

0199578

СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКАЯ

М. И. ЛЫСОВ

КАРДАННЫЕ
МЕХАНИЗМЫ



МАШГИЗ
1945

0199578

М. И. ЛЫСОВ

КАРДАННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

КОНСТРУКЦИИ,
ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И ИСПЫТАНИЯ

НКТМ — СССР

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

МОСКВА 1945

Книга содержит обзор конструкций различных видов карданов, в том числе синхронных и полукарданов. В ней рассмотрены назначение, кинематика и динамика карданного механизма, приведены расчеты карданного механизма на нагрев, износ и прочность, результаты наблюдений над износом и разрушениями карданов, конструкции установок для их испытаний, методы испытаний на нагрев и по определению к. п. д., результаты испытаний карданных механизмов со скользящими шарнирами.

Книга предназначена для работников конструкторских бюро и экспериментальных отделов автомобильных заводов и студентов автомобильных вузов.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Для автомобильной техники чрезвычайно важны данные о синхронных карданах, применяемых в приводе к управляемым колесам автомобиля. В литературе отсутствуют данные о сравнительных испытаниях карданов, а также критерии для выбора их конструкций и почти не освещены вопросы, связанные с методикой испытаний и применением испытательных установок. Все это весьма затрудняет работу конструкторов при разработке автомобиля повышенной проходимости.

При испытании автомобиля на долговечность его механизмы оценивают по износу отдельных деталей в зависимости от времени работы автомобиля или пройденного расстояния (километраж). При этом условия работы механизмов, в том числе кардана, находятся в пределах допускаемых значений.

Для выбора же конструкций карданов чрезвычайно важно определение предельно допустимых условий работы (предельных значений угла наклона валов, числа оборотов, передаваемого крутящего момента). Такие данные можно получить только в лабораторных условиях.

Измерением геометрических размеров можно установить износ деталей в зависимости от изменения условий работы механизма, но чрезвычайно трудно определить предельно допустимые их значения. Наивыгоднейшие условия работы механизма принято определять по его к. п. д. Нами предложен метод определения этих данных по изменению температуры нагрева трущихся деталей механизма. Поэтому, испытывая карданы для определения их к. п. д., мы определяли также изменения температуры нагрева.

В задачи настоящей работы входят систематизация всех вопросов по расчету, конструкциям и испытаниям карданных механизмов автомобильного типа, анализ существующих конструкций, освещение методики испытаний и испытательных установок и, тем самым, оказание помощи конструкторам при выборе и разработке карданной передачи при проектировании нового автомобиля.

КОНСТРУКЦИИ КАРДАНЫХ МЕХАНИЗМОВ

1. Назначение и классификация карданных механизмов

Для передачи усилий между вращающимися валами, оси которых в процессе работы смещаются или находятся под переменным углом, эти валы соединяют специальным шарниром, называемым карданом.

Карданные механизмы широко применяют в автомобилях, сельскохозяйственных машинах и машинах специального назначения.

В автомобиле усилие передается от двигателя (через сцепление и коробку передач) главной передаче, расположенной в задней оси. Коробку передач прикрепляют к двигателю или к раме автомобиля неподвижно, а заднюю ось соединяют с рамой рессорами. При движении автомобиля вследствие неровностей дороги задняя ось непрерывно смещается на рессорах относительно рамы, что создает переменный угол между валами коробки передач и главной передачи. Величина полезной нагрузки автомобиля тоже влияет на образование между валами углов различной величины. Все это требует применения карданного механизма между валами коробки передач и главной передачи автомобиля.

Если коробку передач укрепляют на раме отдельно от двигателя, то между валом сцепления и валом коробки также помещают карданный механизм. При большом расстоянии между коробкой передач и задней осью между ними устанавливают два вала, которые соединяют между собой и с валами коробки передач и главной передачи карданными механизмами. Применение их в таких случаях необходимо потому, что при движении автомобиля по неровной дороге рама деформируется, а это при отсутствии карданов вызовет значительную деформацию валов и большие усилия в их опорах.

При установке разрезной задней оси, прикрепленной неподвижно к раме, между полуосями и ведущими колесами, которые связаны с рамой рессорами, тоже вводят карданный механизм.

В автомобилях с передними ведущими колесами, которые в то же время являются управляемыми, между полуосями и колесами применяют карданные механизмы.

Все применяемые в автомобилях карданные механизмы можно подразделить на три основные группы:

1) полный кардан; он имеет две оси качания и допускает передачу усилия при значительных углах наклона валов;

2) полукардан; он не имеет осей качания и допускает взаимное отклонение валов лишь под небольшим углом;

3) специальные конструкции; они допускают передачу усилия при большом угле наклона валов и обеспечивают равенство угловых скоростей вращения последних.

Карданные механизмы каждой группы по конструктивным признакам имеют несколько разновидностей.

Полный кардан подразделяют на следующие виды: 1) универсальные карданы, к которым относятся кардан с колоколом и шаровой, и 2) жесткие карданы, к которым относятся карданы с несовпадающими осями качания и карданы с совпадающими осями качания.

Полукардан подразделяют на следующие виды: 1) карданы, в которых соединение выполнено многогранником или зубчатой звездочкой; 2) карданы с металлическими дисками и 3) мягкие карданы, к которым относятся звенчатый и с мягкими дисками.

К специальным принадлежат все карданы, обеспечивающие равенство угловых скоростей вращения валов, в частности карданы Вейса (Weiss), Рзеппа (Rzepp), Тракта (Tract).

2. Полные карданы

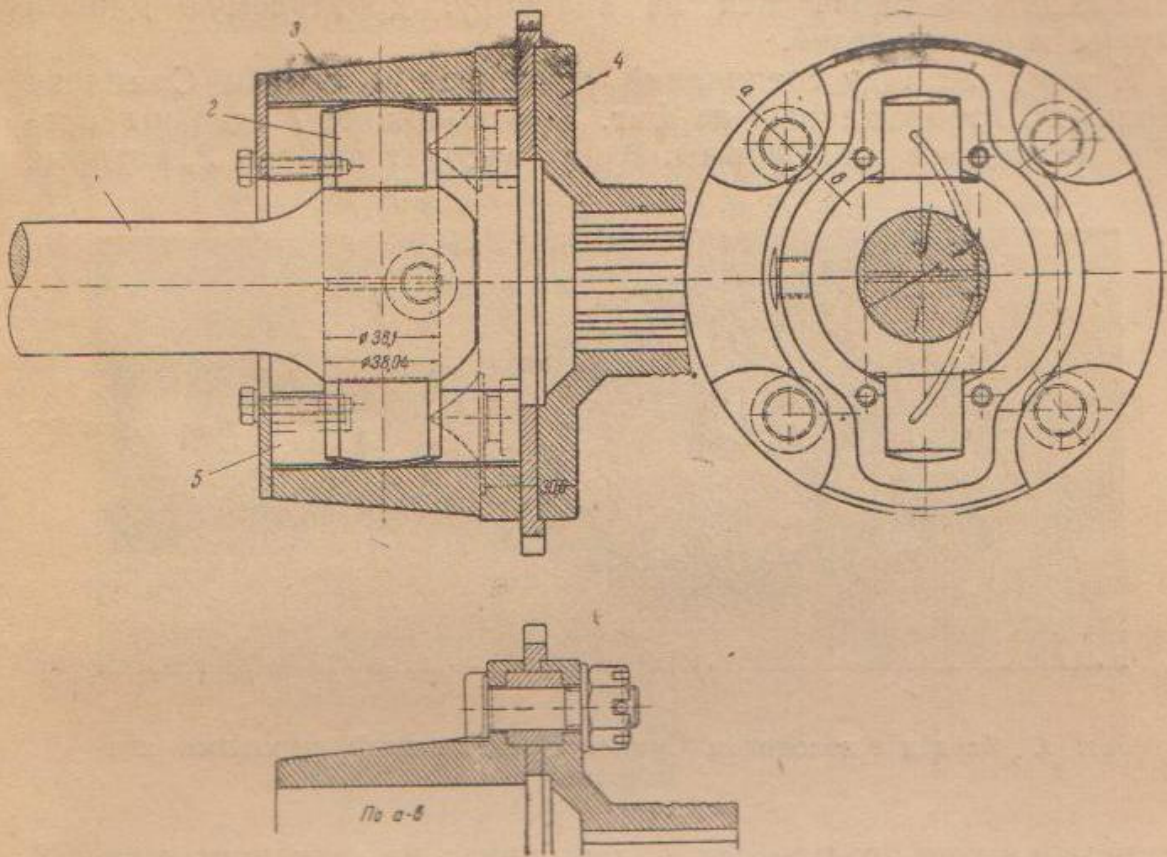
Универсальный кардан. Универсальным карданом принято называть такое соединение, которое допускает как угловое смещение валов, так и осевое их перемещение. При этом осевое перемещение происходит внутри самого кардана.

На фиг. 1 изображен универсальный кардан с колоколом. В головке вала 1 установлен палец 2, концы которого входят в прорези 5 втулки 3, прикрепленной к фланцу 4 второго вала. Один вал центрируется по отношению к другому сферическими торцевыми поверхностями пальца 2, с одной стороны, и боковыми его поверхностями — с другой. Для этого прорези 5 втулки 3 должны быть правильно расположены по отношению к оси вала. Если палец выполнен цилиндрическим, то он соприкасается с плоскостями прорези втулки по образуемой цилиндром линии, вследствие чего концы его сильно изнашиваются. Для уменьшения этого износа на концах пальца выполняют плоскости, соприкасающиеся с плоскостями прорезей втулки. Такой палец с плоскостями на его концах и приведен на фиг. 1. В отдельных конструкциях на концы пальцев надеты бронзовые четырехгранные колпачки, которые скользят в прорезях втулки.

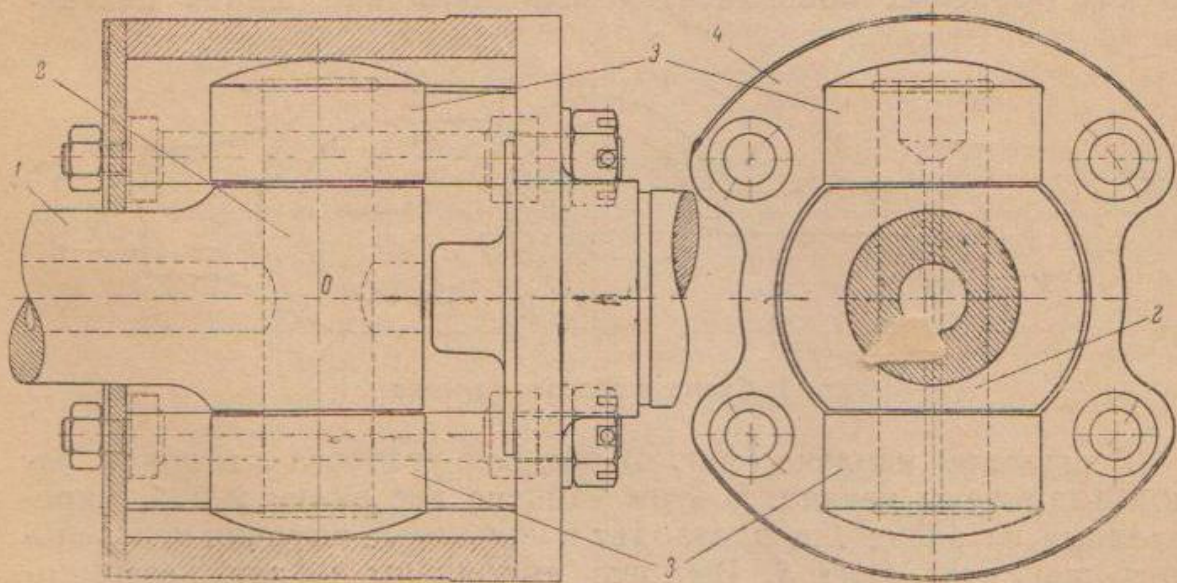
Дальнейшим шагом к уменьшению износа пальца является применение на его концах вращающихся колпачков. Общий вид универсального кардана с колоколом с цилиндрическими бронзовыми колпачками изображен на фиг. 2.

Здесь в головке вала 1 установлен цилиндрический палец 2, на концы которого надеты цилиндрические колпачки 3. На фланце второго вала укреплен колокол 4 с прорезями, в которые входят колпачки с пальцем вала 1.

В этом механизме вал 1 может иметь качательное движение в горизонтальной плоскости, поворачиваясь около вертикаль-



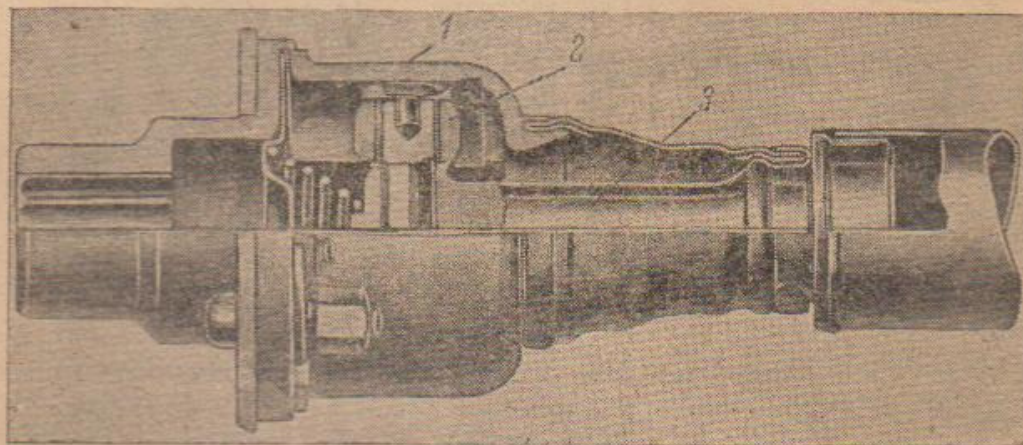
Фиг. 1. Универсальный кардан с колоколом.



Фиг. 2. Универсальный кардан с колоколом и вращающимися колпачками.

ной оси, проходящей через точку O . Вместе с тем вал 1 может перемещаться вдоль оси на величину, допускаемую длиной втулки и ее прорезей.

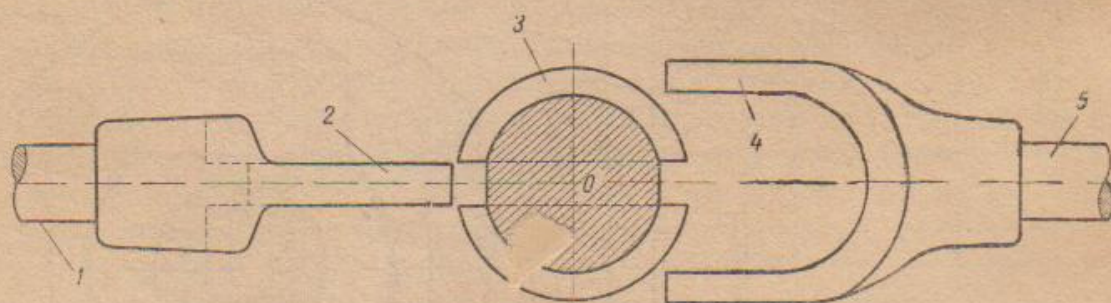
К тому же виду соединений относится и кардан Симплекс (Simplex), изображенный на фиг. 3. В колоколе 1 сделаны прорези цилиндрической формы. В них заходят шарики 2 , которые



Фиг. 3. Кардан с колоколом Симплекс, снабженный шаровыми колпачками.

установлены на игольчатых подшипниках на двух шипах вала 3 . При угловом смещении валов шарики перекатываются в прорезях, вследствие чего трение здесь меньше, чем в кардане первой конструкции (см. фиг. 1).

В рассмотренных конструкциях кардана одна из осей качения выражена явно и выполнена в виде шипов или пальца. Другая ось выражена неявно и представляет собой ось сферических торцевых поверхностей колпачков или шипов пальца.

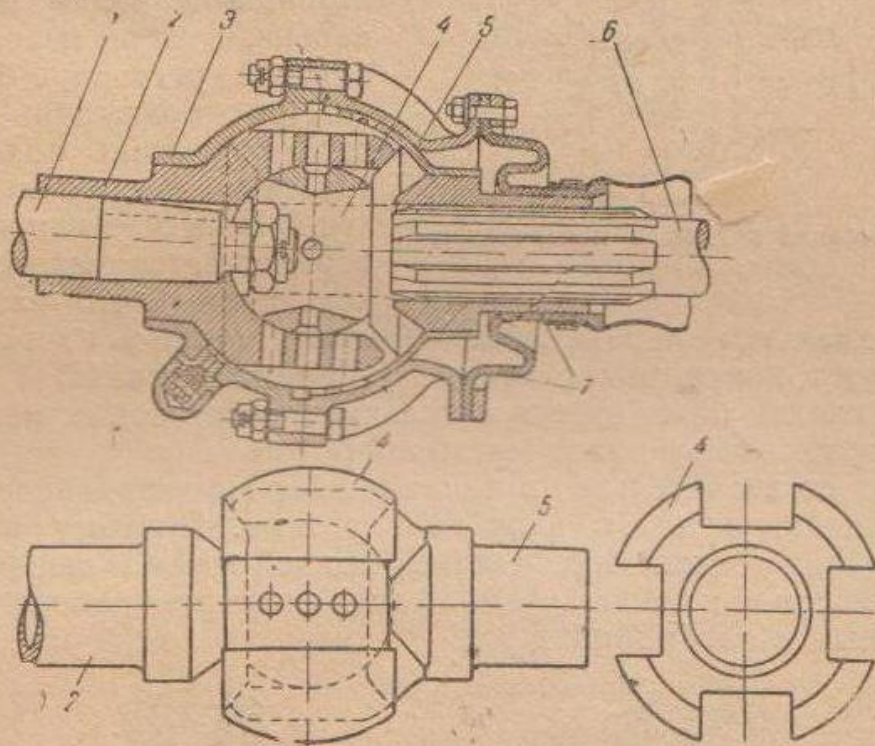


Фиг. 4. Схема шарового кардана.

В шаровом кардане (фиг. 4) обе оси углового смещения валов выполнены неявно. В этом кардане две вилки 2 и 4 , укрепленные на валах 1 и 5 , заходят в кольцевые выточки центрального шарового тела 3 . Выточки выполнены в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, оси которых проходят через центр O шара и представляют собой оси углового смещения валов. При смещении вала 5 в вертикальной плоскости его вилка скользит в выточке шара, а при смещении вала 5 в гори-

горизонтальной плоскости шар скользит по вилке 2. Вал 5 может также получать осевое перемещение на величину, допускаемую длиной вилок.

