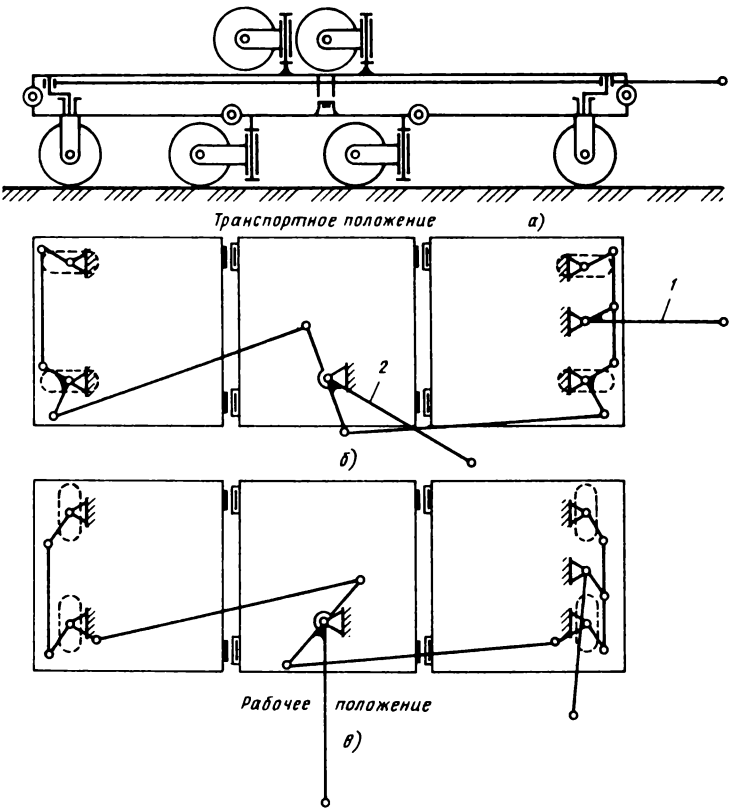


Рис. 9.25. Механизм для перевода культиватора в транспортное положение

дывание значительно упростилось, количество движений сократилось в три раза.

По сравнению со сцепкой фирмы Graslands длина агрегата уменьшилась более чем втрое и стала 15 м для захвата 30 м.

Для дальнейшего улучшения проходимости механизмов следует сделать управляемыми все четыре колеса (рис.9.25,*б*) аналогично прицепам у вокзальных электрокаров. Здесь оси поворота колеса соединены четырьмя механизмами параллельного кривошипа и одним антипараллельного. С ними соединены также оси тягового рычага *1* для транспортного и рычага *2* для рабочего положений, колеса здесь (показаны штриховой линией) на крайних секциях управляемы, а на средних – самонаправляющиеся.

Для перевода в рабочее положение трактор прицепляется к рычагу *2*, и силой тяги вся шарнирная система поворачивает колеса на 90°. После этого включается стопор (на рис. 9.22, *в* не показан). В рабочем положении вследствие большой ширины колеи по сравнению с базой управление колесами не требуется и даже вредно, так как привело бы к неустойчивой работе.

Для перевода в транспортное положение отпускают стопор и прицепляют трактор к рычагу *1* (рис. 9.25, *б*). Тогда силой тяги этот рычаг, а с ним и колеса поворачиваются в транспортное положение. Управление четырьмя колесами уменьшает расчетную длину агрегата вдвое, т.е. по сравнению с длиной агрегата фирмы Graslands она уменьшается более чем в 6 раз. Управление задними колесами можно осуществлять с отдельного поста или дистанционно из кабины трактора. Это еще больше улучшит маневренность.

Вариант 2 – широкозахватный агрегат, показанный на рис. 9.26. Для перевода в транспортное положение агрегат складывается гармошкой, каждая секция состоит из двух частей: *1* и *2* или *3* и *4* и складывается вокруг шарниров *B′* и *B″*. На рис. 9.23 справа показана секция в рабочем положении, слева – в транспортном. Показаны две секции, но их может быть гораздо больше. Все колеса самонаправляющиеся – поворачивающиеся вокруг вертикального шарнира. Чтобы при складывании шарнир оставался вертикальным, его ось поворачивается вокруг шарнира *C′* или *C″* с помощью тяги

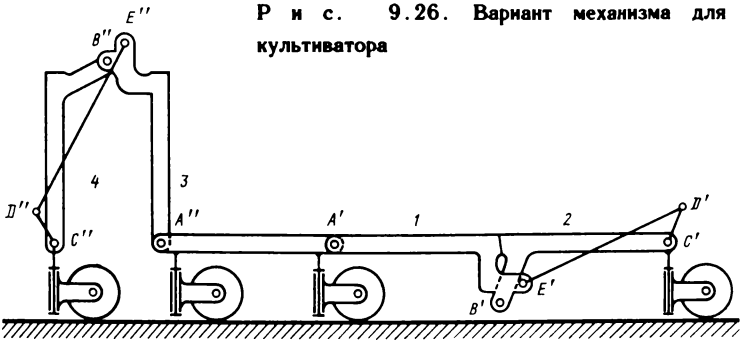


Рис. 9.26. Вариант механизма для культиватора

$D'E'$ или $D''E''$. Вместо вертикального шарнира можно использовать механизм Кульмана, применяющийся на чертежных досках, но схема получается сложнее.

Четырехшарнирный механизм $BEDC$ должен быть спроектирован из условия, чтобы вертикальный шарнир оставался вертикальным в трех положениях: рабочем, промежуточном и транспортном (см. рис. 9.26).

Размеры найдем из условия

$$R = \frac{r}{\sin 45^\circ},$$

где $R = C'D' = C''D''$ и $r = B'E' = B''E''$. Кроме того, в обоих крайних положениях – транспортном и рабочем – шарниры B', E', D', а также B'', E'', D'' должны располагаться на одной прямой (приближенно).

Предохранительное приспособление. В культиваторе из-за большого числа плужков сила тяги трактора во много раз превышает их прочность. Поэтому плуг должен быть оснащен предохранительным приспособлением, исключающим поломки.

Подпружинивание каждого плужка сложно, дорого и утяжеляет машину. Поэтому предохранительное устройство целесообразно ставить на несколько плужков (рис. 9.27), которые следует разбить на две одинаковые группы (неподвижные точки грядиля зачернены), соединенные шарнирным механизмом такой схемы, чтобы движения плужков относительно рамы были направлены в противоположные стороны. Тогда усилия пахоты будут уравновешены. Для устойчивости такой работы надо поставить небольшую пружину (рис. 9.27, *в* и *г*). Для

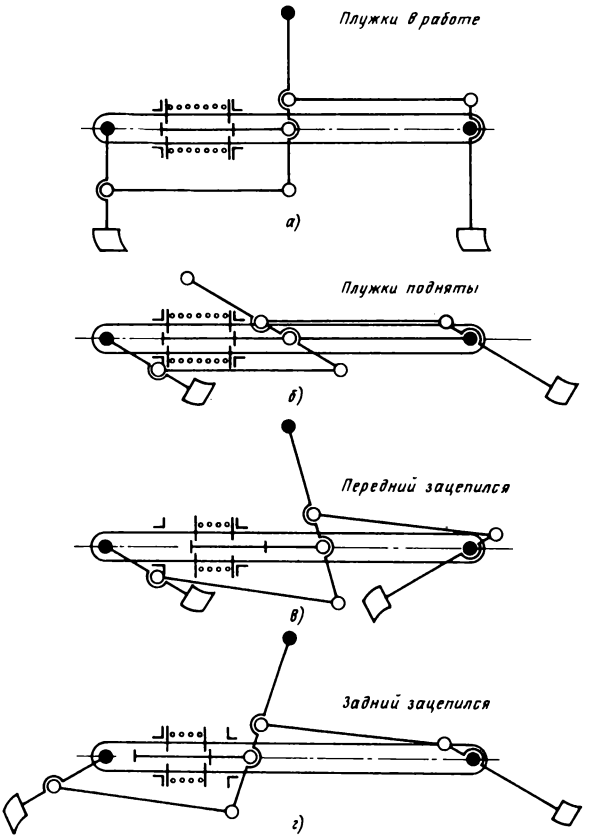


Рис. 9.27. **Предохранительный механизм**

управления плужками (подъем и опускание) целесообразно использовать соединительный механизм – средний рычаг (рис. 9.27, *а* и *б*), у которого при управлении плужками перемещается верхний конец.

9.7. НЕПОДВИЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ В ПЛУГАХ (БЫСТРОРАЗЪЕМНЫЕ)

Отвал и особенно лемех часто повреждаются камнями, находящимися на поле. Корпуса плугов приходится заменять в поле. Обычно они крепятся к грядилю большим числом болтов

с контргайками. Поэтому замена корпусов отнимает много времени с соответствующей потерей производительности. Ниже предлагается быстроразъемное соединение корпуса.

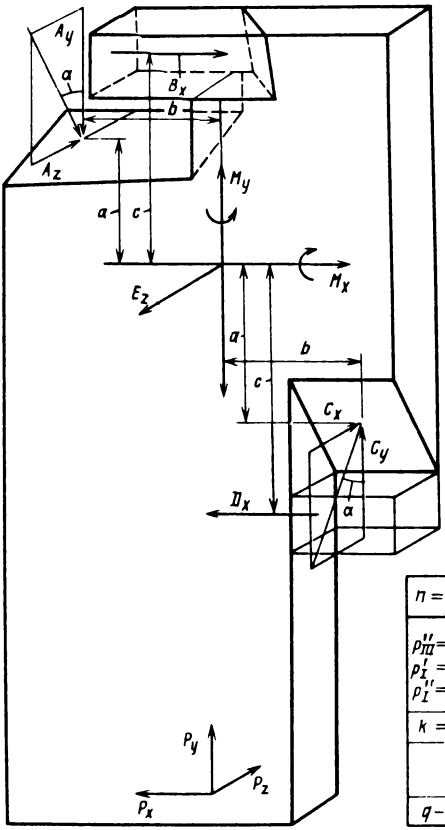
Соединение обязательно должно быть статически определимым (самоустанавливающимся). Это обеспечит не только сборность и разборность, но и соединение без зазоров даже после деформаций от ударов камней и неточного исполнения. В применении статически определимого соединения есть еще одно преимущество. При разрушении одного звена, которое можно использовать как предохранительное, все соединение разъединяется. В статически неопределимом механизме будут разрушаться и другие звенья.

Рассмотрим соединение, которое наиболее удобно применить в плоскорезе. На рис. 9.28 показана стойка, а на рис. 9.29 – грядиль.

Исследуем структуру, разлагая подвижности на плоские и неплоские, а потом еще на линейные и угловые. В отдельную строку записываем кинематическую пару вертикального p'_I и в отдельную – наклонную p''_I.

Исследование ведем приближенно, рассматривая пары A, B, C и D как точечные (площадочные) первого класса. Поворачиваемое звено одно, но вокруг двух осей OX и OZ. Подвижностей – нуль, как и должно быть у неподвижного соединения. Избыточная связь – одна, нужная для соединения натяга.

Рассмотрим сборку неподвижного соединения, оно должно дать шесть условий связи. Седьмую можно допустить в клине, забиванием которого будет создаваться натяг. Для этого возьмем одну плоскостную пару E''_{III} и три точечных (площадочных): A_I, C_I и D_I. Начинаем с постановки плоскостной пары E''_{III}. Останутся три подвижности: f'_x, f'_y и f''_z. Вертикальным движением стойки включаем пару A_I, чем устраняем подвижность f'_y. После этого стойку двигаем горизонтально вправо, со скольжением в парах E''_{III} и C_I. Если (за счет допусков) стойка зацепит нижний крючок, то слегка повернем ее против часовой стрелки. Движение закончит-



$n=1$	f	$f'_п + f''_п$	$f'_н + f''_н$
$p''_{III}=1$	-3	$-2 \quad -1$	$0 \quad -0$
$p'_I=2$	-10	$-2 \quad -2$	$-2 \quad -4$
$p''_I=2$	-10	$-2 \quad -0$	$-2 \quad -6$
$k=4$	24	$8 \quad +4$	$4 \quad +8$
	1	$2 \quad +1$	$0 \quad -2$
		$\longleftarrow 2 \longrightarrow$	
$q-w=1$		$0 \quad +1$	$0 \quad +0$

Рис. 9.28. Стойка плоскореза (быстроразъемная)

ся включением пары D_I и устранением подвижности f'_x. Дальше забиваем клин, который включает пару B_I и, отодвигая стойку вправо, натягивает пару D_I. Силы в парах B_I и D_I вызовут поворот стойки по часовой стрелке и включение пар C_I и A_I. За счет наклона этих пар (обязательного) стойка получит винтовое движение, и включится пара E''_{III}.

Следует отметить, что усилия пахоты передаются на грядиль через пары A_I и C_I, а клин не нагружают. Кроме того,

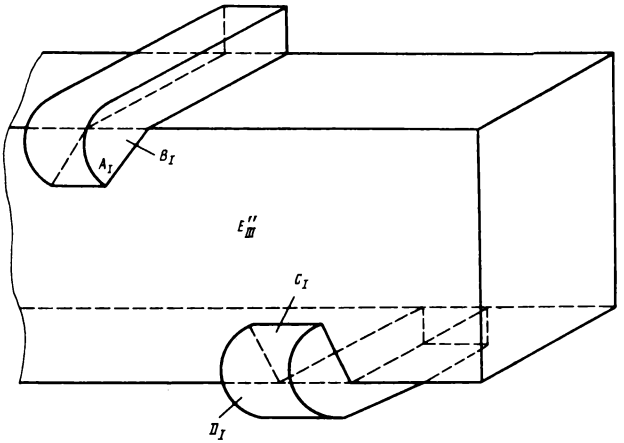


Рис. 9.29. Грядиль плоскореза (быстроразъемный)

клин лучше передает большие усилия, чем болт. Это показывает опыт эксплуатации паровозов. Для привалки цилиндров к раме 34 болтов диаметром 34 и 38 мм (паровоз $Э^у$) оказалось недостаточно, поэтому была применена расклинка цилиндра, так же как и на других паровозах (см. Струженцов И. М. Конструкции паровозов. Трансжелдориздат, 1937, фиг. 289 и 290 на с. 309).

Рассмотрим силы в предлагаемом на рис. 9.28 соединении. Стойку рассматриваем вместе с клином, так как силы в клине общеизвестны и интереса не представляют. Клин условно изображаем очень коротким. Силы обозначаем той же буквой, которой обозначена кинематическая пара с индексом, обозначающим ось координат, по которой она направлена, например A_z обозначает силу в паре A, направленную по оси Z. Рабочие усилия обозначаем через P с соответствующими индексами.

В парах A и C, наклонных под углом a, по две силы: $A_z = A_y \operatorname{tg} a$ и $C_z = C_y \operatorname{tg} a$. В парах B и D по одной силе: B_x и D_x. В паре E одна сила E_z и два момента: M_x и M_y.

Из уравнений плоских сил имеем:

$$\Sigma X = 0 \quad B_x - D_x - P_x = 0;$$

$$\Sigma Y = 0 \; C_y - A_y + P_y = 0;$$

$$\Sigma M_z = 0 \; P_x H + D_x c + B_x c - A_y b - C_y b = 0.$$

Из $\Sigma X = 0$ $D_x = B_x - P_x$, подставляя это в ΣM_z, получим:

$$P_x H + 2B_x c - P_x c - A_y b - C_y b = 0,$$

или

$$P_x \frac{H}{b} + 2B_x \frac{c}{b} - P_x \frac{c}{b} - A_y - C_y = 0.$$

Из $\Sigma Y = 0$ получим

$$P_y - A_y + C_y = 0.$$

Складывая ΣX и ΣY, получим:

$$P_x \frac{H}{b} + 2B_x \frac{c}{b} - P_x \frac{c}{b} + P_y - 2A_y = 0,$$

откуда

$$A_y = P_x \frac{H - c}{2b} + B_x \frac{c}{b} + \frac{P_y}{2}; \qquad (9.5)$$

$$C_y = A_y - P_y. \qquad (9.6)$$

Вычитая из уравнения $A_z = A_y \operatorname{tg}\alpha$ уравнение $C_z = C_y \operatorname{tg}\alpha$, и из суммы $\Sigma y = 0$ подставляя $A_y - C_y = P_y$, получим:

$$A_z - C_z = (A_y - C_y) \operatorname{tg}\alpha = P_y \operatorname{tg}\alpha.$$

Из неплоских уравнений имеем:

$$\Sigma M_x = 0 \quad M_x = A_z a - C_z a - P_z H =$$
$$= P_y a \operatorname{tg}\alpha - P_z H; \qquad (9.7)$$

$$\Sigma M_y = 0 \; M_y = A_z b - C_z b = P_y b \operatorname{tg}\alpha; \qquad (9.8)$$

$$\Sigma Z = 0 \; E_z = P_z + A_z + C_z. \qquad (9.9)$$

Пример. Усилия для твердой почвы: P_x = 15 кН; P_y = 1,5 кН; P_z = 2 кН; B_z = 20 кН (усилие клина). Размеры: H = = 700 мм; b = 150 мм; $a = c$ = 50 мм; $\alpha = 30°$.

Из (9.5) $A_y = \frac{15 \cdot 650}{2 \cdot 150} + 20\,\frac{50}{150} + \frac{1,5}{2} = 39,91$ кН.

Из формул:

(9.6) $C_y = 39,91 - 1,5 = 38,41$ кН.

(9.7) $M_x = 1,5 \cdot 50\ \mathrm{tg}30^\circ - 2 \cdot 700 = -1357$ кН·мм.

(9.8) $M_y = 1,5 \cdot 150\ \mathrm{tg}30^\circ = 130$ кН·мм.

(9.9) $E_z = 2 + 39,91\ \mathrm{tg}30^\circ + 38,41\ \mathrm{tg}30^\circ = 47,2$ кН.

Как видим, усилия получились вполне осуществимые. Складывая силу E_z и пару M_x, получим смещения силы E_z: 1357/47,2 = 28,2 мм; 130/47,2 = 2,75 мм, т.е. оба смещения вполне допустимые.

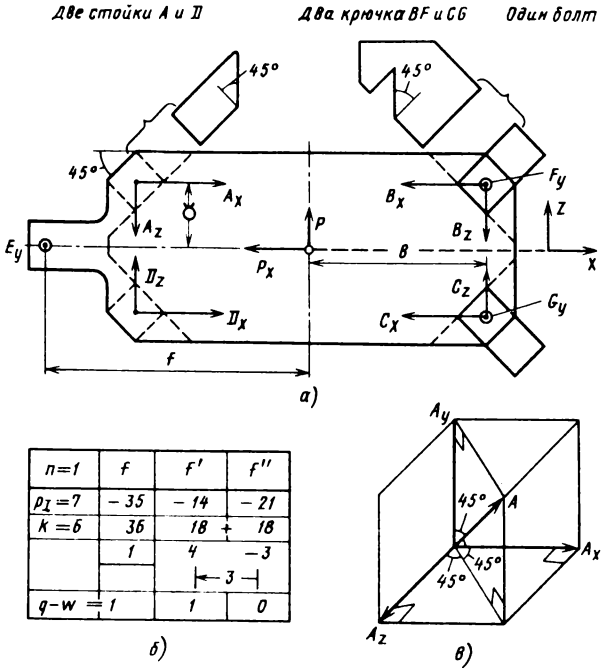
В этом случае сборка не нарушится, даже если размеры будут неточные. Только стойка плуга встанет с некоторым наклоном, практически незаметным. Не будут возникать зазоры и связанные с ними стук и преждевременный выход деталей из строя.

Винты лучше выполнять в виде шпилек, завернутых в грядиль, или в виде болтов, но в последнем случае придется стопорить их головки.

Гайки, во избежание приржавливания, лучше сделать колпачковыми, с мелкой резьбой и конической опорной поверхностью. Тогда можно избежать применения контргаек, как в автомобилях и велосипедах, и сократить время на смену корпусов плугов.

Другое быстроразъемное соединение плуга с грядилем показано на рис. 9.30, *а* (вид снизу). Звено плуга представляет собой пластину с углами, срезанными под углом 45° и скошенными также под углом 45°. На грядиле две стойки – *A* и *D*, скошенные под углом 45° и повернутые на 45°, и два крючка *BF* и *CG*, также повернутые на 45°. У них одна сторона выреза *B* и *C* – под 45°, а другая *F* и *G* – под 90°. Все соединение затягивается болтом *E*.

Устраняя избыточные связи, приближенно будем считать все кинематические пары площадочными I_4. Структурное исследование проведем линейно-угловым методом (см. таблицу, показанную на рис. 9.30, *б*).



$n=1$	f	f'	f''
$p_I=7$	-35	-14	-21
$k=6$	36	18	18
	1	4	-3
		3	
$q-w=1$		1	0

Р и с. 9.30. Быстроразъемное соединение для плуга (вид снизу)

Поворачиваемое звено одно, но вокруг всех трех осей координат, поэтому получаются три замены. Подвижностей не остается, избыточная связь одна – линейная (необходима для создания натяга).

Перейдем к силовому исследованию. Для этого силы в кинематических парах будем раскладывать по трем осям координат. Напишем уравнения равновесия, рассматривая горизонтальную плоскость (так как механизм показан на рисунке перевернутым, плуг находится над ним):

$$\Sigma x = 0 \; A_x - B_x - C_x + D_x - P_x = 0;$$

$$\Sigma z = 0 - A_z - B_z + C_z + D_z + P_z = 0;$$

$$\Sigma M_y = 0 \; (A_x + C_x)a + (B_z + D_z)b -$$

$$- (B_x + D_x)a - (A_z + C_z)b = 0;$$

$$\Sigma M_x = 0 \quad P_z H - (A_y + B_y)a +$$
$$+ (C_y + D_y)a - F_y a - G_y a = 0;$$
$$\Sigma M_z = 0 \quad - P_x H - (A_y + D_y)b +$$
$$+ (B_y + C_y)b + F_y b - G_y b + E_y f = 0;$$
$$\Sigma y = 0 \quad - A_y - B_y - C_y - D_y + F_y + G_y + E_y + P_y = 0.$$

Для решения этих уравнений целесообразно все силы выразить через силы, направленные по оси Y.

Из параллелепипеда сил (см. рис. 9.30, *в*) диагональ основания равна A_y, а $A_x = A_z \cos 45^\circ = 0{,}71A_y$, поэтому

$$A_x = A_z = 0{,}71A_y;$$
$$B_x = B_z = 0{,}71B_y;$$
$$C_x = C_z = 0{,}71C_y;$$
$$D_x = D_z = 0{,}71D_y.$$

Подставляя найденные выражения в уравнения, полученные выше, и преобразовывая их, получим:

$$(A_y - B_y) - (C_y - D_y) = 1{,}42P_x; \qquad (9.10)$$
$$(A_y + B_y) - (C_y + D_y) = 1{,}42P_z; \qquad (9.11)$$
$$(A_y - B_y) + (C_y - D_y) = 0; \qquad (9.12)$$
$$(A_y + B_y) - (C_y + D_y) - F_y + G_y = - P_z \frac{H}{a}; \qquad (9.13)$$
$$(A_y - B_y) - (C_y - D_y) + F_y + G_y =$$
$$= P_x \frac{H}{b} + E_y \frac{f}{b}; \qquad (9.14)$$
$$(A_y + B_y) + (C_y + D_y) - F_y - G_y = E_y. \qquad (9.15)$$

Из (9.12) получим $C_y - D_y = -(A_y - B_y)$, подставляя это выражение в (9.10), имеем:

$$(A_y - B_y) = 0{,}71P_x = -(C_y - D_y); \qquad (9.16)$$

подставляя левую часть уравнения (9.10) в (9.14), получаем $1{,}42P_x + F_y + G_y = P_x \frac{H}{b} + E_y \frac{f}{b}$; также подставляя левую часть уравнения (9.11) в (9.13), имеем

$$1{,}42P_z - F_y + G_y = -P_z a.$$

Решая совместно полученные выражения, имеем:

$$F_y = P_x \frac{H}{2b} + P_z \frac{H}{2a} - $$
$$- 0{,}71(P_x - P_z) + E_y \frac{f}{2b}; \qquad (9.17)$$

$$G_y = P_x \frac{H}{2b} - P_z \frac{H}{2a} - $$
$$0{,}71(P_x + P_z) + E_y \frac{H}{2b}. \qquad (9.18)$$

Для контроля находим:

$$F_y + G_y = P_x \frac{H}{b} - 1{,}42P_x + E_y \frac{f}{b}. \qquad (9.19)$$

Решая совместно уравнения (9.11) и (9.15), получаем

$$(A_y + B_y) = 0{,}71P_z + \frac{F_y + G_y + E_y}{2}$$

и

$$(C_y + D_y) = -0{,}71P_z + \frac{F_y + G_y + E_y}{2}.$$

Из уравнения (9.16) имеем:

$$(A_y - B_y) = 0{,}71P_z \quad \text{и} \quad (C_y - D_y) = -0{,}71P_z.$$

Округляя, получаем:

$$A_y = 0{,}35(P_x + P_z) + \frac{F_y + G_y + E_y}{4}; \qquad (9.20)$$

$$B_y = 0{,}35(-P_x + P_z) + \frac{F_y + G_y + E_y}{4}; \qquad (9.21)$$

$$C_y = 0{,}35(-P_x - P_z) + \frac{F_y + G_y + E_y}{4}; \qquad (9.22)$$

$$D_y = 0{,}35(P_x - P_z) + \frac{F_y + G_y + E_y}{4}; \qquad (9.23)$$

Пример. Установим порядок нагрузок. Для условий целины усилие плуга: P_x = 15 кН; P_y = 1,5 кН; P_z = 2 кН; E_y =

= 6,5 кН. Размеры (см. рис. 9.30): H = 600 мм; a = 50 мм; b = 150 мм; f = 300 мм.