К этому же виду соединений относится и кардан Фауди (Faudi), изображенный на фиг. 5. Шаровое тело 4 в данном случае тоже имеет две кольцевые выточки, в которые заходят вилки 2 и 7, укрепленные на валах 1 и 6. Для надежного центрирования одного вала по отношению к другому, т. е. для того чтобы их оси пересекались в центре кардана, шаровое тело заключено в кожух 3 в форме шара. На одной вилке укрепляют кожух 3, а на другой вилке — шаровой сегмент 5, внешняя



Фиг. 5. Шаровой кардан Фауди.

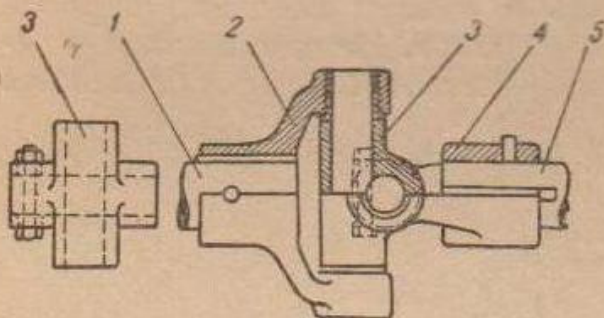
поверхность которого скользит по внутренней шаровой поверхности кожуха. Скольжение центрального тела и обеих вилок по шаровым поверхностям, выполненным из одного центра, обеспечивает пересечение осей валов в одной точке — в центре кардана. В отличие от передач, описанных выше, в кардане Фауди отсутствует осевое перемещение одного вала по отношению к другому и он не является универсальным.

Жесткий кардан. Жестким карданом называют такое соединение, которое допускает только угловое смещение валов при передаче крутящего момента, без осевого перемещения валов внутри самого кардана. Жесткий кардан подразделяется на два вида: 1) с не пересекающимися осями углового смещения и 2) с пересекающимися осями.

Кардан с непересекающимися осями углового смещения изображен на фиг. 6. На валах 1 и 5 укреплены вилки 2 и 4, между которыми вставлено центральное тело, — крестовина 3.

Она выполнена за одно целое в виде двух перпендикулярно расположенных втулок с отверстиями. В отверстия в вилках и во втулках крестовины вставляют два пальца, около осей которых и происходит угловое смещение валов.

Отверстия во втулках крестовины смещены одно по отношению к другому на величину, необходимую для размещения в крестовине обоих пальцев. На одном пальце (перпендикулярно его оси) сделана цилиндрическая выемка для помещения другого



Фиг. 6. Жесткий кардан с непересекающимися осями.

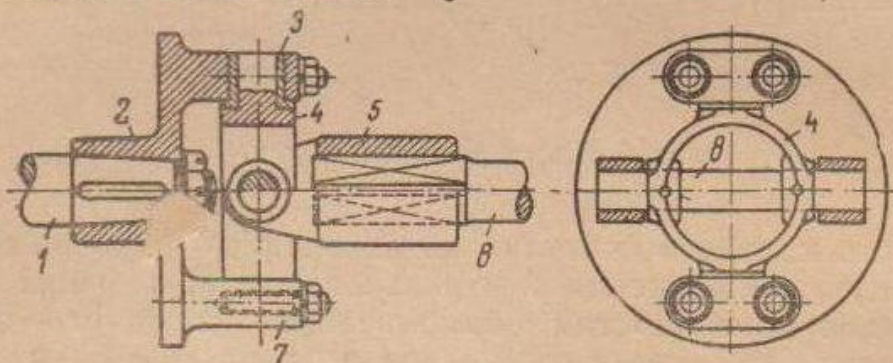
пальца. Таким образом второй палец предотвращает возможность выхода из крестовины и вилки первого пальца. Второй палец укрепляют в крестовине болтом.

При вращении валов, расположенных под некоторым углом, точка пересечения их осей непрерывно перемещается между осями крестовины, что влечет за

собой радиальное перемещение (биение) одного из валов, а это вызывает непрерывное осевое перемещение вала.

Такой кардан применяется в сельскохозяйственных машинах, валы которых имеют малое число оборотов.

В связи со значительными числами оборотов карданного вала автомобиля биение этого вала недопустимо. Поэтому валы и оси их качания должны пересекаться в одной точке в центре кардана. Это условие и соблюдается во всех конструкциях карданов, применяемых в автомобилях.



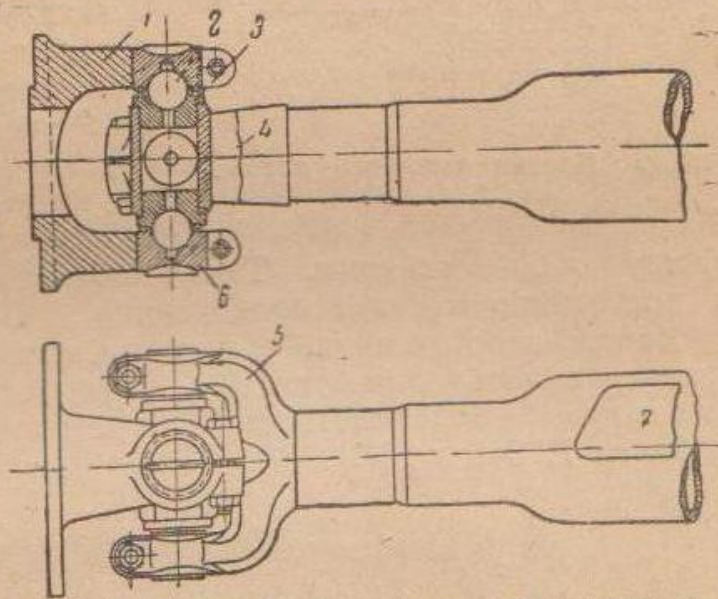
Фиг. 7. Жесткий кардан (ящичный) с пересекающимися осями.

Простой жесткий кардан с пересекающимися осями, так называемый ящичный, изображен на фиг. 7. На одном валу 1 укреплен фланец 2, на котором за одно целое с ним выполнены уши под подшипников с отъемными крышками 7. В эти подшипники вставляют втулки, которые надеты на шипы центрального тела 4, сделанного в виде кольца. Ось шипов кольца образует ось качания. На другом валу 6 установлена вилка 5, сквозь уши которой проходит палец 8, соединяющий вилку с кольцом. Ось пальца, пересекающаяся с первой осью и перпендикулярная к ней, образует вторую ось качания.

В отдельных конструкциях вместо шипов применяют шарики, установленные в специальных гнездах. Конструкция такого кардана системы Фауди изображена на фиг. 8. В центральном теле сделаны два взаимно перпендикулярных сквозных отверстия, оси которых пересекаются. В этих отверстиях помещаются сухари 3 с шаровыми углублениями. В разрезные лапы обеих вилок 1 и 5 ввернуты пробки 6 с такими же шаровыми углублениями. Между сухарями и пробками в углублениях заложены четыре шарика 2.

После надлежащей установки пробок разрезные части лап вилок сжимают стяжными болтами. Оси, проходящие через центры каждой пары противоположно расположенных шариков и пересекающиеся между собой, образуют оси качения кардана.

Большие угловые скорости вращения требуют тщательного балансирования карданных валов. В данной конструкции ввертываемые пробки позволяют точно выполнить балансирование и центрирование вала для устранения центробежных сил. При наличии большого дисбаланса, который нельзя устранить регулированием пробками, к валу приваривают в качестве противовеса накладку 7, что обеспечивает возможность балансирования вала.



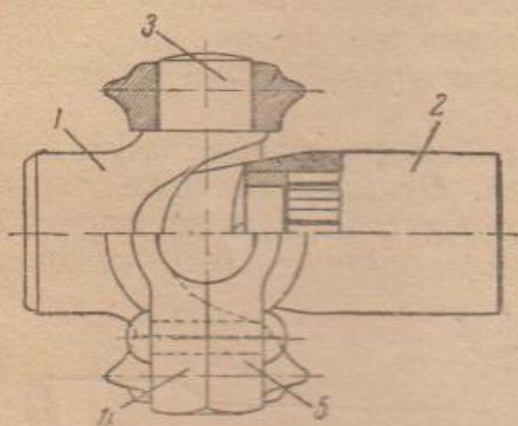
Фиг. 8. Кардан Фауди с шаровыми шарнирами.

Наиболее слабым местом этого кардана, по нашему мнению, являются шаровые соединения. Силы, действующие между шариками и их гнездами, направленные нормально к этим поверхностям и приложенные в центре удельных давлений, имеют большие отклонения от касательной к окружности вращения шариков. По сравнению с окружными силами это отклонение значительно увеличивает силы, действующие между поверхностями, которые при недостаточной смазке и малой величине трущихся поверхностей должны вызывать большой их износ.

Конструктивное выполнение полного жесткого кардана отличается большим разнообразием. В зависимости от того, на каких деталях выполнены шипы, карданы подразделяют в основном на два вида. К первому виду относятся карданы, в которых шипы выполнены за одно целое с вилками, а ко второму виду карданы, в которых шипы выполнены за одно целое с центральным телом.

Одна из конструкций жесткого кардана первого вида изображена на фиг. 9.

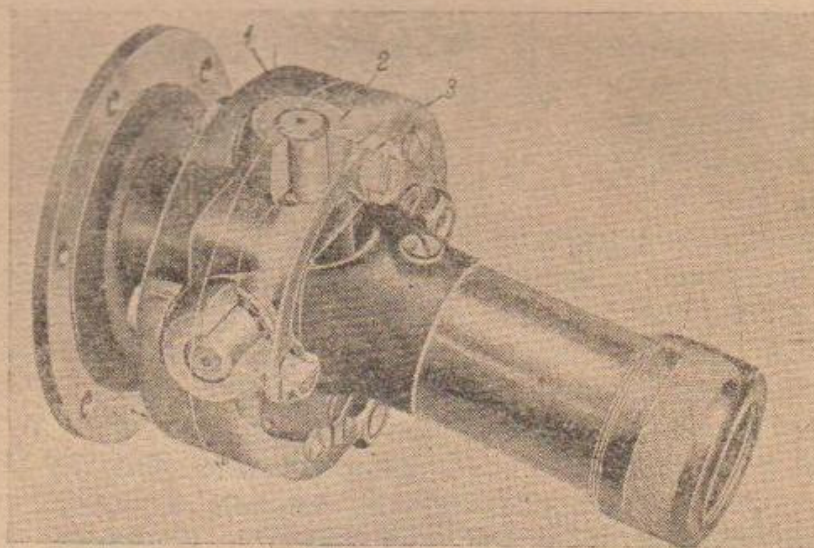
Такие карданы применяют на автомобилях ГАЗ-АА грузоподъемностью 1,5 т. Две вилки 1 и 2, установленные на валах, имеют по два шипа 3. Все четыре шипа охвачены кольцом с гнездами для шипов, состоящим из двух частей 4 и 5, которые соединяют заклепками. Таким образом кардан получается неразборным. При склепывании обеих половин кольца возможно небольшое взаимное их смещение, что влечет за собой защемление шипов в гнездах кольца.



Фиг. 9. Кардан грузового автомобиля ГАЗ-АА.

К этому же виду относится и кардан Механик Мэшин К^о (Mechanics Machine Co) (фиг. 10). В этой конструкции за одно целое с вилками выполнены шипы, на которые надеты четыре втулки 2, имеющие по два отростка с резьбой. Две части 1 и 3 кольца, закрывающие шипы, надеты на отростки втулок и стянуты между собой гайками. Таким образом получают цельные и достаточно жесткие подшипники.

Кардан второго вида — с шипами, выполненными за одно целое с центральным телом (фиг. 11), — широко применяют в современных автомобилях. В частности, они установлены на легковых автомобилях ГАЗ-А и М-1.



Фиг. 10. Кардан Механик Мэшин К^о.

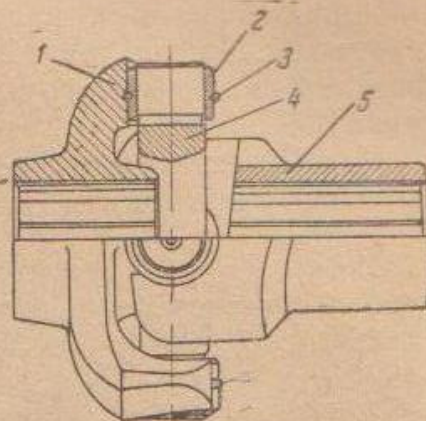
Две вилки 1 и 5 (фиг. 11), укрепленные на валах, имеют гнезда с прорезями для шипов. Последние выполнены за одно целое с центральным телом крестовины 4, которой в данной конструкции придана форма кольца. Когда шипы крестовины заведены в прорези вилок, в их гнезда закладывают сверху втулки 2, которые выполняют роль подшипников. Для того чтобы втулки не выхо-

дили из гнезд, между ними помещают замковые кольца 3. Для них с наружной стороны втулок и с внутренней стороны их гнезд в вилках выполнены канавки.

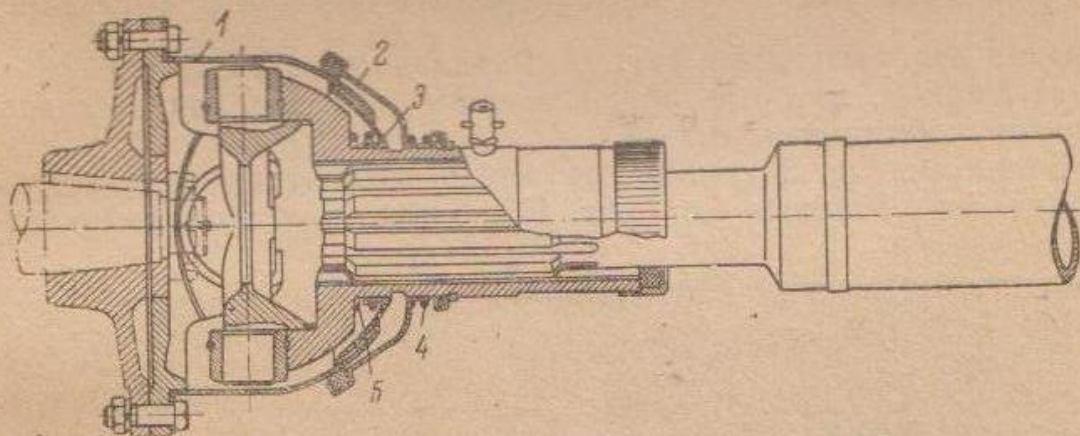
Отличительной особенностью кардана данного вида является то, что радиальные силы, возникающие вследствие неполной уравновешенности карданного вала, воспринимают заплечики кольца крестовины — у основания шипов. Основное преимущество этой конструкции заключается в том, что подшипники кардана разборные.

Аналогичную конструкцию имеет кардан автомобиля ЗИС-5 (фиг. 12). В нем поверхности, воспринимающие радиальные силы, более развиты, чем в кардане, изображенном на фиг. 11.

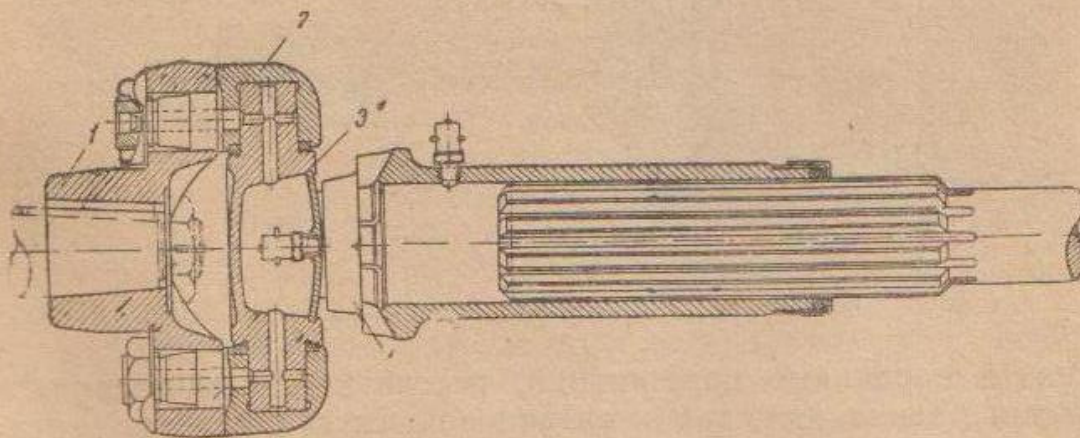
Однако такой способ передачи радиальных сил (заплечикам крестовины) не вполне удовлетворителен, вследствие недоста-



Фиг. 11. Кардан с шипами, выполненными за одно целое с центральным телом.



Фиг. 12. Кардан автомобиля ЗИС-5.

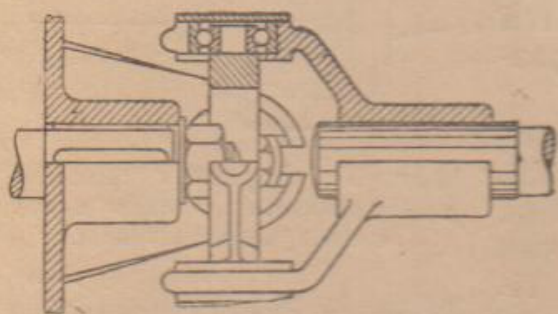


Фиг. 13. Кардан Кливленд.

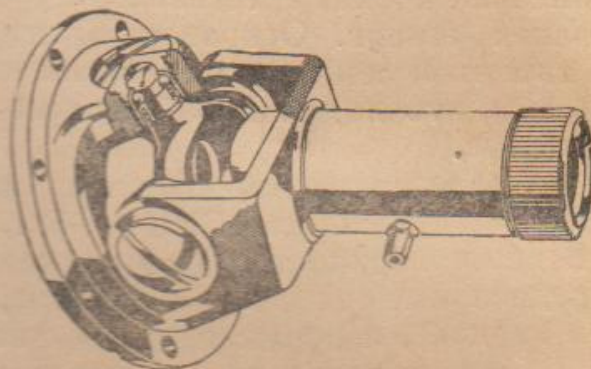
точного обеспечения смазкой трущихся поверхностей, воспринимающих эти силы. В некоторых конструкциях, например в кардане Кливленд (фиг. 13), радиальные силы воспринимают торце-

вые поверхности шипов. В этом кардане центральное тело — крестовина 3, выполненная в виде кольца, имеет четыре шипа. На каждый из них надет колпачок 2, снабженный отростком с резьбой. По два таких колпачка 2 укрепляют на каждой вилке 1. Карданы этой конструкции применяют на трехосных грузовиках ЗИС.