По формуле (9.19)

$$F_y + G_y = 15\,\frac{600}{150} - 1{,}42\cdot 15 + 8\,\frac{300}{150} = 54{,}7 \text{ кН}$$

и

$$\frac{F_y + G_y + E_y + P_y}{4} = \frac{54{,}7 + 8}{4} = 15{,}7 \text{ кН}.$$

Из формул

(9.20) $A_y = 0{,}35\cdot 17 + 15{,}7 = 21{,}64$ кН;

(9.21) $B_y = -\,0{,}3\cdot 13 + 15{,}7 = 11{,}26$ кН;

(9.22) $C_y = -\,0{,}35\cdot 17 + 15{,}7 = 9{,}76$ кН;

(9.23) $D_y = 0{,}35\cdot 13 + 15{,}7 = 20{,}14$ кН.

Проверим: 15,7·4 = 62,8 кН, что соответствует $A_y + B_y + C_y + D_y$.

По формуле (9.17)

$$F_y = 15\,\frac{600}{300} + 2\,\frac{600}{100} - 0{,}71\cdot 13 + 8\,\frac{300}{300} = 40{,}78 \text{ кН}.$$

По (9.18)

$$G_y = 15\,\frac{600}{300} - 2\,\frac{600}{100} - 0{,}71\cdot 17 + 8\,\frac{300}{300} = 54{,}7 \text{ кН}.$$

Третье быстроразъемное соединение (самое простое) получится, если за основу взять соединения штока с ползуном, применяемое в поршневых машинах (рис. 9.31). Элементом кинематической пары, соединенным с грядилем, является усеченный конус, а элементами, соединенным с плугом, – труба с внутренней частью также в виде усеченного конуса. Клин проходит в продольные отверстия как в трубе, так и в усеченном конусе. Для возможности обработки протяжкой этих отверстий они должны иметь соответствующее направление: отверстие в трубе перпендикулярно к ее оси, а отверстие в усеченном конусе – под углом клина к этому перпен-

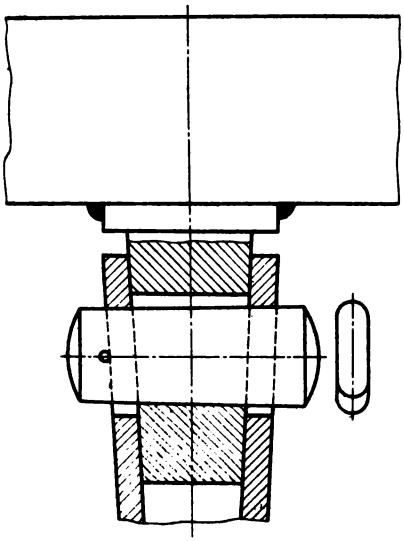


Рис. 9.31. Вариант схемы быстроразъемного соединения

дикуляру. Клин должен быть законтрен, лучше всего болтом к соответствующей проставке.

Вместо конической поверхности соединения можно применить и цилиндрическую, но тогда необходимо предусмотреть упор в осевом направлении.

Глава 10. ТОКОПРИЕМНИКИ ЛОКОМОТИВОВ

10.1. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРЫ

При теоретическом исследовании структуры токоприемников можно верхнюю раму (рис. 10,1, *а*) заменить двумя поводками – одним первого класса, а другим второго (рис. 10.1, *б*). На каждую раму это дает сокращение на один контур, одно звено и две кинематические пары. Таким приемом следует исследовать большинство токоприемников. Другой прием – рассматривать движение токоприемника (подъем или опускание) без касания тягового провода. Это дает сокращение по одному контуру на каждый полоз.

В целом при исследовании симметричных токоприемников этими приемами можно уменьшить число контуров на четыре.

10.2. ЭЛЕКТРОВОЗНЫЙ ТОКОПРИЕМНИК С ВЕРХНЕЙ КАРЕТКОЙ НА БОЛЬШУЮ СИЛУ ТОКА

Токоприемники электровозов постоянного тока (тяжелой серии), как правило, рассчитываются на 2000 А при их движении и на 500 А при стоянке. Этого недостаточно, так как машинисту в этом случае приходится поднимать оба пантографа, лишаясь резерва на случай аварии.

Обычный пантограф в торцовом сечении (не считая антипараллелограмма) имеет вид пятиугольника. К верхнему его углу крепится полоз – одинарный или раздвоенный, что мало

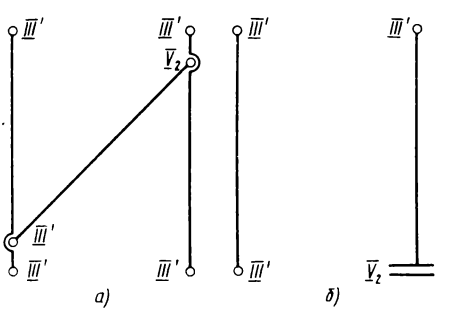


Рис. 10.1. Схема верхних тяг:
а **– заменяемая;** ***б*** **– замененная**

его усиливает. Полозы целесообразно устанавливать на двух шарнирах главного механизма. Для этого к пятиугольнику следует добавить еще одно звено – верхнюю каретку, на углах которой будут устанавливаться полозы. Подвижность при этом возрастет на единицу и обеспечит одинаковое нажатие обеих групп полозов. Такой пантограф показан на рис. 10.2, а полозы к нему вместе с тяговым проводом – на рис. 10.3. В верхние рамы добавляется одно звено – верхняя каретка, а сами рамы для устойчивости надо выполнять скрещенными. Тогда механизм будет устойчивым, и, если при

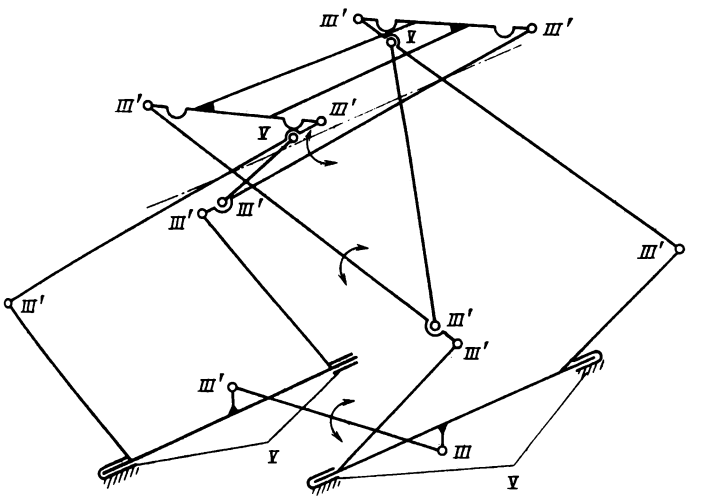


Рис. 10.2. Токоприемник с перекрестными тягами и верхней кареткой

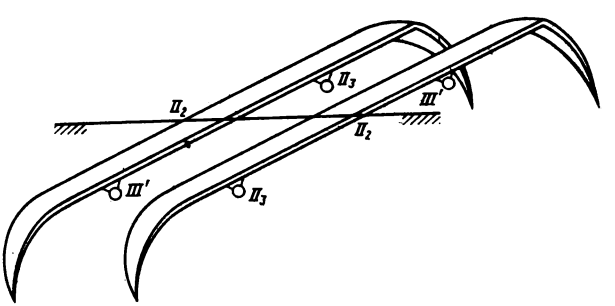
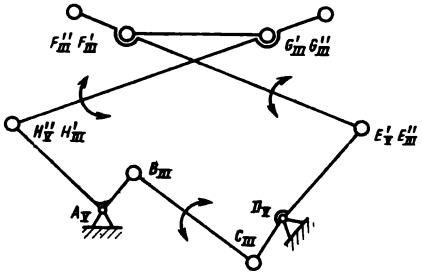


Рис. 10.3. Схема полозов



$n=8$	f	$f'_п + f''_п$	$f'_н + f''_н$
$p_V=4$	-4	$0 \quad -4$	$0 \quad -0$
$p_{III}=8$	-24	$0 \quad -8$	$0 \quad -16$
$k=4$	24	$8 \quad +4$	$4 \quad +8$
	-4	$8 \quad -8$	$4 \quad -8$
		$\vdash 6 \dashv$ $\vdash\!\!\!\!\dashv 1$	$\vdash 4 \dashv$
$q-w=f-5$		$1 \quad -2$	$0 \quad -3$
$\dot{B}\dot{C}\dot{D}$		$0 \quad 0$ $\vdash B \; C \; D \dashv$	0 $\vdash B \; B \; C \; C \dashv$
$H'G'F'E'$		$0 \quad 0$ $\vdash F' \; E' \; G' \; H' \dashv$	0 $\vdash F' \; F' \; G' \; G' \dashv$
$H'G'G''H''$		$0 \quad 0$ $\vdash H'' \; A \; G'' \dashv$	0 $\vdash G'' \; G'' \; H'' \; H'' \dashv$
$E''F''F'E'$		$0 \quad 0$ $\vdash E'' \; F'' \dashv$	0 $\vdash E'' \; E'' \; F'' \; F'' \dashv$

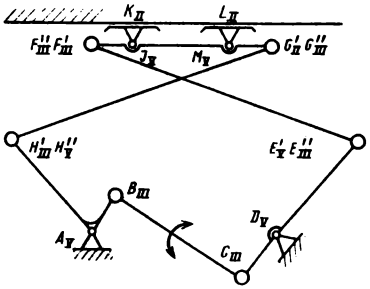
Р и с. 10.4. Структурное исследование без полозов и контактного провода

подъеме его вывести из среднего положения, верхние рамы вернутся в это положение. И наоборот, если многоугольник верхних рам выполнить открытым, то он будет неустойчивым и при подъеме пантографа одна из верхних рам может зайти за мертвое положение и в нем остаться.

Нижние рамы могут быть как открытыми, так и скрещенными. Структурное исследование (рис. 10.4) проведем без полозов и контактного провода, но с заменой пар поводков первого класса поводками второго класса (кинематические пары одной стороны обозначены ′, а другой ″). Имеем: две нижние рамы *HAB* и *EDC*; шатун *BC* антипараллелограмма; два поводка второго класса $E'_V F'_{III}$ и $H''_V G''_{III}$ и два первого класса $H'_{III} G'_{III}$ и $E''_{III} F''_{III}$; верхняя каретка $F'_{III} E'_{III} G''_{III} G'_{III}$. Всего восемь звеньев.

Получаем две общие плоские угловые подвижности звеньев *CD* и *GH*, которые обеспечат нажатие обоих полозов. Одну избыточную связь $q'_п = 1$ и три неплоские местные подвижности: вращение поводков *BC*, *H′G′* и *E″F″*.

Избыточную связь можно обнаружить и путем логических рассуждений: верхняя каретка висит на четырех поводках – двух второго и двух первого класса. Совместно они накладывают шесть условий связи, а на подвижность звена *G′H′* ничего не остается и она получается за счет избыточной



$n=10$	f	$f'_n + f''_n$	$f'_H + f''_H$
$p_V=6$	-6	$0 \quad -6$	$0 \quad -0$
$p_{III}=8$	-24	$0 \quad -8$	$0 \quad -16$
$p_{II}=2$	-8	$-2 \quad -0$	$-2 \quad -4$
$k=6$	36	$12 \quad +6$	$6 \quad +12$
	-2	$10 \quad -8$	$4 \quad -8$
		8, 1	4
$q-w=1-3$		$1 \quad -0$	$0 \quad -3$
BCD		$0 \quad 0$ B C D	0 B B C C
$H'G'F'E'$		$0 \quad 0$ F' E' H' G'	0 F' F' G' G'
$H'G'$	JK	$K \quad 0$ J	$K \quad K \quad K$
$H'G'$	$G''H''A$	$0 \quad 0$ H'' A G''	0 G'' G'' H'' H''
LM	$G''H''$	$L \quad 0$ M	$L \quad L \quad L$
$E''F''F'E'$		$0 \quad 0$ E'' F''	0 E'' E'' F'' F''

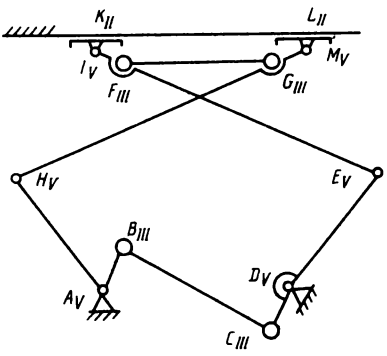
Рис. 10.5. Исследование с полозами и контактным проводом

связи. Подвижность звена CD здесь не рассматривается, так как она входит в другую структурную группу.