Для уменьшения трения в шипах вместо простых втулок пытались применить шариковые подшипники. Схема такого



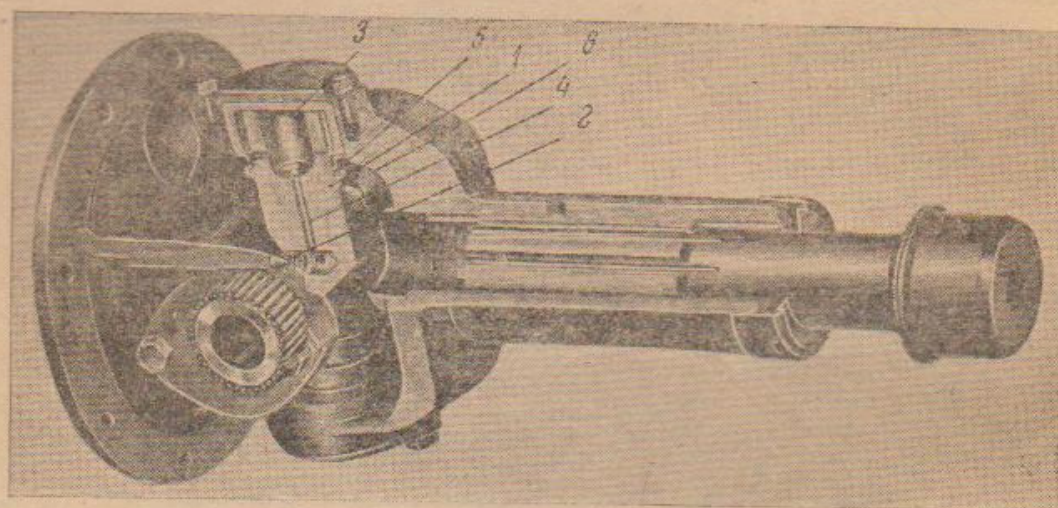
Фиг. 14. Кардан с шариковыми подшипниками.



Фиг. 15. Кардан Auto Products Co с радиально-упорными подшипниками.

кардана изображена на фиг. 14. Радиальная нагрузка передается через шарики, которые предназначены для передачи, главным образом, тангенциальных сил.

Более совершенной конструкцией в этом отношении является кардан Auto-Products Co (фиг. 15). В нем применены радиально-



Фиг. 16. Игольчатый кардан Спайсер.

упорные шариковые подшипники, рассчитанные на восприятие ими как радиальных, так и тангенциальных сил. Усилия передаются от вилки шипу по нормали к поверхностям качения, проходящей через центр шарика. Она отклонена от касательной к окружности вращения шипов на значительный угол. Поэтому силы, действующие между шариками и поверхностями качения, значительно превосходят окружные усилия, возникающие от

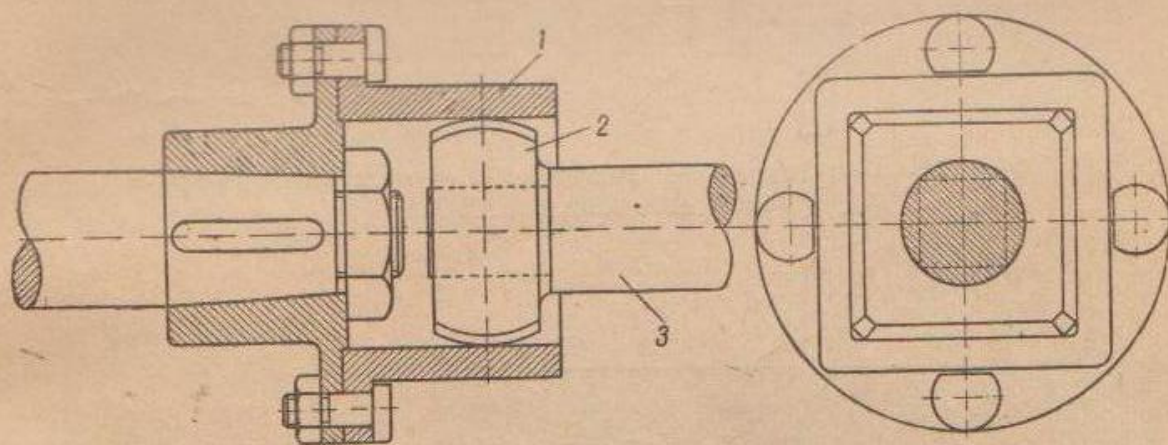
передаваемого крутящего момента. Вследствие этого условия работы шариков весьма тяжелы. Сколь угодно широкого распространения эти карданы не получили.

Приведенные карданы с шариками являются прототипом современных конструкций. В последних для уменьшения трения в шипах и повышения их износоустойчивости вместо простых скользящих втулок применяют игольчатые подшипники.

Конструкция кардана Слайсер с игольчатыми подшипниками изображена на фиг. 16. Такие карданы применяют на легковых автомобилях ЗИС, на троллейбусах и, кроме того, предполагали использовать их на грузовиках Я-14. В гнезда вилок кардана вставлены колпачки с иголками, которые по всей окружности облегают шипы крестовины. Колпачки с иголками удерживаются в вилках крышками, повернутыми болтами. Тангенциальные усилия передаются через иголки, а радиальные — через торцы шипов крестовины и колпачки.

3. Полукарданы

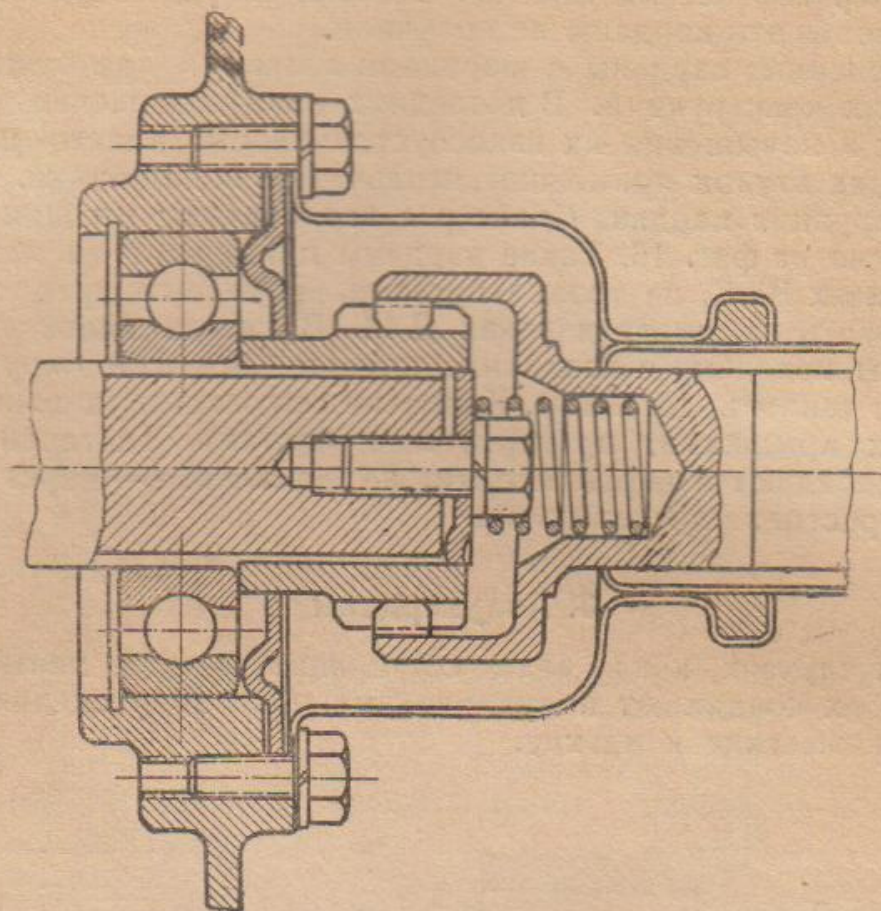
В тех случаях, когда валы составляют весьма малый угол наклона, их соединяют полукарданами. Они подразделяются на два вида: жесткие и мягкие.



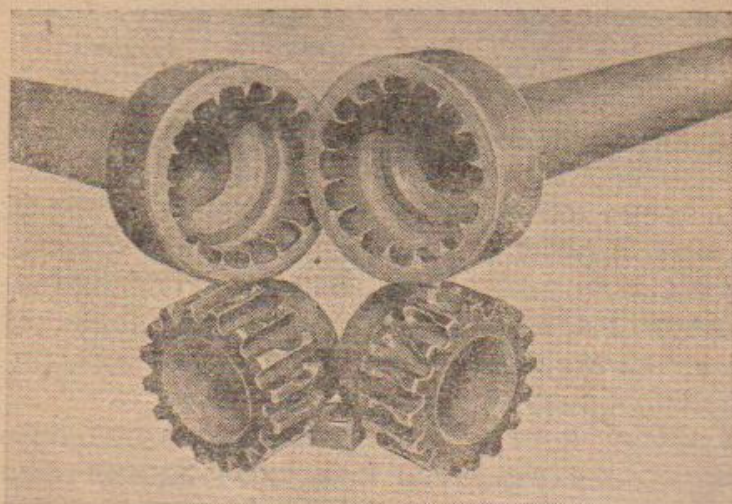
Фиг. 17. Схема жесткого полукардана.

На фиг. 17 изображена схема жесткого полукардана, в котором соединение выполнено при помощи кулака 2 квадратной формы. Каждая пара граней кулака, который входит в квадратное отверстие втулки 1, обработана по цилиндру, ось которого пересекает ось 3 карданного вала. При отклонении последнего оси цилиндрических поверхностей граней образуют оси качения вала.

При наличии зазоров кулак и втулка соприкасаются по очень небольшой поверхности, вследствие чего при скольжении они получают большой износ. Поверхность соприкосновения повышают увеличением числа граней. Это привело к конструкции полукардана, выполненной при помощи зубчатой звездочки (фиг. 18). Такие полукарданы применяют на автомобилях ГАЗ-АА грузоподъемностью 1,5 т. Этот полукардан устанавливают между вторичным валом коробки и промежуточным карданным валом.



Фиг. 18. Полукардан со звездочкой, применяемый на грузовом автомобиле ГАЗ-АА.



Фиг. 19. Износ деталей полукарданов ГАЗ-АА.

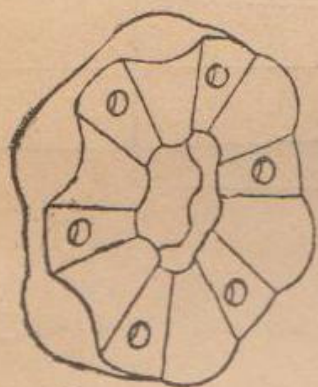


Фиг. 20. Полукардан с мягким диском Гарди.

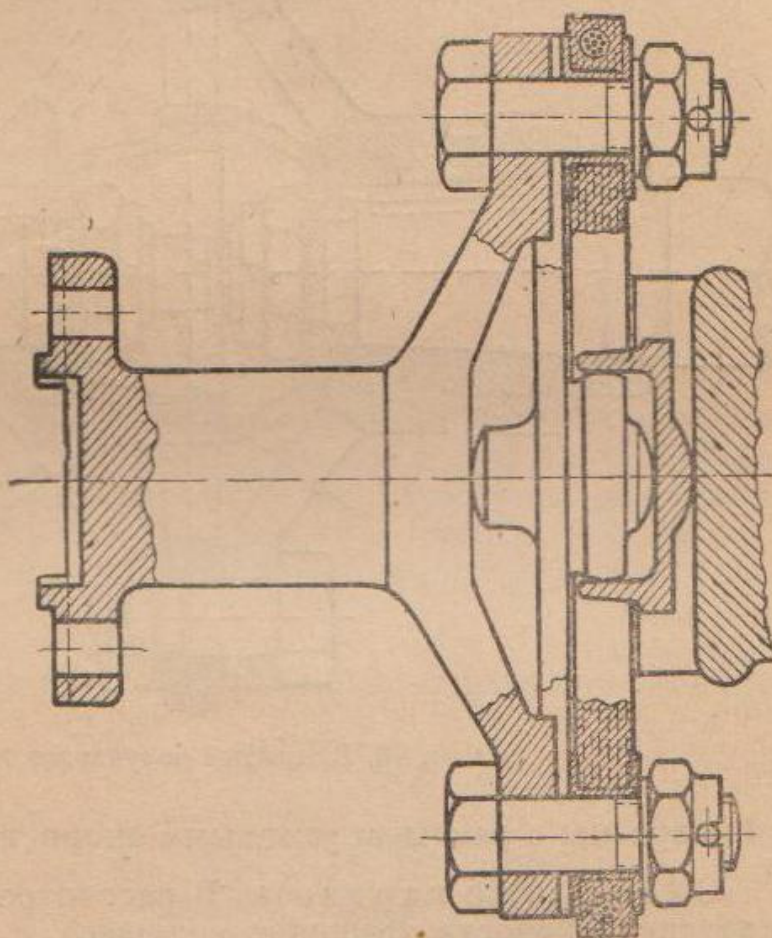
Основным недостатком таких жестких полукарданов является чрезмерный износ зубьев звездочки и муфты.

Два полукардана ГАЗ-АА с изношенными зубьями обеих деталей изображены на фиг. 19. При обмере было установлено, что угол между валом коробки и промежуточным карданным валом составлял $1,5^\circ$. Естественно, при износе жесткий полукардан создает шум.

Мало распространен и жесткий полукардан с металлическими упругими дисками, прикрепленными к лапам вилок. Скольконибудь значительных углов отклонения валов эти полукарданы не допускают.



Фиг. 21. Мягкий диск полукардана ЗИС-5.



Фиг. 22. Звенчатый полукардан Кавеко.

За последнее время широкое применение получили мягкие типы полукарданов (мягкие карданы), в которых соединение выполнено при помощи мягких дисков или звеньев.

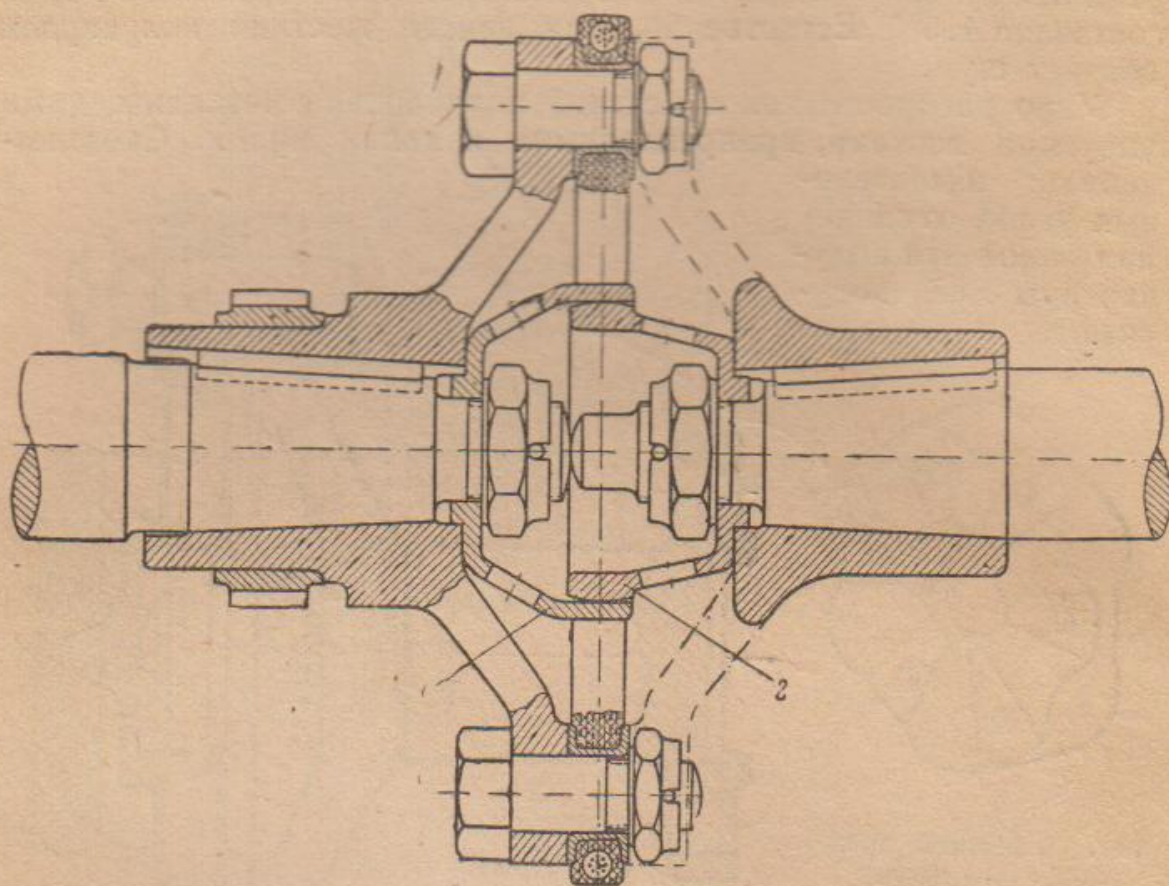
Кардан с мягкими дисками Гарди (Hardy) изображен на фиг. 20.

Мягкий диск кардана, применяемого на грузовых автомобилях и автобусах ЗИС, приведен на фиг. 21.

Звенчатые карданы Кавеко (Kaweco) изображены на фиг. 22 и 23. В этих карданах вилки имеют по две лапы, между которыми укрепляют отдельные мягкие звенья. Для того чтобы звенья были достаточно прочными, внутри них запрессован гибкий стальной каркас.

В жестких полукарданах положение одного вала по отношению к другому центрируется боковыми поверхностями деталей, которые входят в зацепление (зубья звездочки или грани кулака). Звенчатые карданы, вследствие большой упругости звеньев, не обеспечивают центрирования валов. Поэтому между вилками

укрепляют специальные детали для центрирования валов, выполненные в виде колпачков 1 и 2, прикрепляемых к валам (фиг. 23), или пластин 1 и 2 — с колпачком на одной и сферическим выступом на другой, прикрепляемых к лапам вилок (см. фиг. 22).



Фиг. 23. Звенчатый полукардан Кавеко.

4. Карданы с равными угловыми скоростями вращения валов

Сдвоенные карданы. В рассмотренных выше жестких карданах скорости вращения ведущего и ведомого валов различны.

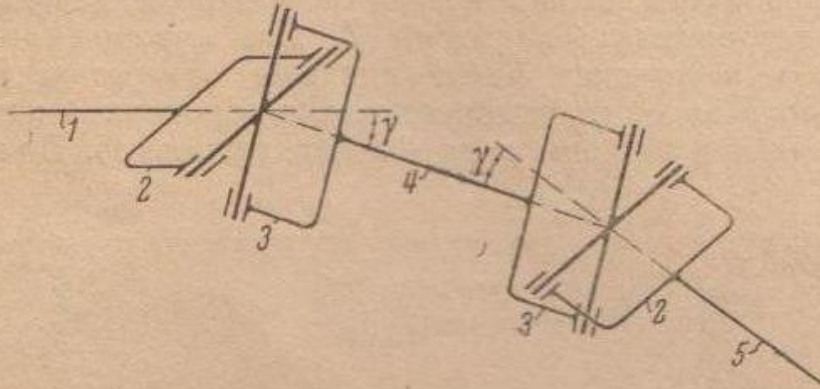
Динамические силы, возникающие вследствие неравномерного вращения валов, во многих случаях ограничивают применение жесткого четырехшарнирного кардана. Особенные затруднения встречает использование таких карданов в приводе к управляемым колесам автомобиля.