На рис. 10.5 показан тот же пантограф с контактным проводом и полозами $K_{II}J_V$ и $L_{II}M_V$. Между кареткой и полозами вместо двух пар II_3 и III' возьмем по одной паре J_V и M_V. Число контуров увеличилось на два (полозы), что существенно усложняет решение, поэтому полезно предварительно рассмотреть механизм без учета контактного провода. При этом уничтожаются общие подвижности полозов, так как они прижались к контактному проводу и подъем пантографа прекратился.

Логическим путем можно исследовать и токоприемник с контактным проводом. В этом случае общая подвижность равна нулю. Верхняя каретка висит на шести поводках: к четырем поводкам (см. рис. 10.4) прибавляются два полоза JK и ML. Всего будет восемь условий связи, из которых две связи избыточные.

Другая схема пантографа со скрещенными верхними рамами показана на рис. 10.6. Здесь верхние рамы EF и HG выполнены цельными. Они соединены одним поводком первого класса $F_{III}G_{III}$, расположенным в средней части. В схеме нет избыточных связей, она проще предыдущей (четыре контура



$n=8$	f	f'_n + f''_n	f'_H + f''_H
$p_V=6$	-6	0 - 6	0 - 0
$p_{III}=4$	-12	0 - 4	0 - 8
$p_{II}=2$	-8	-2 - 0	-2 - 4
$k=4$	24	8 + 4	4 + 8
	-2	6 - 6	2 - 4
		⊢ 6 ⊣	⊢ 2 ⊣
$q-w=2$		0 + 0	0 - 2
ABCD		B A C	B B C C
AHML		L M H	L L L
KIED		K E I D	K K K
AHGFED		G F	G G F F

Р и с. 10.6. Токоприемник с жесткими верхними рамами, соединенными продольной тягой

вместо шести, восемь звеньев вместо 10, 12 пар вместо 16), но верхние рамы при такой схеме конструктивно несколько сложнее.

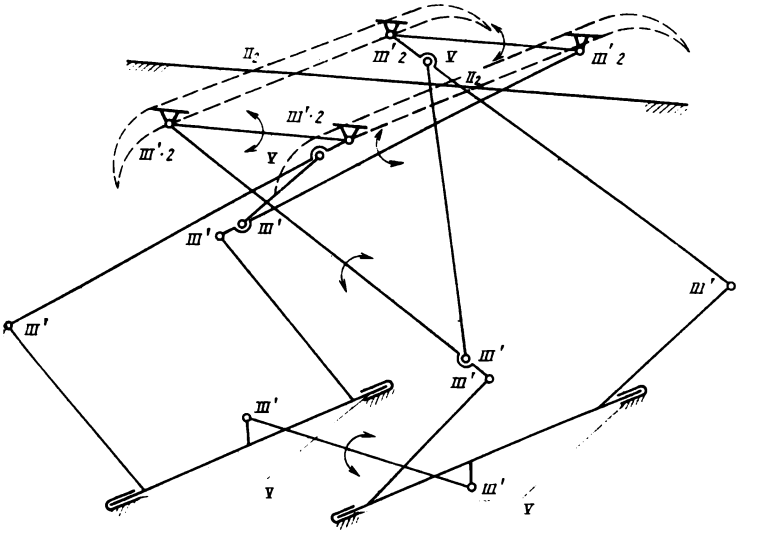
10.3. ТОКОПРИЕМНИКИ СО СКРЕЩЕННЫМИ ВЕРХНИМИ РАМАМИ

Токоприемник на большую силу тока можно выполнить и без верхней каретки, заменив ее двумя продольными поводками (рис. 10.7). Это устранит избыточную связь, но одновременно введет местную подвижность – безвредную, так как она будет демпфироваться контактным проводом.

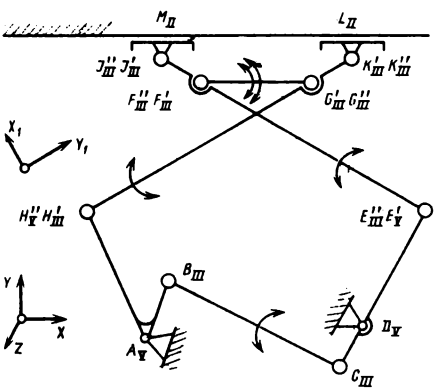
Для исследования изобразим механизм в одной проекции, (рис. 10.8). Во всех случаях два поводка первого класса заменим одним поводком второго класса. На рис.10.8 исследование проведем с тяговым проводом, все подвижности разложим только на линейные f' и угловые f'', что проще всего. Получилось 11 звеньев и семь контуров. Подвижности на замыкание контуров делим поровну между линейными и угловыми, т.е. по 21.

Замены подсчитываем по формуле:

$$3k - f' - q' + w' = 3\cdot 7 - 4 - 0 + 0 = 17.$$



Р и с. 10.7. Токоприемник с перекрестными тягами, соединенными продольными тягами



$n = 11$	f'	f''
$p_V = 4$	0	−4
$p_{III} = 12$	0	−36
$p_{II} = 2$	−4	−4
$k = 7$	21	+21
	17	−23
	⊢ −17 ⊣	
$q - w = -6$	0	−6

Р и с. 10.8. Плоская схема, исследованная линейно-угловым методом

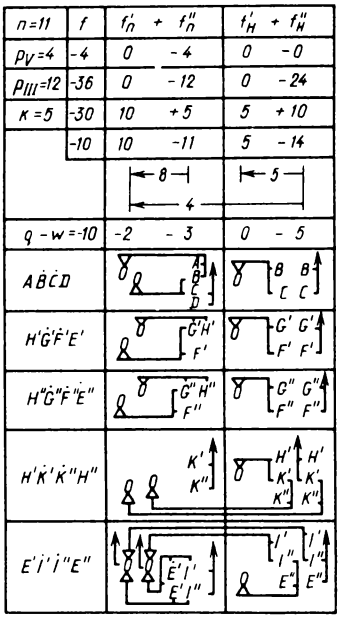


Рис. 10.9. Исследование разложением подвижностей на плоские и неплоские, линейные и угловые

После замен получилось $f' = 0$ и $f'' = 6$: вращение пяти поводков и одна местная подвижность, ее легко устранить установкой диагонального раскоса в верхней каретке.

На рис. 10.9 кроме разложения подвижностей на линейные и угловые разложим их на плоские и неплоские, но без учета контактного провода.

К вращению пяти поводков, которое выяснится и будет неплоским, добавится вращение двух полозов в парах K и J и подъем обоих полозов $f'_п$.

На рис. 10.10 покажем полное исследование с тяговым проводом и с разложением подвижностей по осям координат: ось Z возьмем поперек поезда, ось X – вдоль и ось Y – вверх, оси X_1 и Y_1 – вдоль верхних рам. Здесь сохранились вращение пяти поводков и местная подвижность. Устранились подъем и вращение полозов, так как полозы прижались к проводу, который ограничивает эти движения.

Последнее исследование самое полное и точное, и им следует пользоваться в ответственных случаях.

10.4. РЕЛЬСОВЫЕ ТОКОПРИЕМНИКИ

Для подачи тока в подвижной состав метрополитенов в СССР применяется третий рельс. За рубежом использование третьего рельса встречается также на магистральных дорогах. Он располагается сбоку, несколько выше головки ходо-

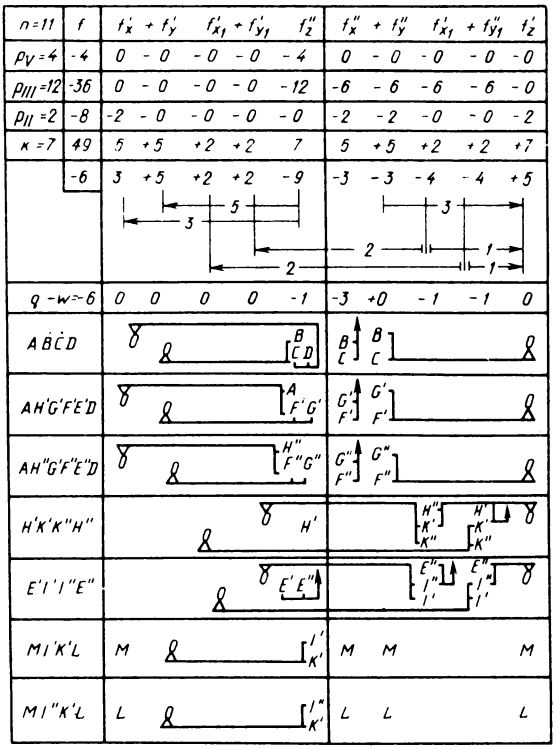


Рис. 10.10. Полное исследование с двумя осями координат

вого рельса, крепится с помощью кронштейнов и изоляторов и сверху для безопасности закрывается коробом из деревянных досок. Третий полоз работает нижней плоскостью, которая контактирует с токоприемником, который монтируется к брусу сечением 75×130 мм, изготовленному из сухого бука, окрашенного электроэмалью. Брус токоприемника крепится к буксам, поэтому деформации рессор не влияют на его высоту, а влияет износ бандажей колес. В рычаге токоприемника имеется регулировка по высоте с помощью вертикального соединения, выполненного гребенчатым.

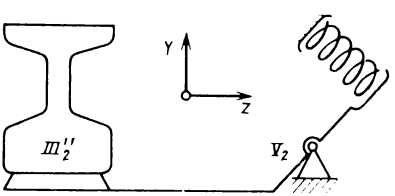
Устройство крепления бруса к буксам выполнено из швеллеров, согнутых из стали толщиной 5 мм. Швеллер, соединенный с буксой, имеет несколько больший размер. Внутрь него входит швеллер, соединенный с брусом, и прижимается

к нему пружинами. У последнего верхняя и нижняя стенки выгнуты в виде части цилиндра. Это позволяет при разных уровнях букс осуществлять поворот в вертикальной плоскости. На задней стенке выполнен выступ цилиндрической формы, который дает возможность брусу поворачиваться в горизонтальной плоскости. Такое соединение представляет карданный шарнир и, следовательно, не имеет избыточных связей.

Рельсовый токоприемник (рис. 10.11) представляет собой рычаг, нагруженный пружиной и прижимающий контактную пластину к третьему рельсу. Имеется упор, ограничивающий подъем токоприемника при прохождении разрыва третьего рельса, а также отверстие, в которое вставляется штифт, удерживающий токоприемник в разомкнутом положении.

Структурное исследование по уточненным формулам проведем в условиях стоянки. Находим $q''_x = 1$ и $q''_z = 1$, т.е. касание контактной пластины будет неполным.

Для устранения этого И. А. Беляев предложил подвижное соединение между контактной пластиной *1* и рычагом *2* (рис. 10.12). Между ними имеется промежуточное звено *3*, свинченное с пластиной. Пластина прижимается винтовыми пружинами *4* и *5*, расположенными по углам, и направляется двумя



$n = 1$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V = 1$	-1	$0 - 0 - 0$	$-1 - 0 - 0$
$p''_{III} = 1$	-3	$-1 - 0 - 0$	$0 - 1 - 1$
$k = 1$	6	$1 + 1 + 1$	$1 + 1 + 1$
	2	$0 + 1 + 1$	$0 + 0 + 0$
		$\vdash\!\!\leftarrow 1 \dashv$	
$q - w = 2$		$0 + 0 + 1$	$1 + 0 + 0$

Рис. 10.11. Рельсовый токоприемник с двумя избыточными связями

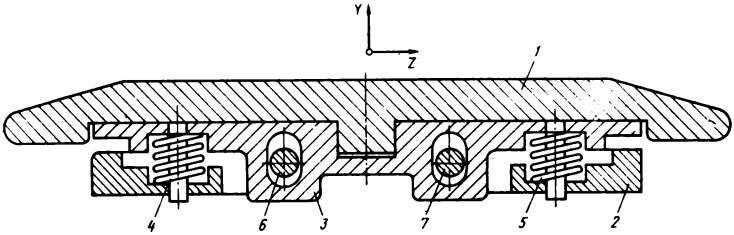
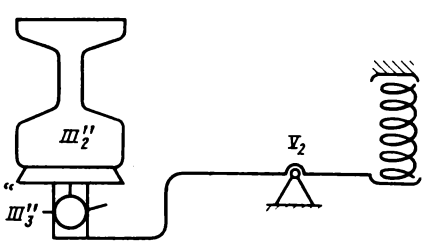


Рис. 10.12. Контактная пластина без избыточных связей (конструкция И. А. Беляева).