Автомобильная промышленность давно работает над проблемой привода к управляемым колесам, т. е. созданием автомобиля повышенной проходимости. Поэтому вполне понятны попытки получить карданный механизм, обеспечивающий равномерное вращение ведомого вала при равномерном же вращении ведущего. Такие карданы называются карданами с постоянной угловой скоростью, хотя точнее следовало называть их карданами с равными угловыми скоростями вращения валов, или синхронными.

Равные скорости вращения валов можно получить в передаче с двумя карданами Гука при условии, что обе вилки карданного

вала расположены в одной плоскости и углы, составляемые валами, равны между собой.

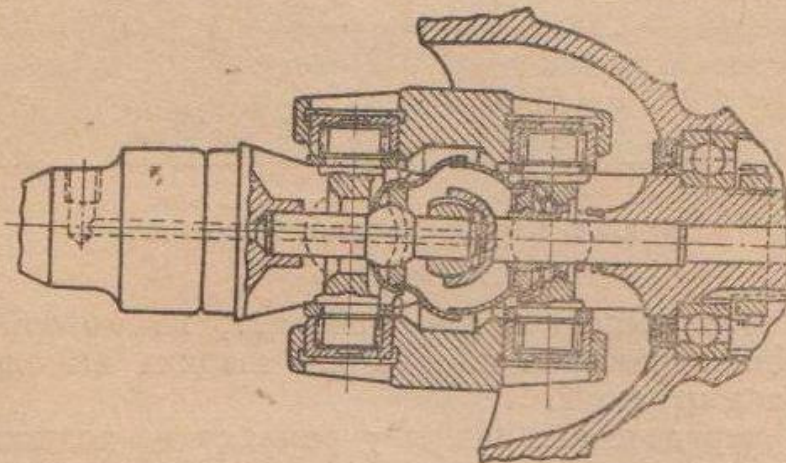
На этом принципе основан кардан, схема которого изображена на фиг. 24. Промежуточный короткий вал (карданный) 4 имеет две вилки 3, расположенные в одной плоскости. Две другие вилки 2 укреплены на концах ведущего 1 и ведомого 5 валов



Фиг. 24. Схема карданной передачи с двумя карданами Гука.

и составляют с карданным валом 4 равные углы γ . Такая схема соединения — без точного расположения валов 1 и 5 по отношению друг к другу и получающемуся при этом подвижному промежуточному валу 4 — не может обеспечить равенства углов, составляемых валами, а следовательно, и равенства их угловых скоростей вращения.

Для получения равных углов наклона валов в систему вводят делительные рычажки, чтобы при любом отклонении ведомого

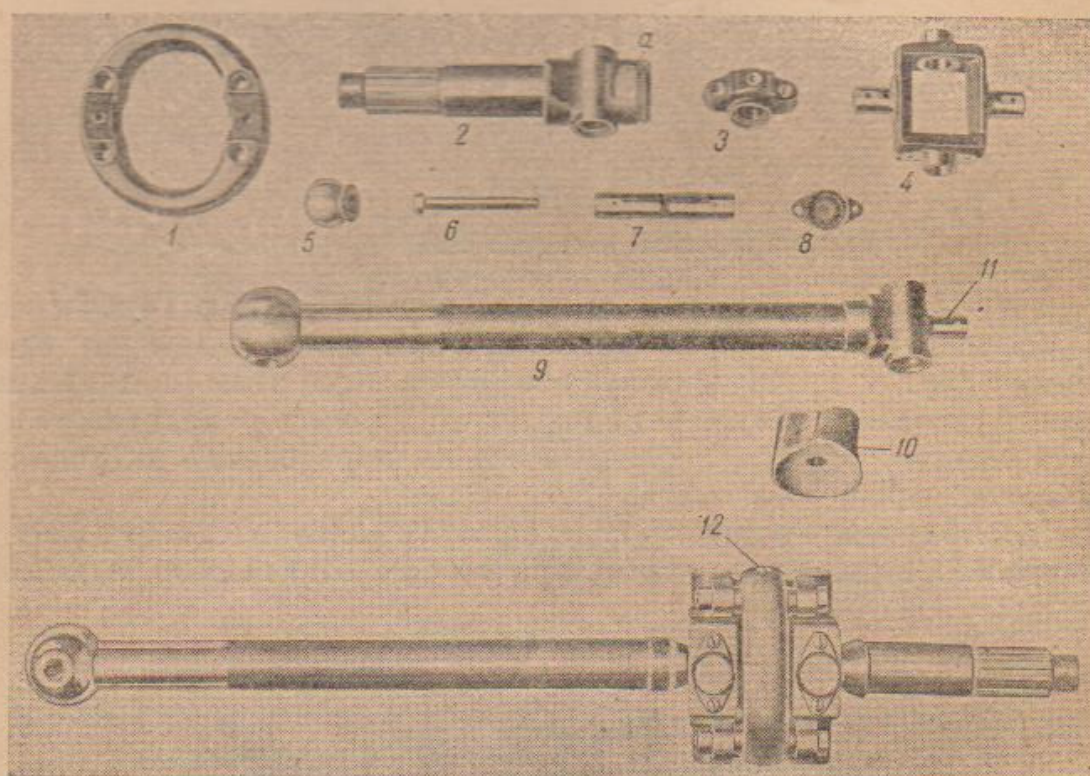


Фиг. 25. Кардан автомобиля Citroën.

вала по отношению к ведущему придать вполне определенное положение промежуточному валу и получить равные углы между промежуточным валом и ведущим с одной стороны и ведомым — с другой.

Карданная передача автомобиля Citroën, выполненная по этому принципу и в которой применены делительные рычажки, изображена на фиг. 25.

Фирма Mechanics выполнила для передних управляемых колес карданную передачу с двумя карданами и делительными рычажками. Эта передача в собранном виде и основные ее детали изображены на фиг. 26. Центральное тело кардана 1 выполнено в виде полого (для смазки) кольца. С обеих его сторон болтами 6 укрепляют четыре колпачка 3 для шипов двух крестовин 4. Кулаки карданного вала 9 и вала поворотной цапфы 2 соединяют с крестовинами 4 пальцами 7, для которых во втулках крестовин и в кулаках валов сделаны отверстия. Равенство углов наклона валов (карданного и вала поворотной цапфы) осуществляется при помощи делительных рычажков. Для этого на



Фиг. 26. Кардан Механик Мэшин К⁰.

карданном валу выполнен хвостовик 11, на который сажают шарик 5. Цилиндрическое гнездо для шарика выполнено в от-
ростке *a* вала цапфы 2.

В этой передаче вал цапфы укрепляют на подшипниках, на которые распределяется весь вес кардана. Для того чтобы обеспечить правильное отклонение валов, необходимо, чтобы ось шкворня, т. е. ось поворота цапфы, проходила через центр шарика 5 делительного рычажка.

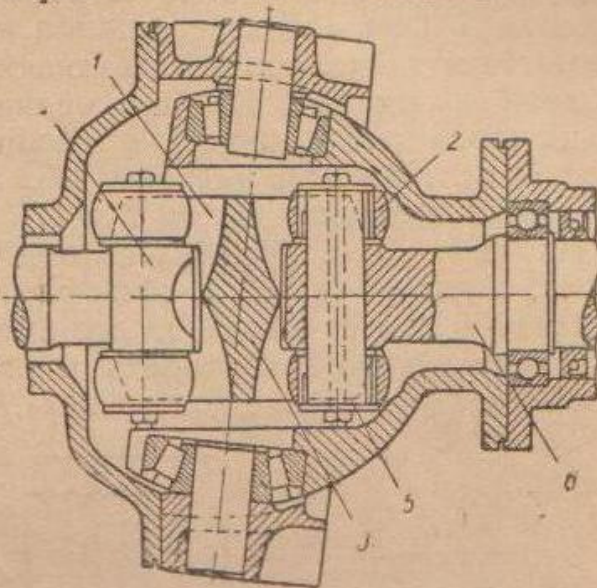
Для предохранения шарниров от попадания в них пыли и грязи на шипы устанавливают сальники, для которых в кулаках и в колпачках выполнены гнезда. Пальцы прикрывают сверху крышками 8, которые привертывают к крестовинам болтами.

Для того чтобы предохранить от загрязнения ссединения шарика с хвостовиком 11 и гнездом отростка *a*, на хвостовик

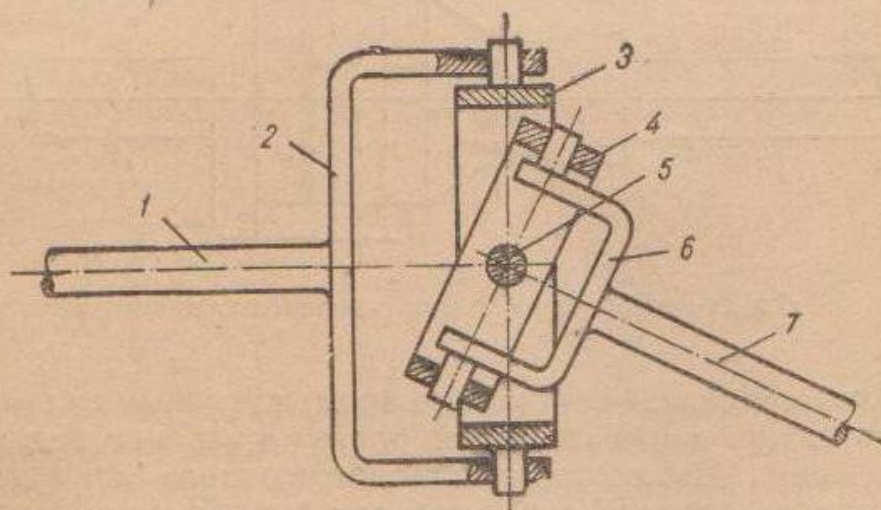
между кулаком и шариком надевают кожаный чехол 10. Открытый конец чехла надевают на отросток *a* и укрепляют на нем проволокой, для чего на отростке сделана канавка.

Шарниры смазываются через отверстия, выполненные в кольце, в колпачках, пальцах и крестовинах.

Подобная же конструкция — кардан Деннис (Denpis), основанная на сдваивании двух карданов Гука, изображена на фиг. 27. Промежуточный очень короткий валик 3 выполнен в виде сдвоенной вилки. В цилиндрические выточки вилки, сделанные вдоль ее оси, входят кулаки вала поворотной цапфы 4 и полуоси 6, имеющие сферическую форму. В отверстиях кулаков укреплены пальцы 5, на концах которых установлены на игольчатых подшипниках ролики 2. Они размещены в прорезях вилки 1 и их удерживают от осевого перемещения шайбы. Полуось и вал поворотной цапфы укрепляют на подшипниках как в осевом, так и в радиальном направлениях.



Фиг. 27. Кардан Деннис.



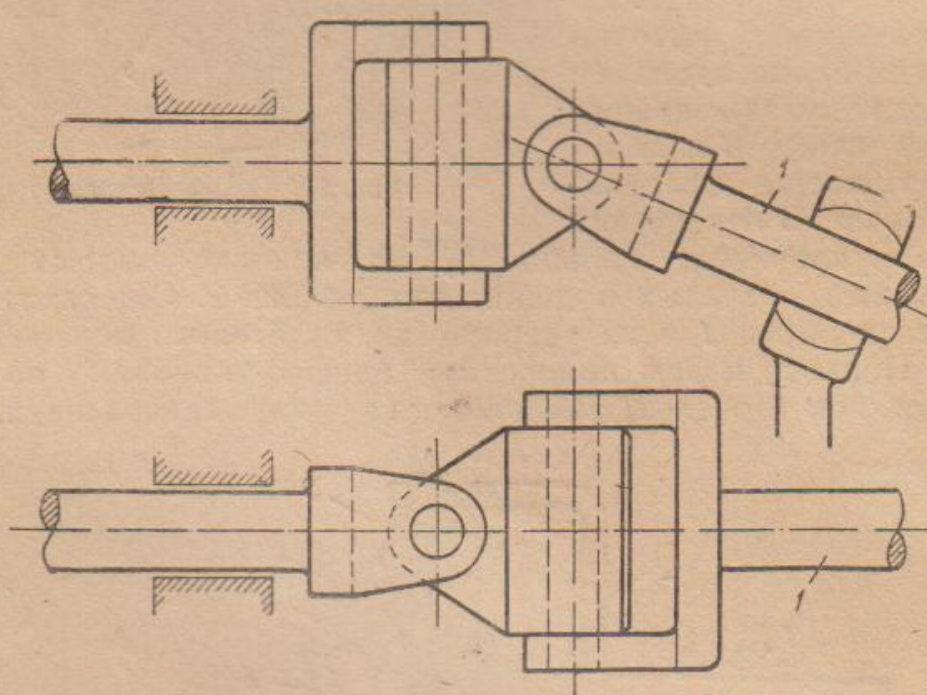
Фиг. 28. Схема кардана без промежуточного вала.

Кардан с промежуточным валиком и делительными рычажками имеет довольно большие габаритные размеры, что несколько ограничивает его применение в приводе к управляемым колесам автомобиля.

Совершенно очевидно, что при ограниченном пространстве длина промежуточного вала должна быть сведена до минимума, и она может быть равна нулю, если промежуточный вал будет заменен одним пальцем. Схема такого кардана изображена на фиг. 28. Вилка 2 ведущего вала 1 имеет гнезда для шипов, кото-

рые выполнены на крестовине 3. На ведомом валу 7 укреплен вилка 6, снабженная шипами, гнезда для которых выполнены в другой крестовине 4. Крестовины 3 и 4 соединены между собой пальцем 5. Оси обеих пар шипов крестовины 3 и вилки 6 пересекаются в точке, соответствующей центру кардана, и находятся в одной плоскости. Палец, соединяющий обе крестовины, проходит через центр кардана и расположен перпендикулярно этой плоскости. При этих условиях обеспечивается равенство угловых скоростей вращения валов 1 и 7.

На фиг. 29 изображена схема кардана с непересекающимися осями, применяемого в сельскохозяйственных машинах. Ведомый вал 1 такого кардана, как известно, описывает при вращении коническую поверхность и его угловая скорость не равна скорости вращения ведущего вала.



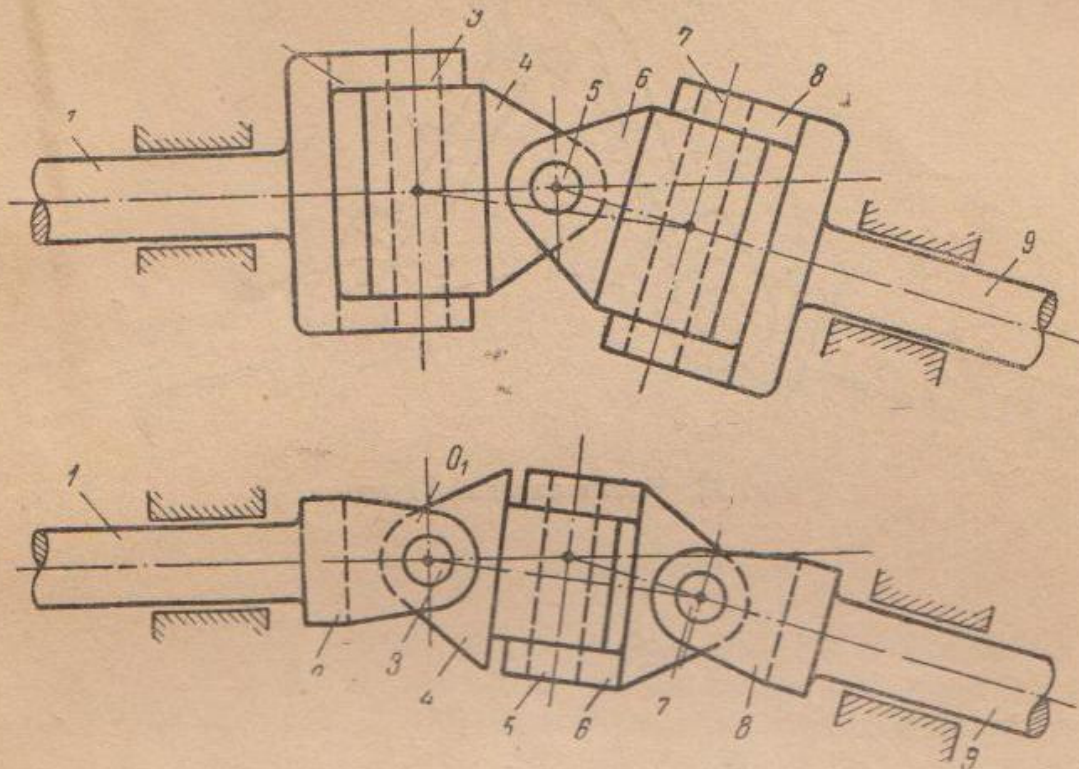
Фиг. 29. Схема одинарного кардана с непересекающимися осями.

Два таких кардана, соединенные промежуточным валом, могут обеспечить получение равных скоростей вращения ведущего и ведомого валов. Сводя длину промежуточного вала до нуля, можно получить кардан малых габаритных размеров с равными угловыми скоростями вращения валов. Схема такого кардана показана на фиг. 30. Вилка 2 ведущего вала 1 при помощи пальца 3 соединена с кулаком 4. Кулак 6 соединен с вилкой 8 ведомого вала 9 пальцем 7. Оба кулака соединены между собой пальцем 5. Отверстия в кулаках 4 и 6 для пальцев 3 и 5, а также 5 и 7 расположены между собой под прямыми углами. При этом условии и симметричных кулаках обеспечивается равенство угловых скоростей вращения валов 1 и 9.

Недостаток этого кардана заключается в том, что при вращении валы получают осевое перемещение. Как видно из фиг. 30, расстояние между точками пересечения осей пальцев 3 и 7 и

валов при одном положении вилок (вверху) меньше этого же расстояния при повороте вилок на 90° (внизу).

Кардан подобного же типа, предложенный проф. Релё (Reuleut), изображен на фиг. 31. Этот кардан получен из двух карданов

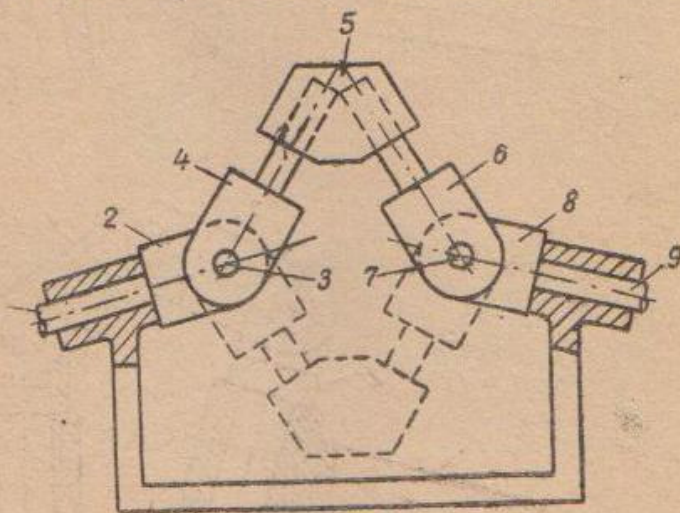


Фиг. 30. Схема сдвоенного кардана с непересекающимися осями.

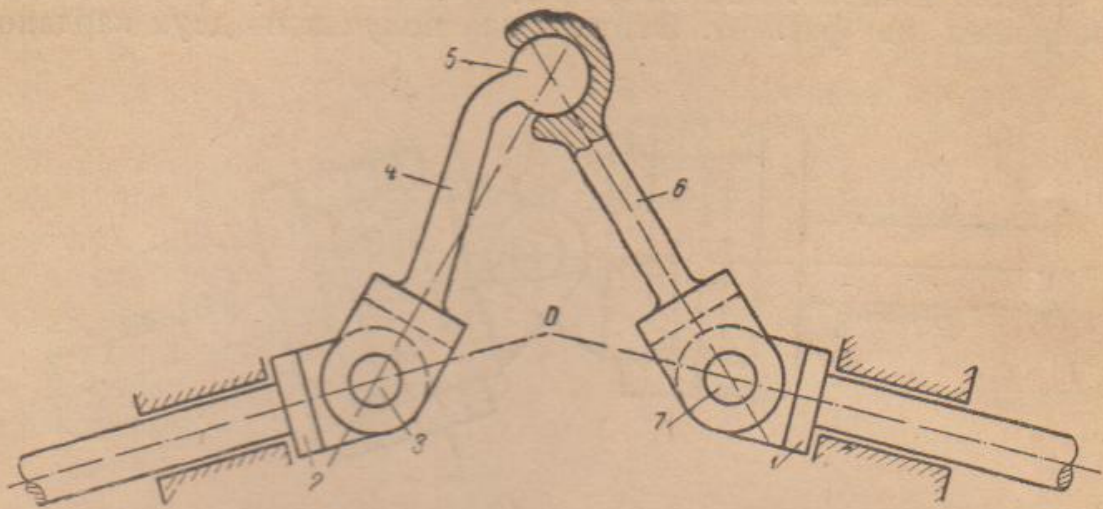
Гука с пересекающимися осями. Кулаки 2 и 8 соединены пальцами 3 и 7 с вилками 4 и 6. Цилиндрические хвостовики этих вилок соединены между собой деталью 5. Для того чтобы кардан работал более надежно, число деталей 4, 6 и 5 можно удвоить, как это и показано пунктирными линиями.

Равенство угловых скоростей вращения ведущего и ведомого валов такой кардан обеспечивает при условии, если расстояния от точек пересечения осей цилиндрических хвостовиков до точек пересечения их с осями валов равны между собой и расположены в одной плоскости.

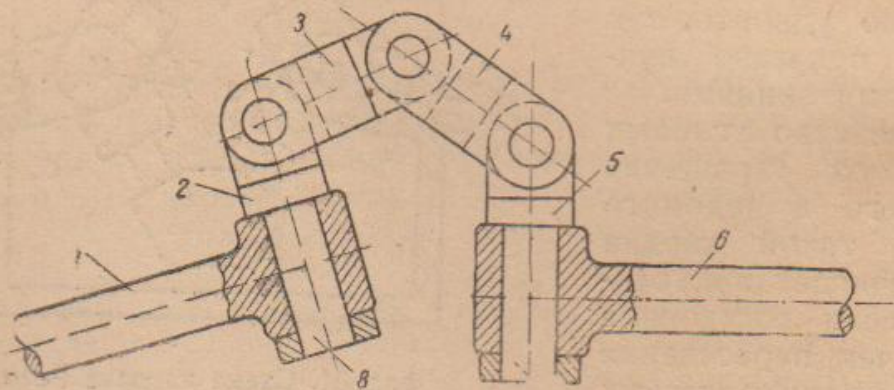
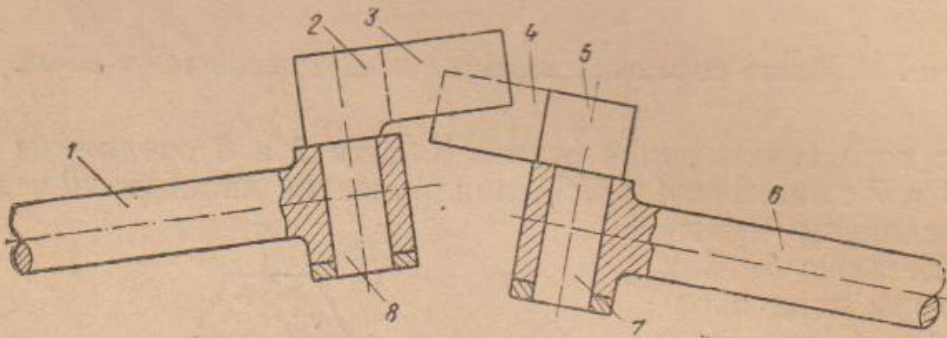
Кардан, несколько напоминающий описанный, предложил Клеменс (фиг. 32). Рычаги 4 и 6, имеющие на концах вилок,



Фиг. 31. Схема кардана Релё.



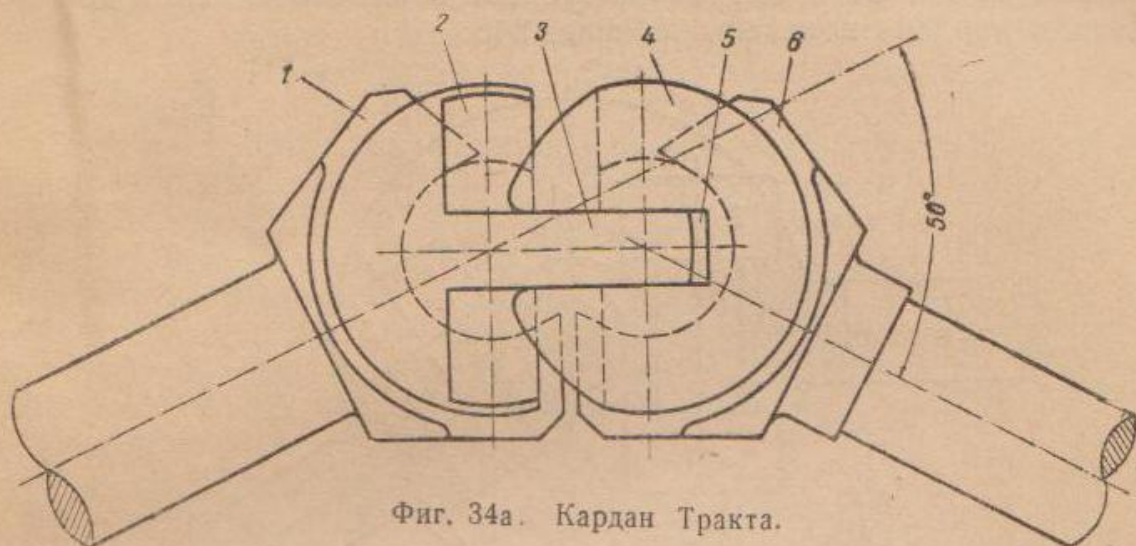
Фиг. 32. Схема кардана Клеменса.



Фиг. 33. Схемы карданов с соединениями в шип и серьгами.

соединены с шипами кулаков 2 и 1 пальцами 3 и 7. Рычаги 4 и 6 соединены между собой шаровым телом 5. Детали 4 и 6 для повышения надежности кардана можно удвоить, как и в кардане Рело.

Указанным условиям удовлетворяют и карданы, схемы которых изображены на фиг. 33. На верхней схеме кулаки 2 и 5

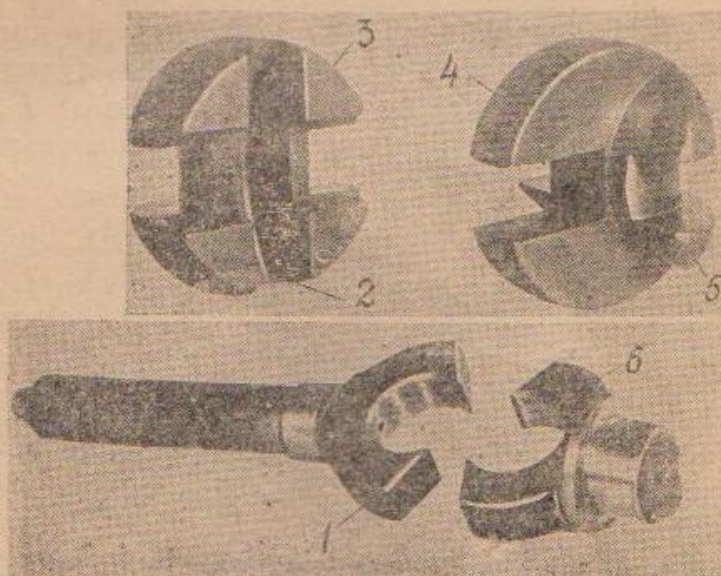


Фиг. 34а. Кардан Тракта.

соединены между собой посредством шипа 4 и прорези 3. На концах валов 1 и 6 кулаки установлены шарнирно на цилиндрических хвостовиках 7 и 8. При этом оси этих шарниров расположены в плоскости шипа и прорези кулаков и перпендикулярны

Фиг. 34б. Детали кардана Тракта:

1, 6 — вилки кардана; 3, 5 — шаровые тела кардана; 2 — паз; 4 — шип.

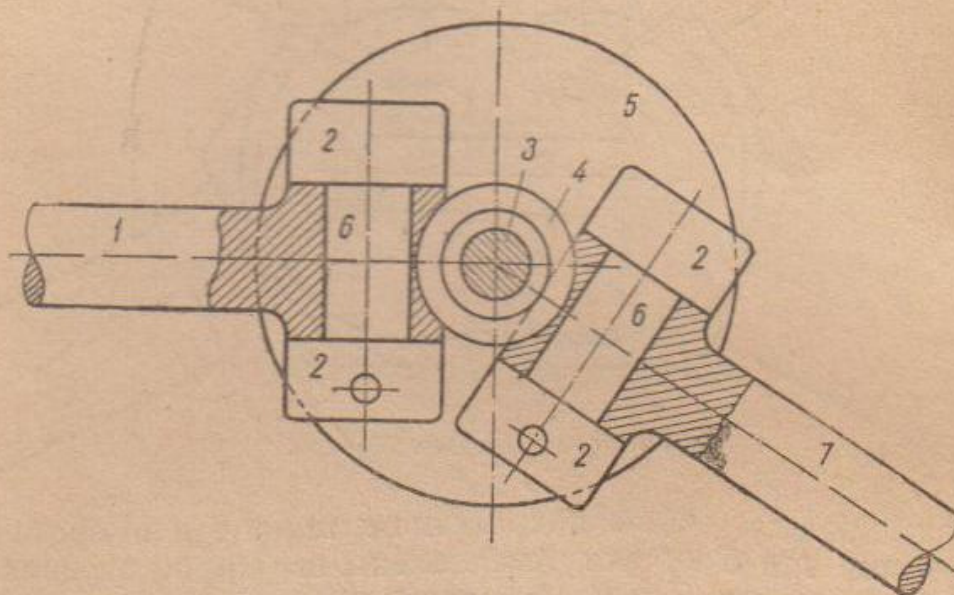


осям соответствующих валов. На нижней схеме кулаки 2 и 5 соединены между собой шарнирными серьгами 3 и 4. На концах валов 1 и 6 кулаки тоже установлены шарнирно на цилиндрических хвостовиках 7 и 8.

На основе этих схем разработан ряд конструкций карданов, обеспечивающих равенство угловых скоростей вращения валов.

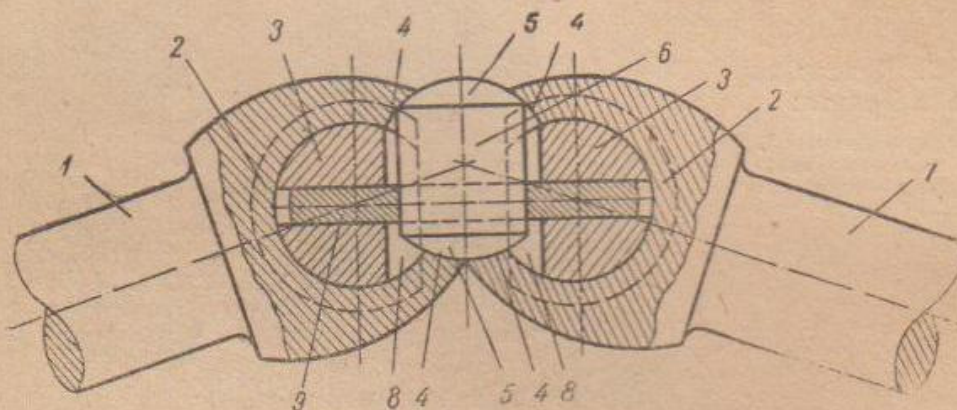
На фиг. 34а изображена конструкция кардана, разра-

ботанная Трактором, основанная на принципе сдваивания шарового кардана. Валы оканчиваются вилками 1 и 6, охватывающими канавки двух тел 2 и 4. Оба тела соединены между собой при помощи шипа 3 на одном и паза 5 на другом теле. При этом плоскости шипа и паза перпендикулярны плоскостям канавок тел и вилкам валов. Этот кардан допускает отклонение валов до 50° . Детали кардана показаны на фиг. 34б.



Фиг. 35. Кардан Миара первого типа.

Миар разработал ряд конструкций карданов, имеющих равные угловые скорости вращения валов. Одна из конструкций карданов Миара показана на фиг. 35. Валы 1 и 7 оканчиваются кулаками с шаровыми углублениями, в которые заходит шар 4. Валы



Фиг. 36. Измененный кардан Миара первого типа.

насажены на оси 6, которые укреплены в ушках 2 двух дисков 5. Шар, расположенный в углублениях кулаков, может скользить по стержню 3, соединяющему оба диска 5.

Два диска можно заменить одним, расположенным в середине кулаков. Конструкция такого кардана изображена на фиг. 36. Кулаки валов 1 и 7 имеют цилиндрические выточки 2, в которые

заходит диск 9. В те же выточки установлены цилиндрические стержни 3 с прорезями, в которые заходит диск 9. Шаровые углубления 4 в кулаках охватывают шаровые торцевые поверхности 5 цилиндра 6, который проходит через отверстие в диске. Этот цилиндр и осуществляет равенство углов отклонения валов 1 и 7 относительно средней плоскости диска 9.

Цилиндрические углубления 8 для цилиндра выполнены и на стержнях 3. Эта конструкция является вариантом первого кардана Миара.

Вторым типом кардана Миара является конструкция с роликами, изображенная на фиг. 37. В этой конструкции валы оканчиваются вилками 1 и 3, лапы которых проходят между роликами промежуточной детали 2. Для того чтобы плоскость роликов более надежно делила пополам угол, составляемый валами, плоскости вилок наклонены к осям валов под углом α . Карданы, основанные на принципе деления угла биссекторной плоскостью.

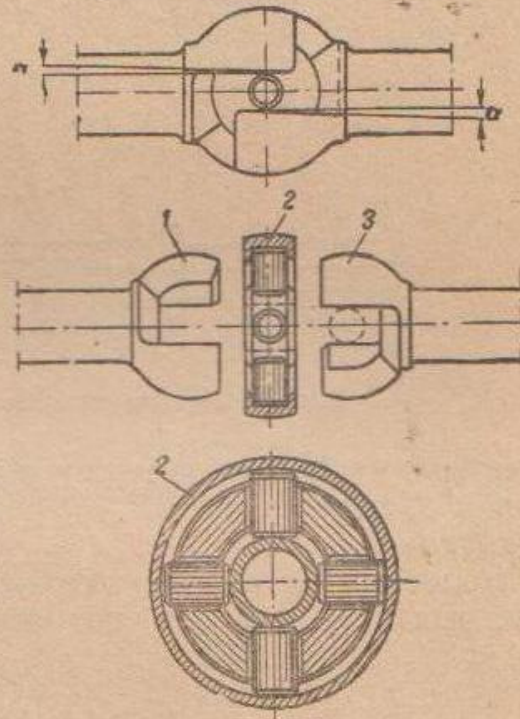
Все описанные выше карданы с равными скоростями вращения валов можно рассматривать, как произошедшие от обыкновенной конструкции кардана Гука, но основанные на принципе сдвигания этого кардана. К недостаткам таких карданов относится то, что в большинстве конструкций положение ведущего и ведомого валов необходимо фиксировать на опорах.

Более поздние конструкции карданов с равными угловыми скоростями вращения валов и рассматриваемые далее основаны на совершенно ином принципе, чем описанные выше. Эти конструкции основаны на принципе деления составляемого валами угла биссекторной плоскостью, в которой расположены точки соприкосновения деталей, передающих усилие от одного вала к другому.