валиками *6* и *7*. Каждый валик на своих концах имеет шарниры, соединяющие его с рычагом. Валики проходят через пазы в промежуточном звене, которые ограничивают подъем пластины при проходе разрывов контактного рельса. Это соединение дает линейную подвижность $f'_y = 1$ и угловые f''_x и f''_z, т.е. теоретически его можно заменить кинематической парой III''_3 (кольцевой со штифтом). Такой токоприемник показан на рис. 10.13 со структурным исследованием по уточненным формулам. Здесь получилась одна упругая угловая подвижность $f''_x = 1$, при которой главная пружина сжимается, а контактные ослабляются, и наоборот, т.е. совершенно так же, как и у токоприемников для тягового провода, имеющего две подвижности: главных рам и каретки. Второй направляю-



$n = 2$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V = 1$	-1	$0 \quad -0 \quad -0$	$-1 \quad -0 \quad -0$
$p''_{III} = 1$	-3	$-1 \quad -0 \quad -0$	$0 \quad -1 \quad -1$
$p''_{III_3} = 1$	-3	$0 \quad -1 \quad -1$	$-1 \quad -0 \quad -0$
$k = 1$	-6	$1 \quad +1 \quad +1$	$1 \quad +1 \quad +1$
$q - w = -1$		$0 \quad +0 \quad +0$	$-1 \quad +0 \quad +0$

Рис. 10.13. Схема токоприемника без избыточных связей

щий валик *7* нужен только для упора, а при работе он вносит избыточные связи, но вследствие наличия больших зазоров они не вредны.

Две угловые упругие подвижности f''_x и f''_z нового соединения пошли на устранение избыточных связей.

И. А. Беляев предложил также пневматический механизм из двух клиньев для опускания токоприемника (выключения тока), что позволяет им пользоваться в аварийных случаях аналогичного токоприемника для тягового провода.

10.5. АСИММЕТРИЧНЫЙ АВТОУПРАВЛЯЕМЫЙ ТОКОПРИЕМНИК

Автоуправляемый токоприемник очень просто получается по асимметричной схеме, показанной на рис. 10.14 и 10.15, при средней высоте тягового провода (во время работы). Для этого нижний механизм с пневматическим приводом надо выполнить из нижней рамы *AP*, верхний – из верхней рамы *QPR*. Он приводится пружиной через механизм *TMSQP* и управляет золотником *N* пневматического привода с помощью механизма *PQSMLJHKN*.

Привод токоприемника осуществляется от одного пневматического цилиндра. Для этого его поршень *E* через шарнир *D* соединен с рычагом *CDF*. Один его конец *C* через механизм

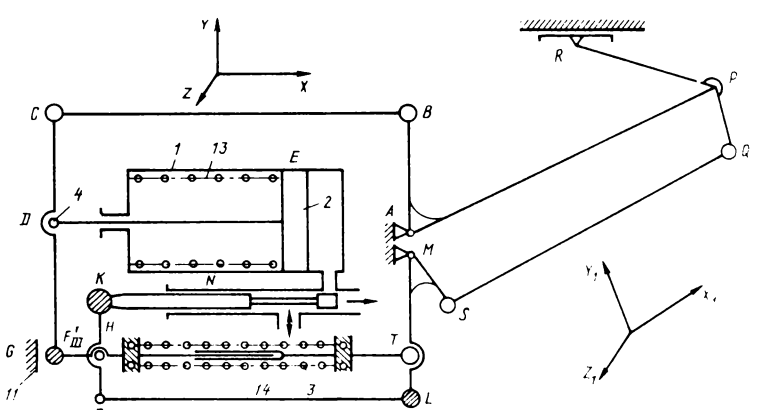


Рис. 10.14. Автоуправляемый асимметричный токоприемник

$n=11$	$f'_x + f'_y$	$f'_{x_1} + f'_{y_1} + f''_z$	$f''_x + f''_y$	$f''_{x_1} + f'_{y_1} + f'_z$
$p_V=7$ -7	0 -0	-0 -0 -7		
$p_{IV}=2$ -4	-2 -0	-0	-2 -0	
$p_{III}=6$ -18	0 -0	-0 -0 -6	-4 -4	-2 -2 0
$p_I=2$ -10	-1 -1	-2	-2 -7	-2
$k=6$ 36	6 +4	+0 +2 +6	5 +5	+1 +1 +6
$q-w$ -3	3 +3	-0 +2 -9	-3 -1	-1 -1 +4
	3 3 2		2 1 1	
$q-w=-3$	0 +0	+0 +0 -1	-1 +0	-1 +0 +0
APR	R	RAP	R R	R
ABCDE		B C D	C E C	
GFDE	E G	G	G G	G
GFILM		F I L	F L	F L
NTKILM	N	T K	NK	K
MSQPA		S M Q	S Q	S Q

Рис. 10.15. **Структурная таблица с двумя системами осей координат**

CBA приводит нижний механизм, другой *F* – натягивает пружину верхнего механизма. Рассмотрим работу этого токоприемника.

Начальное положение. Токоприемник опущен. Опускающая пружина *13*, расположенная внутри цилиндра и работающая на сжатие, через рычаг *FDC* и механизм *CBA* прижимает нижний механизм и не дает ему подняться от давления ветра. Та же пружина через рычаг *CDF*, упор *14* внутри пружины *10*, работающей на растяжение, и механизм *TM* прижимает верхний механизм. Механизм *MTLJHK* держит золотник *N* в правом положении, а впускной канал *7* при этом открыт. В паре *G* имеется зазор.

Подъем верхнего механизма. В цилиндр *1* впускается воздух. Нижний механизм, как более тяжелый, остается неподъ-

вижным, а рычаг *CDF* поворачивается вокруг точки *C*, до устранения зазора в паре *G*, натягивая пружину *3*, с помощью рычага *JHK*, двигает золотник влево, приближая поршень к впускному окну. Натянутая пружина осуществляет подъем верхнего токоприемника, который через механизм *PQSLJKN* будет двигать золотник вправо. После упора в паре *G* рычаг *CDF* начнет поворачиваться вокруг точки *F*, поднимая нижний токоприемник (на закрытие впуска он не влияет).

Впуск закроется только в закрытом положении золотника, что будет иметь место при натянутой пружине и в среднем положении верхнего токоприемника (в середине его угла поворота). Однако остановиться токоприемник не сможет, так как пружина натянута, а касания провода еще нет. Поэтому движение обоих токоприемников будет продолжаться до прижатия полоза к контактному проводу при условии, если верхний токоприемник окажется в среднем положении. Если же он окажется выше среднего положения, то впуск воздуха не закроется и подъем нижнего токоприемника будет продолжаться.

То же самое будет при токосъеме и повышении тягового провода. Наоборот, при понижении тягового провода верхний токоприемник опустится, передвинет золотник влево, откроет выпуск и опустит нижний токоприемник, что вызовет подъем верхнего токоприемника, передвижение золотника вправо и закрытие выпуска.

Для опускания токоприемника, как обычно, в напорном трубопроводе с помощью клапана пантографа воздух выпускается. Через обратный клапан, не показанный на рисунке, воздух выходит из цилиндра токоприемника.

Опускающая пружина двигает поршень *2* вправо. Через механизм *FDCBA* она опускает нижний механизм, а через *CDFH* и через упор *14* внутри пружины *10* верхнего механизма и механизм *TMSQP* опускает верхний механизм и прижимает его, предохраняя от поднятия давлением ветра, и через рычаг *JHK* двигает золотник *5* вправо. Опускающийся верхний механизм через *ZHKN* двигает золотник *5* влево. Но это перемещение меньше, чем перемещение от рычага *JHK*, и поэтому канал *7* остается открытым для следующего подъема токоприемника.

10.6. АСИММЕТРИЧНЫЙ АВТОУПРАВЛЯЕМЫЙ ТОКОПРИЕМНИК С ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Автоуправляемый токоприемник очень просто получается по асимметричной схеме рис. 10.16 и 10.17.

Для этого нижний механизм[1] с пневматическим приводом надо выполнить из нижней рамы ***AN***, верхний механизм – из верхней рамы ***RNM***. Он приводится подъемной пружиной (на рисунке не показана), присоединенной в точках ***G*** и ***W*** через механизм ***WKLMN***. Нижний механизм приводится от пневматического цилиндра ***E*** через рычаг ***GDC***, тягу ***CB*** и кривошип ***BA***. Кроме того, в начале подъема поршень натягивает подъемную пружину через рычаг ***CDG*** до упора в паре ***F*** и через тягу ***GH***, и угловой рычаг ***HJP*** опускает золотник ***PQ*** до среднего положения, в котором золотник перекрывает впуск воздуха в цилиндр.

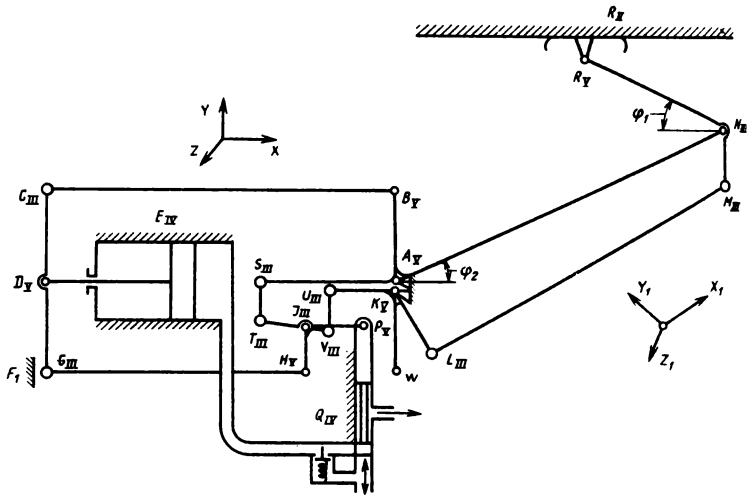
Однако натянутая пружина поднимает верхний механизм, который через механизм ***KUVJP*** (описание его дано ниже) поднимает золотник, движение поршня будет продолжаться (он поднимет и нижний механизм).

При рассмотрении работы токоприемника имеют в виду три случая: подъем, собственно работу и спуск.

Исследование кинематики механизма, управляющего золотником, представляет собой трудную задачу. Дело в том, что при работе токоприемника (выравнивание высоты нижнего и верхнего механизма) при подъеме верхнего механизма нижний механизм должен опускаться. При подъеме токоприемника подъему верхнего механизма соответствует подъем нижнего, а при спуске спуску верхнего соответствует спуск нижнего. То есть при подъеме и спуске передаточное число токоприемника противоположно тому, которое должно быть при работе.

---

[1] Здесь и ранее автором употреблены неудачные названия "нижний механизм", "верхний механизм" вместо еще более неудачных "нижний токоприемник" и "верхний токоприемник" или "нижний пантограф" и "верхний пантограф", так как, по существу, ни тот, ни другой механизм ни токоприемником, ни пантографом не являются.



Р и с. 10.16. Автоуправляемый токоприемник с обратной связью

Решение найдено в том, что золотник выдерживает равенство подъемов (точнее углов поворота) верхнего и нижнего механизмов, т.е. необходим дифференциальный механизм, с помощью которого на золотник будет передаваться разность поворотов верхнего и нижнего механизмов. Для этого применен рычажный механизм. Он состоит из кривошипов ***AS*** и ***KU*** (точки ***A*** и ***K*** на чертеже разнесены, в действительности же они находятся на одной оси), поводков ***ST*** и ***UV*** и плавающего рычага ***TJV***.

Если выполнить условие

$$\frac{TJ}{VJ} = \frac{AS}{KU},$$

то при равных углах поворота верхнего и нижнего механизмов пара ***J*** будет оставаться неподвижной, а при неравных – будет перемещаться по вертикали, что с помощью рычага ***HJP***, двигающегося поступательно, будет передавать движение золотнику. Выбором соотношения плеч вместо равных углов поворота можно получить пропорциональные.