Для получения равных угловых скоростей вращения валов необходимо, чтобы:

1) оси соединяемых карданом валов были расположены в одной плоскости и пересекались в центре кардана;

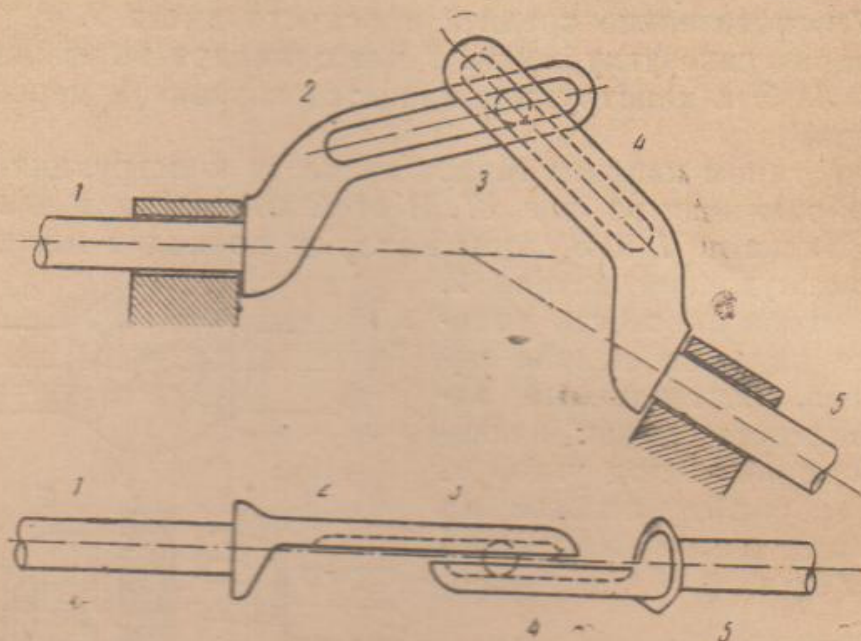
2) плоскость, в которой располагается траектория точек соприкосновения деталей, передающих усилие от одного вала к другому, и являлась биссектором составляемого валами угла наклона с одной стороны, проходила через центр кардана — с другой и, наконец, была перпендикулярна плоскости, в которой располагаются оси соединяемых карданом валов.



Фиг. 37. Кардан Миара второго типа.

На изложенном принципе основаны некоторые конструктивные схемы карданов, имеющих равные угловые скорости вращения валов.

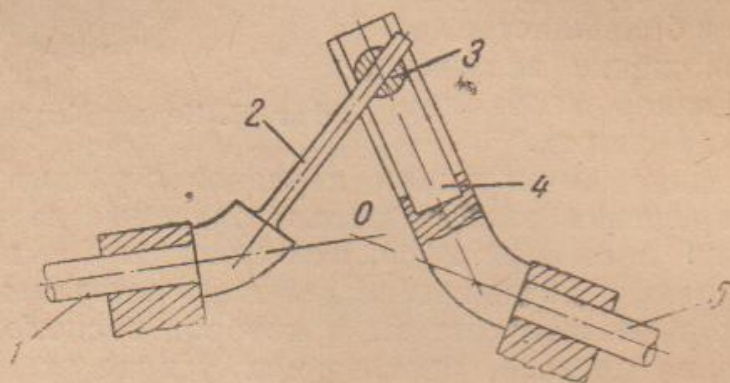
Одна из таких схем изображена на фиг. 38. На валах 1 и 5 укреплены рычаги 2 и 4, в которых имеются канавки с полу-



Фиг. 38. Конструктивная схема кардана с шариком.

круглым профилем. Между рычагами в этих канавках заложен шарик 3, через который и передается движение от одного рычага к другому.

Подобная же схема изображена на фиг. 39. На валу 5 укреплен рычаг 4, по оси которого выполнен цилиндрический паз



Фиг. 39. Вариант схемы кардана с шариком.

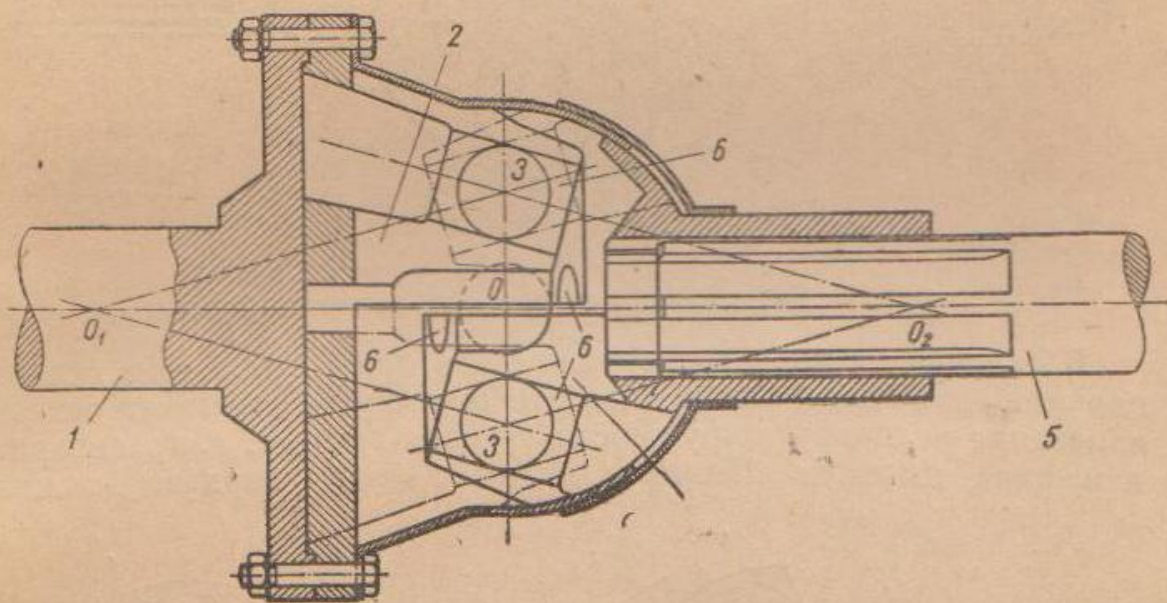
с прорезью. На валу 1 укреплен стержень 2, проходящий через прорези рычага 4. Шар 3 свободно скользит по стержню 2 и в пазу рычага. Таким образом оба рычага связаны посредством шара.

Принципиальная и конструктивная схемы кардана, изображенные на фиг. 38 и 39, осуществлены в кардане Вейса (фиг. 40). На валах 1 и 5 укреплены вилки 2 и 4, с обеих сторон которых выполнены прямолинейные канавки 6 с полукруглым профилем,

Между вилками в канавках расположены четыре шарика 3. Таким образом, здесь мы имеем учетверенную конструктивную схему, изображенную на фиг. 38. В этом кардане усилие передается от одной вилки к другой только двумя шариками, причем одна пара шариков передает усилие одного направления, а другая пара — усилие другого направления. Канавки в вилках кардана выполнены симметрично по отношению к его центру O и во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Благодаря симметричному расположению канавок обеих вилок, при угле γ наклона валов центры шариков и точки их соприкосновения с вилками располагаются в плоскости, которая делит пополам угол, составляемый валами $\pi - \gamma$.

Оси канавок обеих вилок при вращении образуют конические поверхности с вершинами конусов O_1 и O_2 , которые располо-

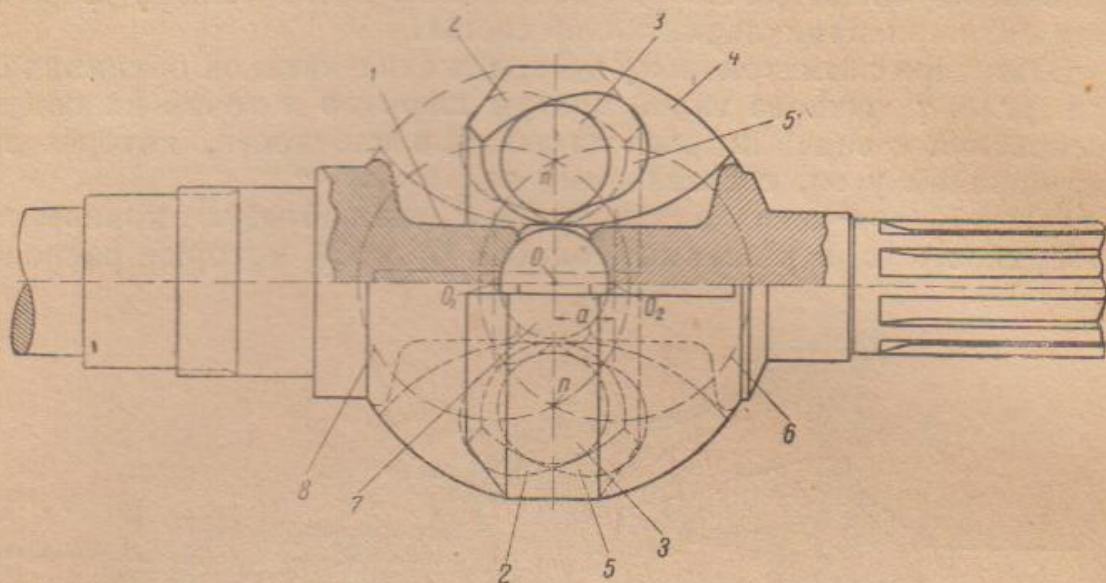


Фиг. 40. Кардан Вейса с прямолинейными канавками.

жены на осях валов. Эти поверхности пересекаются по эллипсу при наклоне валов и по окружности при прямом их расположении. В данном случае эллипс и окружность являются траекториями движения центров шариков. Вилки кардана Вейса могут получать осевое перемещение по отношению друг к другу. При этом величина траектории движения шариков изменяется, но незначительно, так как наклон осей прямолинейных канавок невелик.

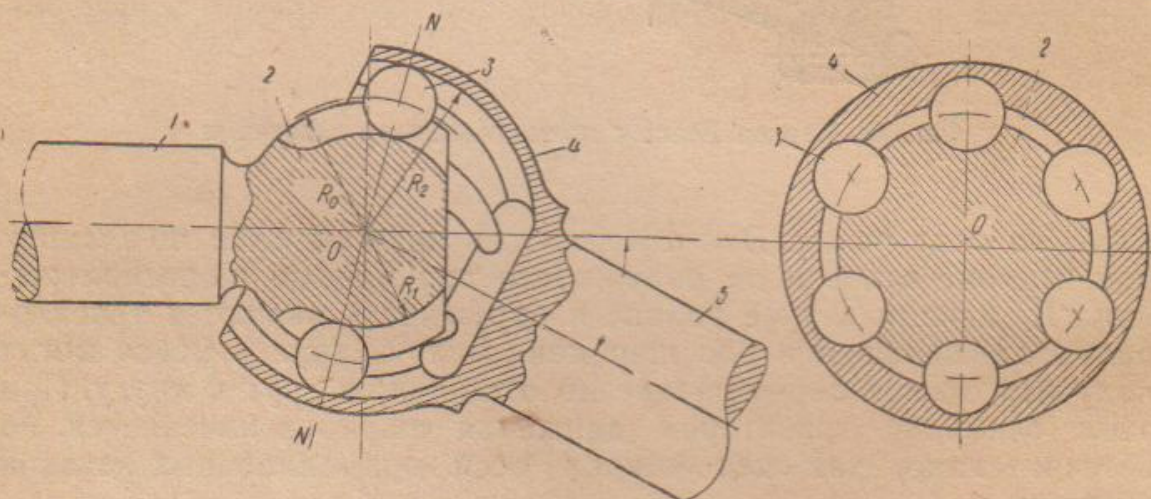
Кардан Вейса с прямолинейными канавками допускает небольшое отклонение валов: $\gamma = 20^\circ$. Значительно больший угол — $\gamma = 40^\circ$ допускает кардан Вейса с криволинейными канавками (фиг. 41). Такой кардан тоже состоит из двух одинаковых вилок 1 и 4, между которыми заложены четыре шарика 3. В отличие от кардана с прямолинейными канавками, здесь канавки 2 и 5 выполнены по окружностям из центров O_1 и O_2 и расположены симметрично во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Оси канавок обеих вилок этого кардана при вращении образуют две сферы 6 и 8, центры которых O_1 и O_2 смещены от центра O кардана на равные расстояния a . Поэтому данные сферы пересекаются между собой по окружности $n-n$, которая и является траекторией движения шариков 3. Здесь усилие передается от одной вилки к другой тоже двумя шариками.



Фиг. 41. Кардан Вейса с криволинейными канавками.

В отличие от первого кардана здесь даже небольшое осевое перемещение одной вилки относительно другой вызывает резкое изменение величины окружности сечения сфер, т. е. траектории движения шариков. Поэтому вилки данного кардана должны



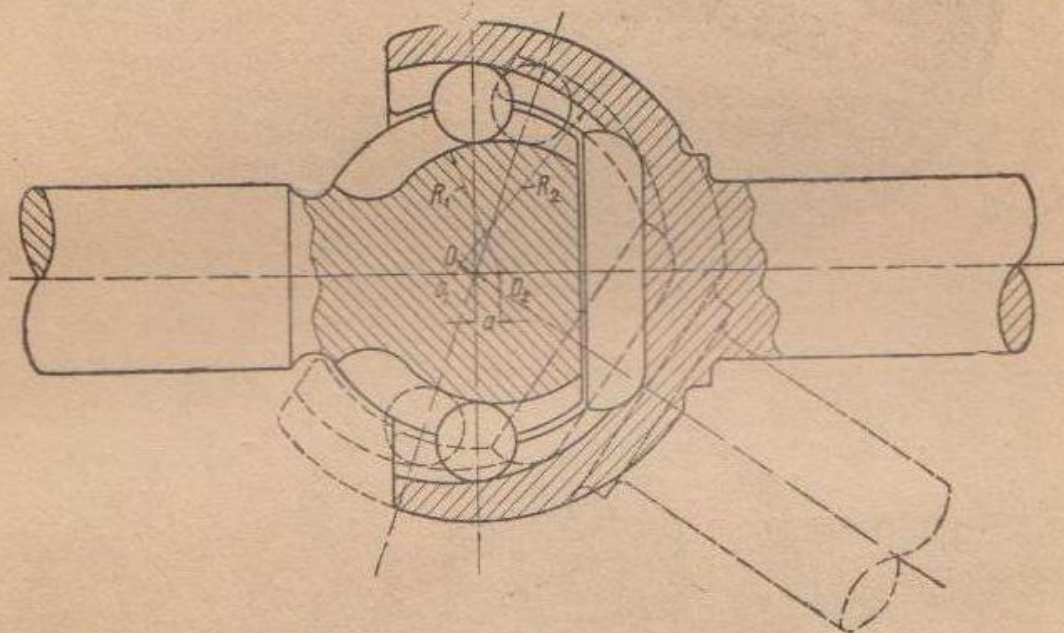
Фиг. 42. Кардан Рзеппа с совпадающими центрами канавок сферических обойм.

быть строго фиксированы по отношению друг к другу. Для этого кроме четырех шариков 3, расположенных в канавках, между торцами вилок установлен пятый шарик 7, препятствующий сближению вилок.

На фиг. 42 изображен кардан с шариками конструкции Рзеппа. Этот кардан по устройству значительно отличается от кардана

Вейса. На внутренней поверхности наружной сферической обоймы 4 вала 5 имеется шесть меридиональных канавок с полукруглым профилем. Плоскости, в которых располагаются оси канавок, проходят через ось вала и обойму. Такие же канавки имеет на наружной поверхности внутренняя обойма 2, выполненная на валу 1. Оба центра канавок сферических обойм совпадают с центром кардана. В канавках между обоймами заложены шесть шариков 3, причем шарики располагаются в плоскости $N-N$, проходящей через центр кардана. В этом кардане усилие от одной обоймы к другой передается через все шесть шариков и в обоих направлениях действия крутящего момента.

При отклонении вала 5 на некоторый угол γ шарики перекатываются по лункам обеих обойм и плоскость $N-N$, в которой

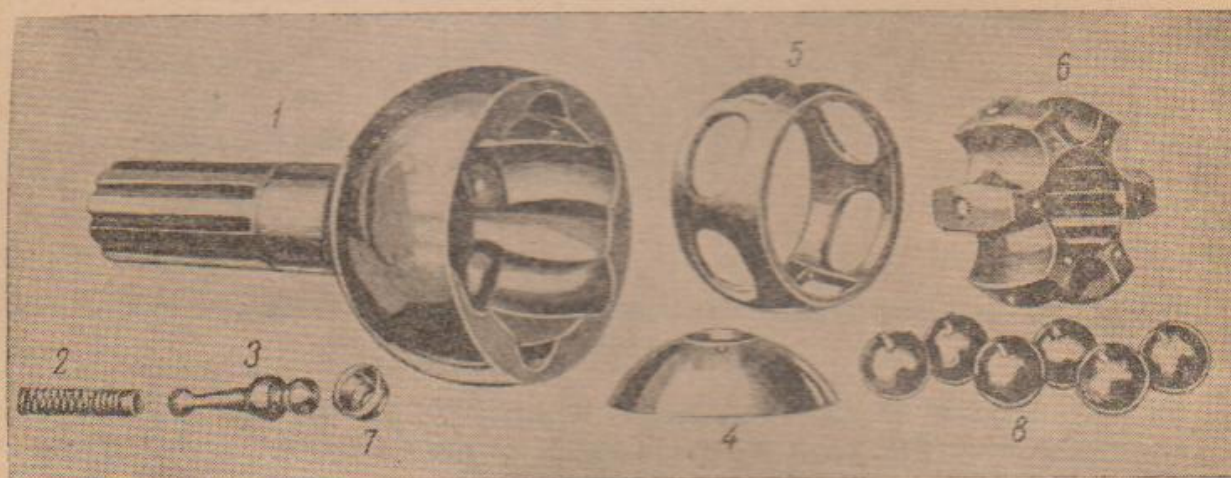
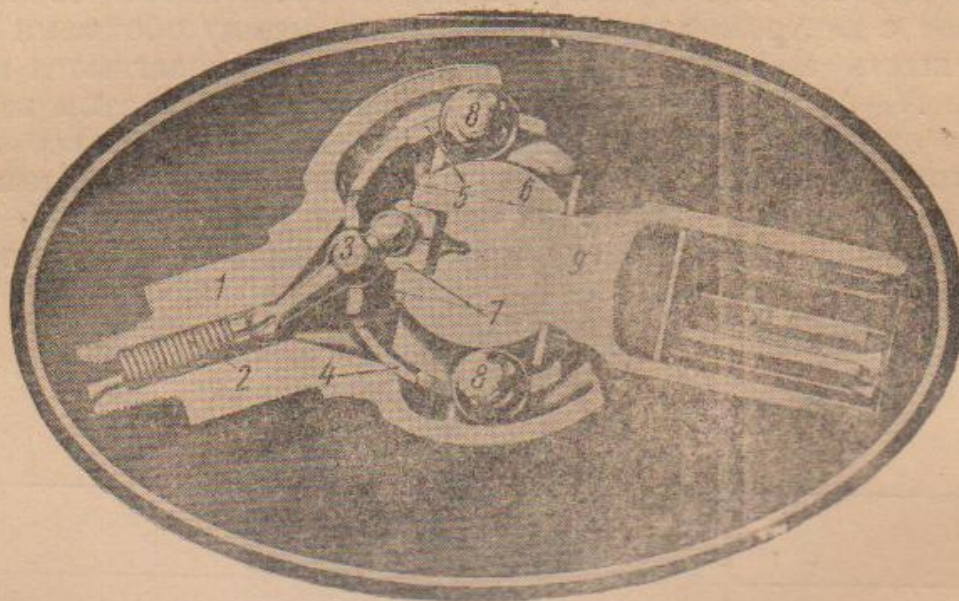


Фиг. 43. Кардан Рзеппа со смещенными центрами канавок сферических обойм.