Работа токоприемника осуществляется следующим образом. Начальное положение: токоприемник спущен, пружина ослаб-

$n=13$		$f'_x + f'_y + f'_{x_1} + f'_{y_1} + f''_z$	$f''_x + f''_y + f''_{x_1} + f''_{y_1} + f'_z$
RNA		R 0 R NA	R R R
ABCDE		E 0 B C	C E C 0
FGDE		0 F D F	F F F
GHIPQ		0 0 P H G	G G Q 0
QPITSA		0 Q S T	S T S T 0
GHIVUK		0 0 U V	U V U V 0
KLMNA		0 0 M L K	M L M L 0
$P_V=8$	-8	0 -0 -0 -0 +8	0 -0 -0 -0 -0
$P_{IV}=2$	-4	-1 -1 -0 -0 -0	-1 -1 -0 -0 -0
$P_{III}=8$	-24	0 -0 -0 -0 -8	-6 -6 -2 -2 -0
$P_I=2$	-10	-1 -1 -0 -0 -2	-2 -2 -0 -0 -2
$K=7$	42	7 +5 +1 +1 +7	6 +6 +1 +1 +7
	-4	5 +3 +1 +1 -11	-3 -3 -1 -1 +5
		1 1 3 3	1 3 1 1
$q-w$	-4	0 +0 +0 +0 -1	0 -2 -1 +0 +0

Рис. 10.17. Структурная таблица с обратной связью

лена (стянута), в паре ***F*** имеет место зазор, золотник поднят, открыт проход воздуха в цилиндр. Подъем. Воздух свободно поступает в цилиндр. Но так как нижний механизм тяжелее верхнего, точка ***C*** остается неподвижной, а движется пара ***G*** до упора в паре ***F***, натягивая подъемную пружину верхнего механизма. (Это должно быть учтено при проектировании.)

Золотник при этом опускается с помощью тяги ***GH*** и рычага ***HJP*** (точка ***J*** неподвижна). Если оба механизма были бы опущены, то закрыли бы впуск в цилиндр, но пружина натянута, и верхний механизм поднимается и через кривошип ***KU***, поводок ***UV***, рычаг ***VJT*** и рычаг ***HJP*** (который двигается поступательно благодаря значительной длине тяги ***GH***), поднимает золотник.

Впуск воздуха продолжается, соответственно продолжает-

ся и движение поршня, который через рычаг FDC, тягу CB и кривошип BA поднимает нижний механизм. Его подъем через кривошип AS, поводок ST, рычаг TJV и рычаг HJP опускает золотник. То есть верхний механизм при подъеме поднимает золотник, а нижний его опускает.

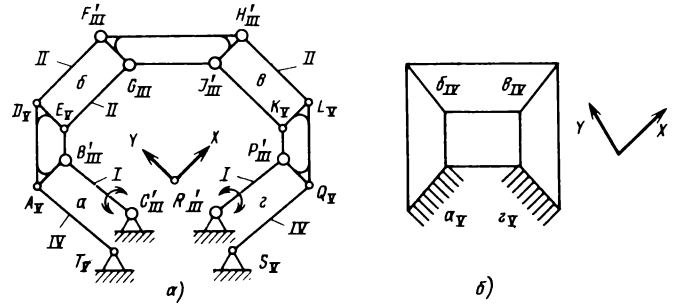
При выравнивании их подъемов впуск воздуха прекращается, однако остановке препятствует натянутая пружина, и поэтому она будет только тогда, когда полоз коснется, провода и усилие пружины уравновесится контактным нажатием.

При повышении контактного провода поднимается верхний механизм, поднимая при этом и золотник. Это вызывает впуск воздуха, движение поршня, подъем нижнего механизма и соответственное опускание золотника в среднее положение. При понижении провода все происходит в обратном порядке, только золотник будет опускаться и выпускать (частично) воздух из цилиндра. При спуске токоприемника из трубопровода выпускается воздух с помощью клапана пантографа, с помощью обратного клапана воздух выпускается и из цилиндра, после этого оба механизма спускаются.

10.7. ЯПОНСКИЙ ПАНТОГРАФ

Этот механизм не описан в отечественной технической литературе, описание есть только в патентной литературе, где не приводятся обозначения классов кинематических пар. Поэтому на рис. 10.18, *а* они показаны из условия наименьшего числа избыточных связей. Для упрощения не будем рассматривать антипараллелограмм, соединяющий главные валы. Механизм интересен тем, что между каждыми двумя звеньями имеются по два поводка, которые теоретически можно заменить одним из условия суммирования условий связи, накладываемых ими. В данном случае из-за большого числа условий связи поводки можно рассматривать как кинематические пары и исследование сильно упрощается.

Японский пантограф (см. рис. 10.18, *а*) состоит из стойки $C_{III}T_VR_{III}S_V$ и трех= (четырех) парных звеньев: $A_VB_{III}E_VD_V$, $F'_{III}G'_{III}J'_{III}H'_{III}$ и $K_VL_VQ_VP_{III}$, соединенных восемью поводками. Это два поводка первого класса, т.е.



Р и с. 10.18. Токоприемник (Япония)

имеющие по пять подвижностей и одной связи – $B'_{III}C'_{III}$ и $P'_{III}R'_{III}$, четыре поводка второго класса, имеющие по четыре подвижности и две связи – $D_V F'_{III} E_V G'_{III} J'_{III} K$ и $H'_{III} Z_V$, а также два поводка четвертого класса, имеющие по две подвижности и четыре связи – $A_V T_V$ и $Q_V S_V$.

Между каждыми двумя четырехпарными звеньями имеются по два поводка, соединенных параллельно. Для сокращения числа контуров заменим их одним, складывая условия связи.

В контурах *а* и *г* имеем по 1 + 4 = 5 связей и 6 – 5 = 1 подвижность. Получаются кинематические пары $а_V$ и $г_V$. В контурах *б* и *в* – по 2 + 2 = 4 связи и 6 – 4 = 2 подвижности. Получаются кинематические пары $б_{IV}$ и $в_{IV}$.

Весь механизм заменяется одноконтурным (рис. 10.18, *б*) с четырьмя парами $а_V$, $б_{IV}$, $в_{IV}$ и $г_V$, исследование которого, особенно поконтурным методом, сильно упрощается, так как пятиконтурный механизм заменился одноконтурным (рис. 10.19). Для сравнения на рис. 10.20 приведены исследования механизма как методом уточненных формул, так и покон-

$n=3$	f	$f'_x+f'_y+f'_z$	$f''_x+f''_y+f''_z$
$p_V=2$	-2	$-1\ -1\ -0$	$0\ -0\ -0$
$p_{IV}=2$	-4	$-1\ -1\ -0$	$-1\ -1\ -0$
$k=1$	6	$1+1\ +1$	$1+1\ +1$
$q-w=2-2$		$-1-1\ +1$	$0-0\ +1$
а б в г		а в б г 0	в б 0

Р и с. 10.19. Исследование с замещающими блоками

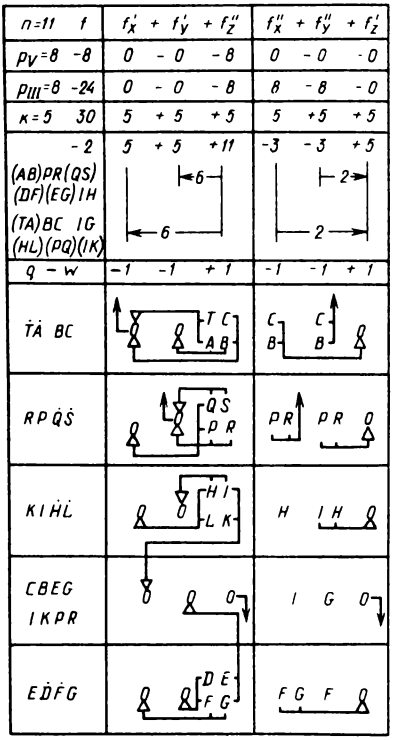


Рис. 10.20. Исследование с разложением по осям координат

турным методом. Особенно трудной получается замена подвижностей в поконтурном методе, так как в этом механизме пять контуров, 11 звеньев и 16 кинематических пар.

10.8. ТОКОПРИЕМНИК ДЛЯ ЭЛЕКТРОВОЗА ПЕРЕМЕННО-ПОСТОЯННОГО ТОКА

Железные дороги СССР электрифицированы на постоянный ток напряжением 3000 В и переменный напряжением 25 000 В. При переходе от участка одного тока к другому электровозы заменяют, для этого на переходных станциях имеется специальное оборудование (очень сложное и дорогостоящее).

У нас в стране участки постоянного тока на напряжение

300 В электрифицированы тяговым проводом 100 м^2, а часто и двумя проводами, и оснащены токоприемниками тяжелой серии, рассчитанными на силу тока 2000 А (при движении электровозов).

Участки переменного тока оборудованы проводом 50 мм^2 и оснащены токоприемниками легкой серии, рассчитанными на силу тока 500 А (при движении электровозов).

Поэтому вследствие повышенного изнашивания тягового провода и накладок токоприемника работать на токоприемниках тяжелой серии на участках переменного тока невыгодно. Устанавливать отдельные токоприемники постоянного и переменного тока, т.е. вместо двух – четыре невозможно, так как на крыше электровозов крепятся еще и другие механизмы. Поэтому для электровозов постоянно-переменного тока необходим специальный токоприемник.

В предлагаемой автором схеме на одном основании монтируется полупантограф (асимметричный пантограф) и обычный симметричный пантограф тяжелой серии. Нижняя рама полупантографа выполняется шире нижней рамы пантографа и ее как бы обхватывает (рис. 10.21).

На переменном токе может работать только полупантограф, на постоянном оба – полупантограф и тяжелый пантограф, вследствие этого искрение устраняется.

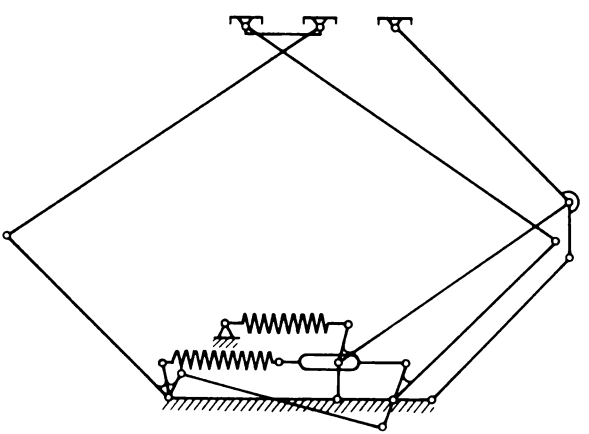


Рис. 10.21. Токоприемник для электровоза переменного и постоянного тока

Конечно колоды обоих пантографов должны быть одинаковой длины, а механизма симметричного токоприемника таким, чтобы внутри него свободно уместился механизм тяжелого токоприемника.

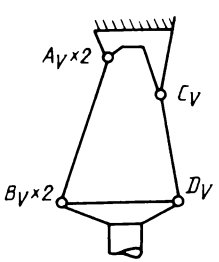
10.9. МЕХАНИЗМЫ ПРОТЕЗОВ

К таким механизмам предъявляются очень высокие требования. Чтобы не утомлять инвалида, они должны быть по возможности легкими и иметь малое трение. Поэтому соблюдение условия статической определимости здесь особенно важно. К сожалению, до сих пор этому не придавали должного значения.

В качестве примера рассмотрим коленный механизм, соединяющий голень с бедром. Его кинематика должна быть такой, чтобы при хотьбе стопа не задевала землю.

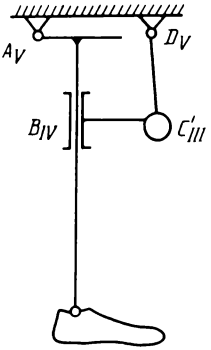
Лаборатория биомеханики в Швеции выпустила шарнирный коленный механизм (рис. 10.22). Опорную площадку здесь и ниже примем за стойку. Механизм состоит из трех коромысел $A'B'$, $A''B''$ и CD и площадки $B'B''D$, соединенной с голенью. Все шарниры пятого класса на подшипниках скольжения, так как иначе по массе и габаритам их выполнить невозможно.

Структурное исследование показано на том же рисунке по уточненным формулам и поконтурным методом. Получилось



$n=4$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V=6$	-6	0 -0 -6	0 -0 -0
$k=2$	12	2 +2 +2	2 +2 +2
	6	2 +2 -4	2 +2 +2
$q-w=7-1$		0 +1 -1	2 +2 +2
$A'B'DC$			
$A'B'B''A''$			

Рис. 10.22. Коленный протез с избыточными связями



$n=3$	f	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
$p_V=2$	-2	0 -0 -2	0 -0 -0
$p_{IV}=1$	-2	0 -1 -0	0 -1 -0
$p_{III}=1$	3	0 -0 -1	1 -1 -0
$k=1$	6	1 +1 +1	1 +1 +1
	-1	1 +0 -2 ⟵1⟶	0 -1 +1 ⟵1⟶
$q-w=-1$		0 +0 -1	0 +0 +0
AB CD		0 B D C A	C B C 0

Р и с. 10.23. Коленный протез (правильная конструкция)

семь избыточных связей – одна плоская линейная и шесть неплоских, по три в каждом контуре. Огромное число избыточных связей привело к низкому качеству этого механизма.

В НИИ протезирования и протезостроения Н. Г. Никитин, Б. С. Фарбер, И. Ш. Морейнис и В. И. Новиков разработали механизм без избыточных связей [А.с. 1138151 (СССР)]. Кулиса (рис. 10.23) выполнена парой четвертого класса B_{IV} и соединена с голенью. Одна пара сферическая C'_{III}, шар которой стальной, а гнездо резиновое (смягчает работу). Два других шарнира A_V и D_V пятого класса на подшипниках скольжения. Структурная таблица дана справа на том же рисунке. Механизм себя оправдал, выпускается серийно.

10.10. РАБОТА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ПЕРЕКОСОМ ОСЕЙ

Перекос осей зубчатых колес особенно велик в тех механизмах, в которых он не оказывает влияния на точность получаемых изделий. Это сельскохозяйственные, транспортные, грузоподъемные и другие машины. Рассмотрим, как влияет перекос осей на работу зубьев. В статически определимом редукторе (рис. 10.24, *а*) за счет самоустанавливаемости сохраняется равномерное распределение нагрузки на зуб по

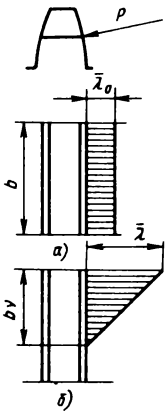


Рис. 10.24. Работа зубьев с перекосом

закону прямоугольника с погонной нагрузкой (на единицу ширины колеса) $\lambda_0^2 = \frac{P}{b}$ и перекос на работоспособность не влияет, что является большим преимуществом.

В статически неопределимом редукторе при перекосе осей (рис. 10.24, *б*) часть ширины колеса перестает работать, а другая часть $b\nu$ работает неравномерно. Естественно принять здесь распределение погонной нагрузки по закону треугольника, тогда наибольшее значение λ найдем из условия равенства площадей треугольника и прямоугольника:

$$\frac{\lambda b \nu}{2} = \lambda_0 b,$$

откуда $\frac{\lambda}{\lambda_0} = \frac{2}{\nu}$

К сожалению, на практике, как правило, встречаются малые значение ν. В числе механизмов, разработанных в МГТУ им. Н. Э. Баумана была тепловозная шестерня с $\nu = 1/2$. В механизме эскалатора встречаются шестерни с $\nu = 1/4$. В этом случае перекос осей шестерни приведет к увеличению погонной нагрузки в 8 раз. А именно наибольшая погонная нагрузка определяет соответствующее изгибное и контактное напряжение, а следовательно, и несущую способность зубьев, которая при $\nu = 1/4$ также уменьшилась в 8 раз.

Вместе с погонной нагрузкой повышается и деформация угла зуба.

Наблюдается парадоксальное явление: статически определимый зуб оказывается более жестким, чем статически неопределимый. Деформация зубьев влияет на удар при входе в зацепление.

---

[2] Здесь пришлось ввести необычное обозначение λ_0, так как общепринятым q обозначены избыточные связи.

Рассмотрим шаги между работающим зубом и зубьями, приближающимися к зацеплению. У ведущего колеса этот шаг уменьшается, а у ведомого увеличивается. Поэтому удар неизбежен, а у статически неопределимого зуба он больше, чем у статически определимого, что вызывает шум и снижает работоспособность колеса. Для избежания удара фирма "Маг" выполняла шаг у ведущего колеса больше, чем у ведомого; при последующей деформации шаги выравнивались. К сожалению, при условиях электрического торможения этот прием неприемлем. Поэтому наиболее целесообразным в этом случае является фланкирование и применение косых зубьев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бебешин Н. В. Исследование самоустанавливаемости пространственного механизма // Известия вузов. 1980. № 7. С. 61–74.

2. Бебешин Н. В. О выборе закона движения выходного звена обдувочного аппарата // Исследование и синтез механизмов ЛА. М. МАИ, 1980. С. 73–76.

3. Бебешин Н. В. Исследование структуры механизмов обдувочных аппаратов // Тр. МВТУ. 1981. Вып. 9. С. 123–130.

4. Бесчатнов Р. В. Приближенное профилирование зуба зубчатого колеса при цевочном зацеплении // Тр. МВТУ: Вопросы теории механизмов и машин. 1958. Вып. 77. С. 62–97.

5. Боднев М., Залькиндсон Е. Из Енисея в Енисей // Наука и жизнь. 1977. № 2. С. 58–60.

6. Будыка Е. Ю. Вывод структурных формул механизмов логическим путем // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 8. С. 71–73.

7. Волков Д. П., Крайнев А. Ф. Трансмиссии строительных дорожных машин. М.: Машиностроение, 1974. 424 с.

8. Гайпель Я. Я. Новая формула для определения числа контуров механизма // Методический сборник МВО по ТММ. 1975. Вып. 3. С. 8–9.

9. Гулида И. И. Влияние неточного расположения опор многопролетных вращающихся печей // Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 10. С. 50–53.

10. Гулида И. И. Рациональный способ установки опорных роликов // Цемент. 1972. № 9. С. 12–13.

11. Евграфов Г. К. Раздвоенные мосты. М.: Трансжелдориздат. 1950. 404 с.

12. Ермак В. Н. Кинематика и кинетостатика двухпоточной зубчатой передачи с уравнительным механизмом // Тр. МВТУ: Теория механизмов. 1973. Вып. 160. С. 126–129.

13. Ермак В. Н. Ошибки положения в зубчатой передаче с двумя промежуточными колесами и уравнительным механизмом // Известия вузов. Машиностроение. 1973. № 2. С. 46–51.

14. Ермак В. Н. Условие рациональной сборки // Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 9. С. 34–38.

15. Ерихов М. Л. Синтез зубчатых зацеплений по условию

нечувствительности к погрешностям монтажа // Сборник трудов научно-технической конференции. Сер. "Теория машин и механизмов и деталей машин". Хабаровск, 1969. Вып. 17. С. 13–18.

16. Желиговский А. В. Теория и расчет статически определимых механизмов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1977. № 1. С. 56.

17. Журавлев Г. А., Шахбазов Н. А. Выбор геометрических параметров цилиндрических колес с дуговыми зубьями // Автомобилестроение. 1970. № 4. С. 47–49.

18. Качалова Е. Ю. Неплоские связи и подвижности для исследования структуры механизмов // Методический сборник МВО по ТММ. Вып. 10. С. 16–18.

19. Кожевников С. Н. Основание структурного синтеза механизмов. Киев: Наукова думка, 1979. 230 с.

20. Крайнев А. Ф., Смирнов С. И. Исследование самоустановки волнообразователя волновой зубчатой передачи без избыточных связей // Машиноведение. 1976. № 3. С. 43–46.

21. Кудин В. В. К вопросу об исследовании движения самоустанавливаемости звеньев "квазиплоских" рычажных механизмов // Тр. МВТУ: Теория механизмов. 1973. Вып. 6. № 160. С. 15–19.

22. Кудин В. В. Некоторые особенности решения задачи по нахождению функции положений звеньев статически определимых механизмов // Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 3. С. 71–76.

23. Кудрявцев В. В., Державец Ю. А. Прочность и надежность механического привода. Л.: Машиностроение, 1977. 240 с.

24. Малышев А. П. Анализ и синтез механизмов с точки зрения их структуры и классификации. Томск, 1929. 139 с.

25. Малышев А. П. Кинематика механизмов. М.: Геолегпром. 1933. 467 с.

26. Малышев А. П. Основы технической биомеханики // Протезное дело/ Под ред. Н. И. Бурденко и А. П. Малышева. М.: Изд-во Наркомздрава РСФСР, 1928, С. 119–183.

27. Матвеев В. В. По вопросу конструкции зубчатых механизмов без пассивных связей // Вестник машиностроения. 1966. № 10. С. 5–7.

28. Минюв Д. К. Электрификация транспорта (очерки по

истории энергетической техники СССР). Госэнергоиздат, 1954. Вып. 144. С. 25–49.

29. Михеев В. П., Алиев Ш. Н. Исследование подъемного механизма нижней системы токоприемников с авторегулируемыми основаниями // Научные труды ОМИИТа. Т. 262: Энергоснабжение электрических железных дорог. Омск, 1974. С. 27–33.

30. Многопоточные редукторы/ К. И. Заблонский, Л. С. Бойко, И. П. Горобец и др. Киев: Техніка, 1983. 149 с.

31. Модернизация мостовых кранов В. В. Вавилов, В. А. Иванов, А. М. Котович и др. // Вестник машиностроения. 1969. № 3. С. 40–41.

32. Морейнис, Никитин, Фарбер. Протез бедра с кулисным коленным механизмом // Протезирование и протезостроение. 1985. Вып. 73. С. 107–120.

33. Морошкин Ю. Ф. Вопросы геометрии сложных кинематических цепей // Доклады АН СССР. 1958. Т. 119. № 1. С. 38–41.

34. Морошкин Ю. Ф. Основы аналитической теории механизмов. – Академия наук СССР // Тр. семинара по ТММ АН СССР Т. XIV. 1954. Вып. 54. С. 25–50.

35. Нестеров В. А. Выбор параметров схемы подвешивания осевого редуктора локомотива // Известия вузов. Машиностроение. 1974. № 10. С. 108–110.

36. Овакимов А. Г. Анализ пассивной связи пространственного шестизвенного механизма с вращательными парами // Известия вузов. Машиностроение. 1970. № 2. С. 58–61.

37. Озол О. Г. Новая структурная формула механизмов и ее теоретическое и практическое значение // Тр. Латвийской сельскохозяйственной академии. 1962. Вып. XI. С. 113–129.

38. Озол О. Г. О новой структурной формуле // Известия вузов. Машиностроение. 1964. № 4. С. 49–58.

39. Озол О. Г. Повторяющиеся связи в механизмах // Тр. Латвийской сельскохозяйственной академии. 1970. Вып. XXVII. С. 3–13.

40. Опыт создания статически определимых кранов на Александрийском заводе НТО/ Г. П. Попов, В. В. Вавилов, В. А. Иванов и др. // Безопасность труда в промышленности, 1968. № 1. С. 31–33.

41. Павлова Л. А. Метод графов в структурном анализе пространственных механизмов// Межвузовский сборник "Технология авиастроения". 1976. Вып. 1. С. 182–190.

42. Павлова Л. А. Новое структурное уравнение кинематических цепей // Известия вузов. Машиностроение. 1977. № 12. С. 185–187.

43. Планетарные передачи: Справочник/ Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение. 1977. 536 с.

44. Поздняков О. И., Михеев В. П. Улучшение токосъема за счет применения кареток с увеличенным свободным ходом. Омск: Зап.-Сибирское изд-во, 1970, 24 с.

45. Попов А. Ф. Основы контурного строения кинематических цепей и их приложение к определению степеней подвижностей // Научные записки Львовского политехнического института. 1956. № 8. С. 158–166.

46. Рабинович И. М. Кинематический метод в строительной механике в связи с графической кинематикой и статикой плоских цепей. М.: МВТУ, 1928. 407 с.

47. Раскин Я. М. Каталог структурных и кинематических связей схем механизмов: Повторяющиеся связи и их устранение. Днепропетровск: Металлургия, 1983, 70 с.

48. Рациональная конструкция мостовых кранов/ В. А. Иванов, А. М. Котович, Г. П. Попов и др. // Вестник машиностроения. 1968. № 1. С. 30.

49. Решетов Л. Н., Будыка Е. Ю. Взаимодействие связей при последовательном соединении кинематических пар // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 4. С. 56–59.

50. Решетов Л. Н., Будыка Е. Ю. Избыточные связи в механизмах автомобиля ВАЗ и их устранение // Известия вузов. Машиностроение. 1977. № 1. С. 87–90.

51. Решетов Л. Н., Будыка Е. Ю. К вопросу определения избыточных связей в механизмах // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 3. С. 68–70.

52. Решетов Л. Н., Будыка Е. Ю. Метод замены избыточных связей // Методический сборник МВО по ТММ. 1979. № 8. С. 106–108.

53. Решетов Л. Н., Гайпель Я. Я. Определение потерь мощности многопоточных многодисковых вариаторов, связан-

ных с рассогласованием положения отдельных потоков // Методический сборник МВО по ТММ. Вып. 9. С. 89–93.

54. Решетов Л. Н., Гайпель Я. Я. Структура многодисковых фрикционных вариантов // Методический сборник МВО по ТММ. 1982. Вып. 9. С. 86–89.