располагаются их центры, делит в некотором отношении составляемый валами угол $\pi-\gamma$. Такой кардан не обеспечивает равенства угловых скоростей вращения валов, так как плоскость центров шариков при перекатывании не делит пополам составляемого валами угла. Этот недостаток в некоторой степени устранен в кардане Рзеппа со смещенными центрами канавок (фиг. 43). При таком смещении получается, что при отклонении одного вала относительно другого одни шарики перекатываются по лункам внутренней сферы с увеличивающимся начальным радиусом, а противоположные им шарики по лункам с уменьшающимся радиусом относительно центра кардана O , приближая расположение плоскости центров шариков к биссекторной плоскости.

Как при совпадающих центрах канавок с центром кардана, так и при смещенных, расположение центров шариков в одной плоскости не обеспечивается. Соприкосновение шариков в различных лунках может происходить в разных точках. Иными словами, радиусы качения шариков по лункам могут быть раз-

личны, а следовательно, и различны пути перекачивания их центров. Так как профиль, образуемый каждым двумя канавками на обоймах, при смещенных центрах имеет переменное сечение по длине дуги, то при указанном условии перекачивания шариков возможно их защемление в одних канавках или выпадание в других.



Фиг. 44. Кардан Рзеппа с сепаратором и делительным рычажком и его основные детали.

Для того чтобы обеспечить расположение центров шариков в одной плоскости, между сферами обойм устанавливают сепаратор 5 с отверстиями для шариков. При различных радиусах качения шариков, но при наличии сепаратора между шариками и канавками в отдельных точках их соприкосновения происходит скольжение.

Даже при смещении центров канавок относительно центра кардана деление пополам угла, составляемого валами, не обеспечивается полностью. Это требует установки делительного рычажка, который обеспечивал бы расположение плоскости цент-

ров шариков в биссекторной плоскости. Конструкция кардана Рзеппа с сепаратором для шариков и делительным рычажком и основные его детали изображены на фиг. 44. Здесь шесть шариков 8, заложенные в лунках обойм 1 и 6, располагаются в гнездах сепаратора 5, установленного между обоймами. Между валами 1 и 9 установлен делительный рычажок 3. В торце ведомого вала 9 установлена пробка 7 со сферическим гнездом для шарика делительного рычажка 3.

Второй конец рычажка 3 (его шарик) расположен в цилиндрическом гнезде ведущего вала 1. Рычажок 3 прижимается к гнезду пробки 7 пружиной 2. В торец сепаратора 5 упирается сферическая чашка 4, через которую проходит рычажок 3. Средний его шарик помещается в гнезде чашки без зазора. Сферическая чашка своей внешней поверхностью скользит по фиксирующей поверхности обоймы 3.

При отклонении ведомого вала 9 относительно ведущего 1 на некоторый угол делительный рычажок 3 тоже отклоняется, но в обратную сторону. При этом средний его шарик перемещает сферическую чашку 4, которая перемещает сепаратор 5, а вместе с ним по канавкам сферических обойм движутся (перекатываются) и шарики 8.

Таким образом установка центров шариков в плоскости, делящей пополам составляемый валами угол $\pi - \gamma$, производится принудительно. При этом между деталями происходит некоторое скольжение.

5. Смазка карданных механизмов

Поверхности карданного механизма, между которыми происходит скольжение или качение, должны быть обеспечены смазкой, а также предохранены от утечки масла и от попадания пыли. Смазку вводят в специальный кожух, в котором расположен кардан, или в крестовину, для чего среднюю ее часть выполняют пустотелой. Для предохранения трущихся поверхностей от пыли и утечки масла в кардане применяют уплотнители и сальники.

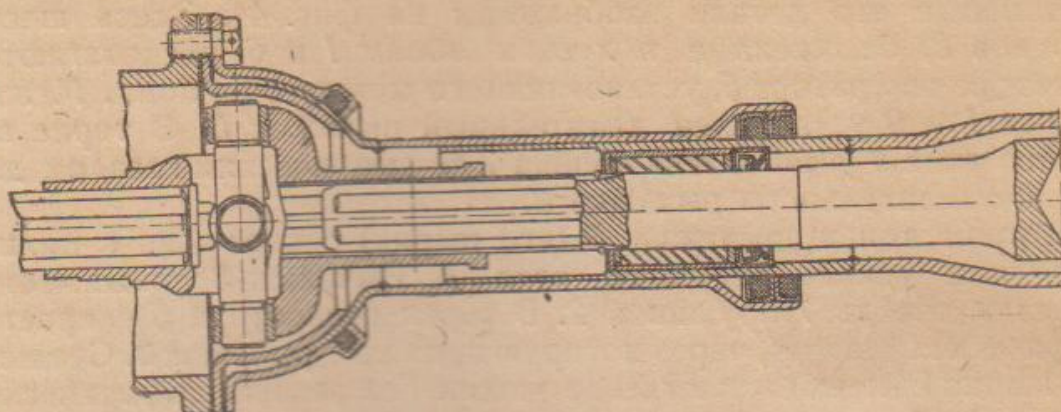
В кардане с колоколом (см. фиг. 3) смазку вводят через масленку во внутреннюю часть колокола. Для предотвращения утечки масла и попадания пыли на закраины колокола и карданный вал надевают мягкий чехол.

В шаровом кардане (см. фиг. 5) смазку вводят через масленку в полость шарового колпака. От попадания пыли предохраняет мягкий чехол, прикрепленный к шаровому колпаку и карданному валу.

Кардан автомобиля ГАЗ-А (см. фиг. 11) помещается в шаровом кожухе, который укрепляют к поперечине рамы. Кожух состоит из двух неподвижных наружного и внутреннего колпаков, между которыми скользит средний подвижной колпак, выполненный за одно целое с карданной трубой.

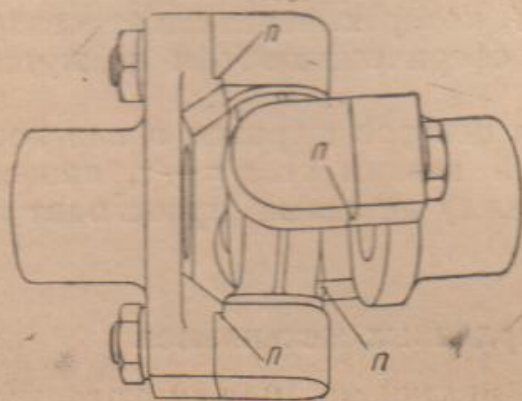
Общий вид кардана в шаровом кожухе, применяемого на автомобилях ГАЗ и М-1, изображен на фиг. 45. Для предохранения по-

верхностей от попадания пыли между наружным неподвижным колпаком и средним подвижным введена уплотнительная набивка.

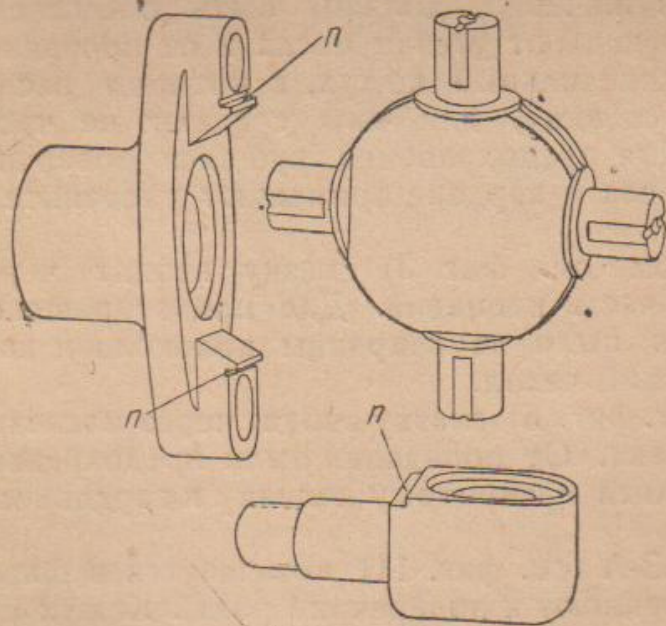


Фиг. 45. Кардан в шаровом кожухе, применяемый на автомобиле М-1.

В кардане автомобиля ЗИС-5 (см. фиг. 12) к фланцу вилки прикреплен шаровой колпак 1, к которому с внутренней стороны пружина 5 прижимает отражатель 3.



С наружной стороны к шаровому колпаку пружиной 4 прижата крышка 2 с пробковым уплотнителем. В отличие от невращающегося колпака автомобиля ГАЗ, здесь все три детали 1, 2, 3 вращаются вместе с карданом.



Фиг. 46. Детали кардана Кливленд.

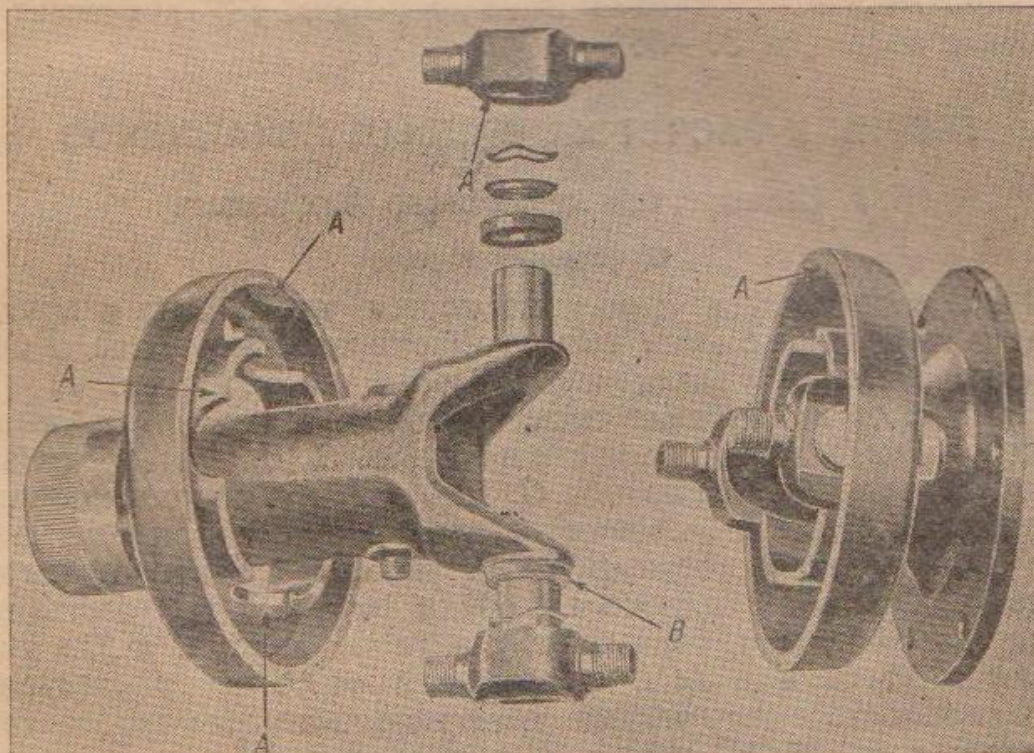
В кардане Кливленд, изображенном на фиг. 13, смазку вводят в полость крестовины через отверстия, выполненные в отростках колпачков. Под действием центробежной силы, возникающей при вращении, смазка поступает к трущимся поверхностям шипов. Для обеспечения надежной их смазки на торцах шипов крестовины сделаны канавки, а на цилиндрических поверхностях шипов — лыски, расположенные

против канавок. Детали такого кардана изображены на фиг. 46.

В кардане Механик Мэшин К⁰ (см. фиг. 10) смазка вводится (через отверстия в кольце) во внутреннюю его часть, а для предотвращения утечки и попадания пыли между шипами и отверстиями для них во втулках, в кольцах установлены сальники. Детали этого кардана изображены на фиг. 47.

В карданах Auto-Products Co с шариками (см. фиг. 15) смазку вводят под пробки, ввернутые в вилки. Для предотвращения утечки масла установлены у оснований шипов сальники.

В игольчатых карданах Спайсер (см. фиг. 16) смазка поступает через масленку 6 в крестовину 1 до полного заполнения маслом каналов 3 и 4, выполненных во всех шипах крестовины,



Фиг. 47. Детали кардана Механик Мэшин К⁰.

а также пространства между иголками. Избыток масла выходит через клапан 2. Для предотвращения утечки масла на шипах установлены сальники 5, прижимаемые к колпачкам с иголками.

Количества масла, заполняющего каналы, вполне достаточно для продолжительной работы кардана без пополнения смазки.

В карданах с шаровыми колпаками для смазки масло при вращении кардана увлекается им и разбрызгивается по всей внутренней поверхности колпака.

Во вращающихся колпаках такое же состояние смазки вызывается центробежной силой. При этом смазка трущихся поверхностей кардана не обеспечивается, а при тяжелых условиях работы кардана они начинают разрушаться. В тех конструкциях карданов, где смазкой заполняется полость крестовины (кардан Кливленд, фиг. 13, игольчатый кардан Спайсер — фиг. 16), масло поступает на рабочие поверхности через отверстия, выполнен-

ные в шипах. При этом масло поступает под давлением центробежной силы, возникающей при вращении кардана.

Таким образом, с увеличением скорости вращения кардана смазка его трущихся поверхностей улучшается.

Наличие шарового колпака для смазки значительно снижает величину угла отклонения ведомого вала относительно ведущего. В карданах ЗИС-5 (фиг. 12) угол отклонения валов не превышает 15° .

Значение этого угла ограничивается главным образом размерами отверстия в шаровом колпаке и диаметром втулки ведомой вилки. В конструкциях, где шаровой колпак отсутствует, значение угла наклона валов значительно превосходит указанное для кардана ЗИС-5. Кардан Кливленд (фиг. 13) допускает отклонение валов до $30-35^\circ$.

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ КАРДАНЫХ МЕХАНИЗМОВ

1. Кинематика карданного механизма

Одинарный кардан

Валы, расположенные под некоторым углом друг к другу и соединенные при помощи четырехшарнирного карданного механизма, вращаются с различными угловыми скоростями.

На фиг. 48 изображена схема карданного механизма, выполненного в виде двух вилок с шипами A, C, B, D и охватывающего все четыре шипа кольца G . Шипы A и C перемещаются по окружности $ANCM$ (назовем ее первой окружностью), а шипы B и D — по окружности $BNDMB$ (назовем ее второй окружностью). При этом плоскости обеих окружностей составляют между собой угол γ , равный углу наклона валов 1 и 2 , и пересекаются по прямой MN , проходящей через центр кардана O .

Зависимость между углами поворота одного вала относительно другого акад. Е. А. Чудаков определяет из геометрических построений. Этим методом мы и пользуемся в своей работе.

При повороте ведущего вала 1 на угол α в сторону, указанную стрелкой, шип A от вертикальной оси $I-I$ перемещается по первой окружности в положение A , указанное на фиг. 48. При этом ведомый вал 2 поворачивается на угол β , а шип B от горизонтальной оси $II-II$ перемещается по второй окружности в положение B .

Откладываем на первой окружности от точки M угол α . Получаем точку F , которая отстоит от точки A на угол $\angle AOF$, равный 90° .

Дуга AB представляет собой квадрант кольца кардана, вследствие чего угол $\angle AOB$ тоже является прямым.

Проведя три плоскости: 1) через прямые BO и AO и квадрант AB , 2) через прямые OF и OA и квадрант AF , 3) через прямые OB и OF и дугу BF , нетрудно убедиться, что плоскость BOF перпендикулярна плоскостям BOA и FOA . Опустив на плоскости BOF из точки B на прямую OF перпендикуляр BE и на плоскости BOA из той же точки на прямую OM перпенди-



куляр BK и соединив точки E и K прямой, получаем пространственную фигуру — пирамиду $OBKE$.

Так как BE перпендикулярна к плоскости $OЕК$ и прямым EO и EK , треугольник $ОКЕ$ является проекцией треугольника OKB с прямым углом при вершине K . Поэтому угол $ОКЕ$ тоже прямой.

Угол между двумя перпендикулярами BK и EK к прямой CM равняется γ , т. е. углу, составленному валами 1 и 2. В полученной пирамиде $OBKE$ имеем гранями следующие прямоугольные треугольники: BKO и EKO с прямым углом при вершине K ; BEK и BEO с прямым углом при вершине E .

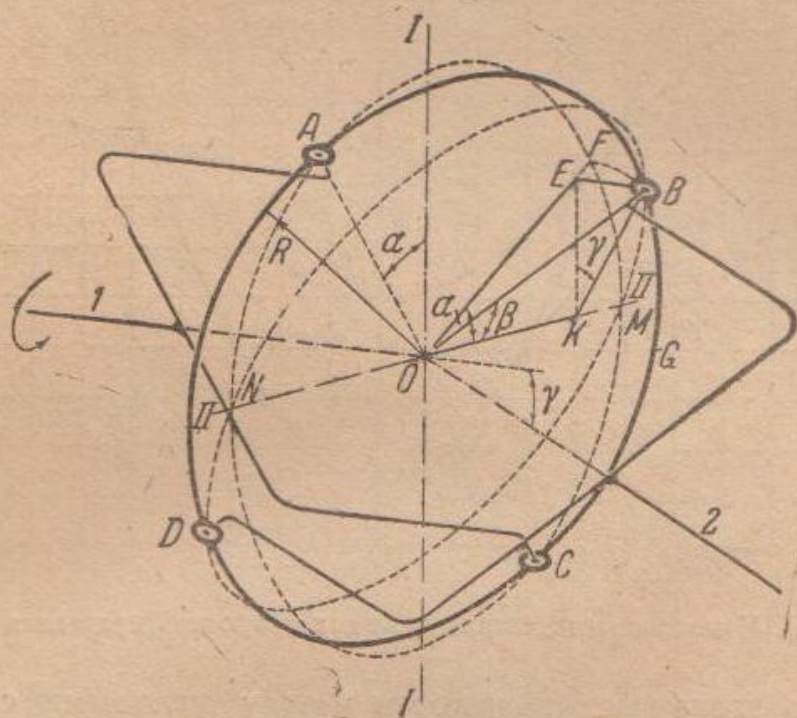
Из этих треугольников имеем:

$$EK = OK \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$EK = KB \cdot \cos \gamma;$$

$$OK = OB \cdot \cos \beta = R \cdot \cos \beta;$$

$$KB = OB \cdot \sin \beta = R \cdot \sin \beta.$$



Фиг. 48. Схема кардана для определения зависимости между углами поворота валов.