55. Решетов Л. Н., Гулида И. И. Автоматическое выравнивание нагрузок на опоры вращающихся печей // Механизация и автоматизация производства. 1976. № 6. С. 18–20.

56. Решетов Л. Н., Гулида И. И. Самоустанавливающаяся опора вращающейся печи // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 2. С. 183–186.

57. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение. 1974. 655 с.

58. Решетов Л. Н., Ермак В. Н. Двухпоточный тяговый привод локомотива с плавающей ведущей шестерней // Машины, приборы и стенды. Каталог № 5. М.: МВТУ, 1976. С. 21.

59. Решетов Л. Н., Ермак В. Н. Двухпоточный тяговый привод локомотива с промежуточными шестернями на эксцентриковых осях // Машины, приборы и стенды. Каталог № 5. М.: МВТУ. 1976. С. 20.

60. Решетов Л. Н. Конструирование контактов цепи управления, работающих в тяжелых условиях // Вестник электропромышленности. 1948. № 12. С. 12–16.

61. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов// Вестник машиностроения. 1958. № 5. С. 3–10.

62. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов // Труды семинара по ТММ АН СССР. Т. XVIII. 1958. Вып. 70. С. 36–48.

63. Решетов Л. Н. Определение подвижности и избыточных связей в механизмах // Известия вузов. Машиностроение. 1971. № 8. С. 71–79.

64. Решетов Л. Н., Павлова Л. А. К вопросу об устранении избыточных связей в механизме управления регулируемого сопла// Тр. МВТУ: Теория механизмов. 1975. Вып. 7. С. 33–37.

65. Решетов Л. Н., Решетов Н. Л. Двухступенчатый планетарный редуктор общего назначения // Машины, приборы и стенды. Каталог № 3. М.: МВТУ, 1972. С. 56.

66. Решетов Л. Н., Русак Л. Л. Особенности геометрического стенда однородного планетарного механизма с уче-

том допусков // Методический сборник МВО по ТММ. 1982. Вып. 9. С. 93–100.

67. Решетов Л. Н., Соломин В. В. Проектирование механизма подъемных пружин токоприемников электроподвижного состава // Известия вузов. Машиностроение. 1969. № 5. С. 15–20.

68. Решетов Л. Н., Чернова Г. А. Метод структурных блоков для исследования структуры планетарных механизмов // Методический сборник МВО по ТММ. 1971. Вып. 10. С. 90–100.

69. Соломин В. В. Новый метод выбора рациональных структурных схем механизмов // Известия вузов. Машиностроение. 1967. № 8. С. 17–21.

70. Соломин В. В. Синтез направляющего механизма токоприемников электроподвижного состава // Известия вузов. Машиностроение. 1968. № 11. С. 5–7.

71. Степанова Е. А., Лефаров А. Х. Блокирующиеся дифференциалы грузовых автомобилей. М.: Машгиз, 1960. 128 с.

72. Фахриев М. А. Исследование кинематики плоских механизмов без пассивных связей // Известия вузов. Машиностроение. 1964. № 9. С. 5–15.

73. Фахриев М. А. Кинематика синусного механизма без пассивных связей // Известия вузов. Машиностроение. 1966. № 2. С. 12–18.

74. Фахриев М. А. Кинематика универсального кардана с сферическими парами // Известия вузов. Машиностроение. 1966. № 1. С. 16–21.

75. Чернова Г. А. Структурные исследования одного планетарного редуктора // Известия вузов. Машиностроение. 1978. № 2. С. 77–81.

76. Шамайденко Н. Е. О применении кинематических соединений взамен кинематических пар при рациональном проектировании механизмов // Известия вузов. Машиностроение. 1964. № 6. С. 26–31.

77. Шамайденко Н. Е. Опыт построения схемы образования механизмов // Тр. ВЗМИ: Исследования по динамике механизмов и машинных агрегатов. 1969. Вып. IX. С. 194–212.

78. Шаткус Д. И. О рациональных конструкциях планетарных механизмов // Вестник машиностроения. 1968. № 11. С. 25–29.

79. Шаткус Д. И. Пути снижения веса и повышения долговечности планетарных передач // Тракторы и сельхозмашины. 1967. № 11. С. 34–35.

80. Шахбазов Н. А. Цилиндрические колеса с дуговыми зубьями // Тр. Грузинского политехнического института. 1970. № 3.С. 28–31.

81. Щепетильников В. А. К методике изложения структуры механизмов в лекционном курсе // Методический сборник МВО по ТММ. 1972. Вып. 9. С. 136–147.

82. Шишков Н. Живучесть промышленных зданий // Техника молодежи. 1984. № 9. С. 22–26.

83. Экспериментальное исследование планетарных редукторов/ О. Л. Запорожец, Ю. Д. Кондрашов и др. // Вестник машиностроения. 1976. № 3. С. 57–62.

84. Экспериментальные исследования типажных планетарных редукторов и мотор-редукторов/ Л. С. Бойко, И. П. Горобец. М. В. Осипенко, Г. Г. Писарев // Конструирование и производство планетарных передач. Алма-Ата, 1974. С. 228–234.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Аппарат обдувочный гидравлический 54, 55
– кулачковый 53, 54
– шарнирный 52, 53
Аппараты химические – Крышки 156

Букса на шпинтонах – Схема 80, 81
Букса Цара – Схема 79, 80

Велосипед тандем 125, 126
– Схема Майорова 126
– Схема, осуществимая в домашних условиях 126
– Структурная таблица 126

Грядиль плоскореза (быстроразъемный) – Схема 239, 241

Дробилка Блека – Схема 49–51
– щековая 49–51 – Схема 49, 50

Кардан тройной кукурузоуборочного комбайна – Схема 66
Катастрофы 160–163
Клапан двухопорный
– не чувствительный к изменениям температуры 158, 159
– с избыточными связями 158, 159
Конвейеры передвижные 40
Конструкции соединения продольных и поперечных балок
– варианты 110
Конструкции строительные – Самоустанавливаемость 130
Коробка передач многоступенчатая – Схема 199
Кран шаровой 155
Кулиса Стефенсона – Схема 17

Люлька 82, 83

Метод Ассура 9
– линейно-угловой 7, 8, 12
– поконтурный 8, 9, 12
– структурных блоков 10
Механизмы для перевода агрегатов в транспортное положение 234–237
– для управления автомобильной коробкой передач 128, 129
– лифты уравнительные 42, 43
– многосателлитных редукторов 194–197

— обдувочных аппаратов 51—56
— планетарные 164—207
— поворота башенного крана 48, 49
— поворота колесных тягачей 122—124
— поликарданные 66—68
— применяемые в тяжелом машиностроении 40—68
— протезов 269, 270
— самоустанавливаемость при проектировании 12
— с гибкими связями 20—23
— соединения валов 15—16
Моменты самоустанавливаемости подшипников 35, 36
Мосты арочные 136
— балочные 130—134
— висячие 137—139
— Гербера 133
— перегрузочные 40
— цепные 138, 139

Опора высоковольтная 13, 14
— кузова 85, 86
— роликовая вращающейся передачи 44, 45
Отрицательное число звеньев — пример 184, 185

Передача волновая с гибким дном 185, 187, 188
— с жестким валом и одной избыточной связью 185, 186
— с зубчатым карданом 185, 186
— с поперечным шарниром 185, 187
Передача канатная 22, 23
— с кулачковым генератором волн 185, 187, 191
— трехроликовая 185, 187, 190
Перекрытие двухпролетное 140, 141
— Ланглера двухпролетное 133, 134
— мостовое статически определимое 134
— не допустимое по величине действующих в нем сил 150—152
— пятипролетное 148, 149
— с вредной подвижностью 150, 151
— четырехпролетное 146—148, 149
Пластина контактная — Схема 257, 258
Подвижности — Замена при самоустанавливающейся плоской структурной группе 17—20
Подвижность линейная 7, 8

– угловая 8
Подшипки качения – Сопротивление самоустанавливаемости 34–39
Ползун двухплоскостной 63
– трехплоскостной 63, 64
– четырехплоскостной 64, 65
Половонабиватель без избыточных связей 219
– с одной избыточной связью 218
Пресс трубный 56–62
Привод направляющих лопаток 153, 154
– поворотного крана 48, 49
– с одним двигателем на две оси 96, 97
– шарового крана 155
Пружины и рессоры 73–77

Разрушение и долговечность строительных конструкций 130
Редуктор двухрядный с арочными зубьями 203–205
– двухступенчатый 173, 174, 180–183
– косилки 164, 165
– однорядный 167, 168
– планетарный с шевронными зубьями 170
– самосвала Лекра–Хаул–Схема 174, 175
– с двумя водилами 170–172, 174, 176
– со свободным водилом 172, 173
– с раздвоенной второй ступенью 174–176
– с разными схемами половинок второй ступени 180, 181
– Штекихта 169
Решетный стан комбайна "Дон" 221, 222, 231–234
– с качающейся рамой 226, 227
– с поперечными тягами 226–229

Самоустанавливающаяся плоская структурная (СПС) группа – Определение 17
– Варианты выбора опорных пар 19, 20
Связи избыточные 7
Силы трения и скорости в плоскостной паре 27–30
– необходимость учета влияния 23
Соединение быстроразъемное 243, 244, 247, 248
– валов 15, 16
– межтележечное 86
Соединения для электровоза ВЛ-8 – Схема 91

Соломотряс двухвальный 208, 209
— пятиклавишный 211–213
— с неуравновешенными моментами 213, 214
— трехклавишный 209–211
— четырехклавишный 217, 218
— электровозный 249–252
Сопротивление самоустанавливаемости — Определение 23, 24
Сравнение статически определимых и неопределимых балок 131
Станок камнерезный многопильный 70–72
— камнерезный однопильный 68–70
— однопильный 68–71
Стойка плоскореза 239–241
Стойки перегрузочных мостов 40, 41
Стопорение гайки 127, 128
Структура механизма — Исследование:
— линейно-угловым методом 177–179
— наслоением механизмов 223, 224, 227, 228, 230
— поконтурным методом 121, 122
— по уточненным формулам 120, 122
— разложением подвижностей 255
— с замещающими блоками 266
— со структурным блоком 206, 207
— с полозами и контактным проводом 252
— с разложением по осям 266, 267
— с тяговым проводом 255, 256
— целиком 225, 228–231
Структурный блок 10, 199, 200
— двухрядный с арочными зубьями 206, 207
— для люльки 82 — 84
— заднего моста 117, 118
— из одного опорного ролика 44–46
— трехповодкового соединения 117, 118

Таблица подвижностей для трубного пресса 61
Таблица структурная для автоуправляемого токоприемника 259, 260
Таблицы структурные для вращающейся печи 46, 47
Тележка двухосная 108–112, 117
— грузовая 99–105

Тележка пассажирская 105–108
– с несущим остовом двигателя 110–112
– со структурными блоками 117, 119, 120
– Стокгольмского метрополитена 106, 107
– электровоза 89–92
Токоприемники 249–272 – автоуправляемые 259–263
– без избыточных связей 258
– для электовоза 268
– Методы исследования структуры 249
– рельсовые 257
– со скрещенными верхними рамами 252, 253
– с перекрестными тягами 250, 253, 254
Тормоз плавающий 201, 202
Троллейбус двухсекционный 124, 125
Тяговый провод – Схема, исследованная линейно-угловым методом 253, 254

Узел буксовый поводковый 80–82
– колесная пара с рельсами 77, 78
– шкворневый 84, 85
Устройства гидравлические 153–159

Ферма мостовая самомонтирующаяся 135, 136
– пятипролетная 148, 149
Формула Качаловой 8, 12
– Малышева 7, 14
– Озола 7, 12
– структурная 12

Шарнир шаровой – Виды 32
Шасси самосвала – Конструирование 113–116
Шатун без избыточных связей 60, 61

Электровозы 73, 86–96

Справочное издание

Решетов Леонид Николаевич

САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ

Редактор *Т. Н. Леденева*
Художественный редактор *Т. Н. Голицина*
Технический редактор *Л. В. Данилова*
Корректор *Л. Я. Шабашова*

ИБ № 6325

Сдано в набор 11.05.89. Подписано в печать 20.12.90
Формат 84x108 1/32. Бумага офсетная №2. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 15,12. Усл.кр.-отт. 30,45. Уч.-изд.л. 13,78.
Тираж 9000 экз. Заказ 27 Цена 3 р. 50 к.

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

Отпечатано в московской типографии № 6
при Государственном комитете СССР по печати,
109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24
с оригинала-макета, изготовленного
в издательстве "Машиностроение"
на персональных ЭВМ по программе "Астра-Н",
издательство разработанной НИИЦЭВТ