Решая их совместно, получаем

$$OK \cdot \operatorname{tg} \alpha = KB \cdot \cos \gamma; \quad R \cdot \cos \beta \cdot \operatorname{tg} \alpha = R \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma$$

или

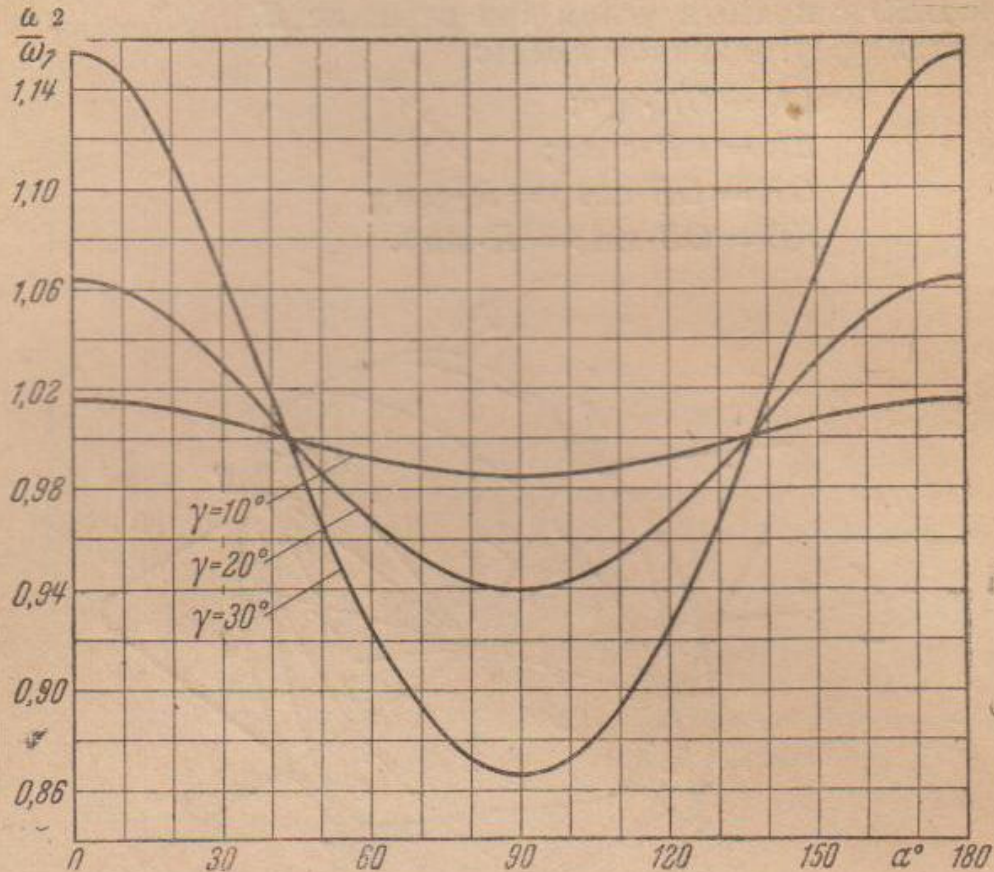
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}. \quad (1)$$

Этот метод определения зависимости между углами поворота валов, основанный на геометрическом построении, является более простым и наглядным для читателя. При выводе данного уравнения начало отсчета угла поворота шипа в вилки ведущего вала принято от вертикальной оси при расположении осей валов в вертикальной плоскости.

Принимая начало отсчета от горизонтальной оси, при котором $\alpha' = \frac{\pi}{2} + \alpha$, получаем:

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} + \alpha \right)}{\cos \gamma} = - \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{\cos \gamma}.$$

Эту зависимость приводят Л. Г. Лойцянский и Лурье в теоретической механике.



Фиг. 49. Изменение отношения угловых скоростей вращения валов.

Для определения зависимости между угловыми скоростями вращения ведущего и ведомого валов дифференцируем уравнение (1) по времени t .

$$\frac{d\beta}{\cos^2 \beta \cdot dt} = \frac{d\alpha}{\cos \gamma \cdot \cos^2 \alpha \cdot dt}$$

или

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{\cos^2 \beta}{\cos \gamma \cdot \cos^2 \alpha}.$$

В этом уравнении $\frac{d\beta}{dt}$ представляет собой угловую скорость вращения ведомого вала ω_2 , а $\frac{d\alpha}{dt}$ — угловую скорость вращения ведущего вала ω_1 . Подставляя эти значения, получаем:

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{\cos^2 \beta}{\cos \gamma \cdot \cos^2 \alpha}. \quad (1a)$$

Заменяя в тригонометрическом соотношении $\cos^2 \beta = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}$ значение $\operatorname{tg}^2 \beta = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \gamma}$, получаем:

$$\cos^2 \beta = \frac{\cos^2 \gamma}{\cos^2 \gamma + \operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

Подставляя последнюю зависимость в уравнение угловых скоростей (1а), получаем:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma}. \quad (2)$$

Изменение отношения угловых скоростей в зависимости от угла поворота ведущего вала α изображено на фиг. 49 в виде кривых для трех значений угла наклона валов γ .

Из этой диаграммы видим, что скорость вращения ведомого вала ω_2 не равняется скорости вращения ведущего вала ω_1 и систематически меняется в процессе каждого оборота. За первую четверть оборота ведомый вал опережает ведущий, затем отстает от него за вторую и третью четверти, потом снова опережает за последнюю (четвертую) четверть.

Двойной кардан

В автомобильной технике широко применяют карданную передачу с двумя карданными механизмами. В этой передаче



Фиг. 50. Схема карданной передачи с двумя карданами

между ведущим валом (валом коробки) и ведомым валом (валом ведущей шестерни главной передачи) установлен промежуточный вал — карданный, соединенный с ведущим и ведомым валом двумя карданами. Таким образом, по концам карданного вала находятся две вилки карданов.

Труды акад. Е. А. Чудакова содержат данные исследования кинематики карданной передачи с двумя карданами при различных углах, составляемых валами, и при различном взаимном расположении вилок карданного вала. Эти данные приводим в нашей работе.

На фиг. 50 изображена схема карданной передачи с двумя карданами. При повороте ведущего вала 1 на угол α карданный вал 3 поворачивается на угол φ . Ведомый вал 2 поворачивается при этом на угол β от начального положения. Пусть,

далее, угол, составляемый валами 1 и 3, равняется γ_1 , а угол, составляемый валами 2 и 3, равняется γ_2 .

Для вывода уравнения общего случая считаем, что вторая вилка карданного вала смещена относительно первой в сторону вращения на угол θ .

Принимаем вертикальную ось вилки вала 1 за исходное положение. Тогда первая вилка карданного вала 3 будет смещена относительно вилки вала 1 на угол $\frac{\pi}{2}$, а вторая вилка карданного вала смещена на угол $\frac{\pi}{2} + \theta$.

Для ведомого вала 2 вторая вилка карданного вала является теперь ведущей и составляет с вилкой ведущего вала угол $\frac{\pi}{2} + \varphi + \theta$.

Смещение второй вилки карданного вала на угол θ вызывает соответствующее смещение вилки ведомого вала 2 на угол ψ .

Таким образом вилка вала 2 расположена по отношению к вилке ведущего вала под углом $\frac{\pi}{2} + \beta + \psi$.

Отсюда получаем соотношение между углами поворота карданного и ведомого валов:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varphi + \theta\right) = \cos \gamma_2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \beta + \psi\right)$$

или

$$\operatorname{tg}(\varphi + \theta) \cdot \cos \gamma_2 = \operatorname{tg}(\beta + \psi).$$

Раскрывая скобки, получаем

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \theta}{1 - \operatorname{tg} \varphi \cdot \operatorname{tg} \theta} \cdot \cos \gamma_2 = \frac{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \psi}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg} \psi}. \quad (3)$$

Между углами α и φ имеем соотношение

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1}.$$

Зависимость между углами θ и ψ на основании тех же рассуждений определяем из выражения

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right) = \cos \gamma_2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \psi\right)$$

или

$$\operatorname{tg} \theta \cdot \cos \gamma_2 = \operatorname{tg} \psi.$$

Подставив значения $\operatorname{tg} \varphi$ и $\operatorname{tg} \psi$ в уравнение (3), получаем:

$$\frac{\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1} + \operatorname{tg} \theta}{1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1} \cdot \operatorname{tg} \theta} \cdot \cos \gamma_2 = \frac{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \gamma_2}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \gamma_2}$$

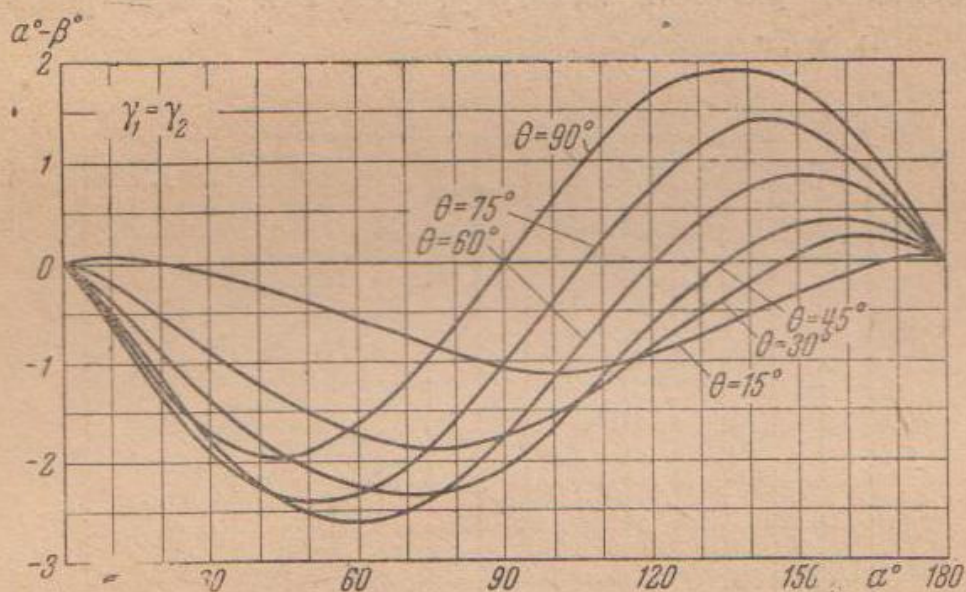
или

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha \cos \gamma_2 (1 + \operatorname{tg}^2 \theta)}{\cos \gamma_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \theta \cos^2 \gamma_2) - \sin^2 \gamma_2 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \theta}. \quad (4)$$

Для того чтобы установить влияние угла θ на соотношение между углами α и β , принимаем $\gamma_1 = \gamma_2$ и определяем разность углов α и β при $\theta = 15; 30; 45; 60; 75$ и 90° в зависимости от угла α .

Кривые изменения разности углов α и β в зависимости от величины α при разных значениях θ изображены на фиг. 51.

По мере увеличения угла θ максимальное значение разности углов α и β растет, а следовательно, увеличивается и неравномерность вращения ведомого вала 2 относительно ведущего вала 1. Максимальное значение разности углов α и β , а следовательно, и неравномерности, получается при смещении второй вилки карданного вала относительно первой его вилки на угол $\theta = 60^\circ$. Если $\theta = 0$, то при условии $\gamma_1 = \gamma_2$ разность между углами α и β , а также неравномерность получаются равными нулю.



Фиг. 51. Влияние угла смещения вилок карданного вала.

Для того чтобы установить, как влияют значения углов γ_1 и γ_2 на неравномерность вращения вала 2, принимаем угол смещения второй вилки карданного вала равным нулю.

Для этого случая уравнение (4) принимает вид

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}. \quad (5)$$

Это уравнение создает связь между четырьмя величинами. Путем дифференцирования устанавливается, при каком значении α получается максимальное значение разности между углами α и β . Из уравнения (5) определяем

$$\beta = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \right].$$

Тогда уравнение разности между углами примет вид:

$$\alpha - \beta = \alpha - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \right].$$

Дифференцируя это уравнение по $d\alpha$, получаем:

$$\frac{d(\alpha - \beta)}{d\alpha} = 1 - \frac{\cos \gamma_2 \cdot \cos \gamma_1}{\cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma_1 + \cos^2 \gamma_2 \sin^2 \alpha}$$

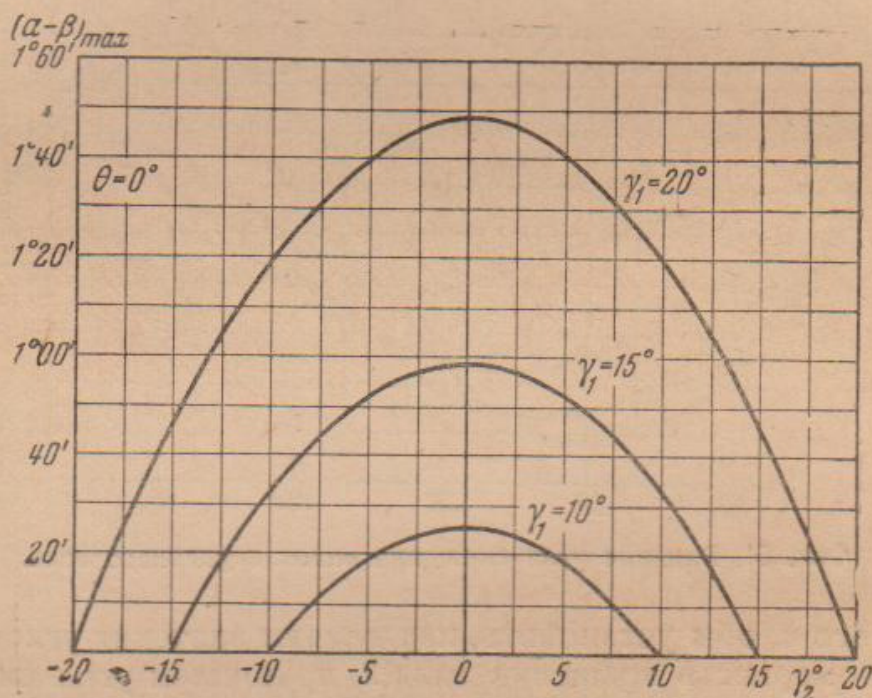
Максимальное значение $(\alpha - \beta)$ получается при условии

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma_1 + \cos^2 \gamma_2 \sin^2 \alpha.$$

Заменяя $\cos^2 \alpha$ через $1 - \sin^2 \alpha$, получаем:

$$\sin^2 \alpha = \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_1 + \cos \gamma_2}.$$

При средних значениях углов γ_1 и γ_2 угол α близок к 45° . Принимая этот угол постоянным, на основании уравнения (5) устанавливаем разность между углами α и β при различных значениях γ_1 и γ_2 .



Фиг. 52. Влияние углов наклона ведущего и ведомого валов с карданным.

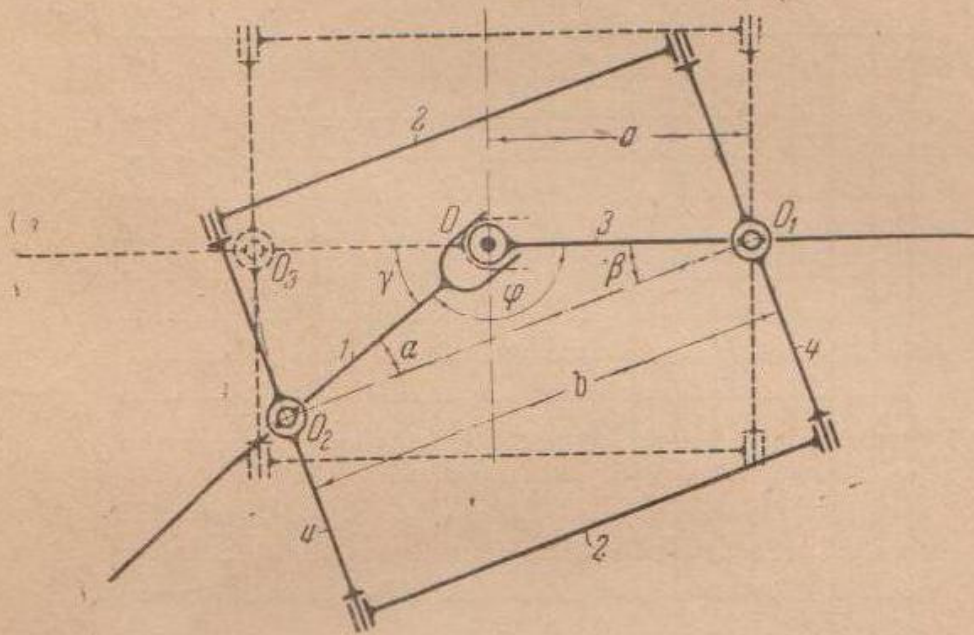
На фиг. 52 изображены кривые изменения разности углов α и β при $\theta = 0$ в зависимости от изменения угла γ_2 , при различных углах γ_1 . Отсюда находим, что разность между углами α и β , а следовательно, и неравномерность вращения ведомого вала 2 относительно ведущего вала 1 тем больше, чем больше разность между углами γ_1 и γ_2 .

При условии $\gamma_1 = \gamma_2$ разность $\alpha - \beta = 0$. В этом случае ведомый вал 2 вращается с той же скоростью, что и ведущий вал 1. При этом явление остается тем же, вне зависимости от знака при γ_2 . Это означает, что ведомый вал 2 вращается равномерно при отклонении его в любую сторону относительно карданного вала при равенстве углов γ_1 и γ_2 .

Сдвоенный кардан

Равенство углов наклона валов γ_1 и γ_2 в сдвоенном кардане обеспечивают при помощи делительных рычажков.

Делительные рычажки применяют в сдвоенных карданах для того, чтобы при повороте поворотной цапфы на любой угол обеспечить равные углы наклона оси промежуточного вала с осями полуоси и вала цапфы. Схема кардана Механик с делительными рычажками изображена на фиг. 53. Сплошными линиями обозначено положение кардана, когда цапфа повернута, а пунктирными линиями — прямое положение цапфы. Отросток полуоси 3 заканчивается шариком, для которого в отростке вала цапфы 1 выполнено гнездо. В сдвоенной вилке 2 с обеих сторон имеются гнезда для шипов двух крестовин 4. Вторые шарниры кресто-



Фиг. 53. Схема делительных рычажков кардана Механик.

вин выполнены в виде пальцев O_1 и O_2 , которые проходят сквозь отверстия во втулках крестовины и в кулаках полуоси и вала цапфы.

При повороте цапфы около оси шкворня O на угол γ кулак ее вала описывает дугу O_3O_2 относительно центра O_1 . При этом ось сдвоенной вилки O_2O_1 составляет с осями вала цапфы и полуоси соответственно углы α и β .

Принимаем длину отростка полуоси от оси шарниров O_1 до центра шарика равной a и длину промежуточного валика, т. е. расстояние между осями шарниров O_1 и O_2 , равным b .

Из треугольника OO_1O_2 имеем

$$\frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \varphi} = \frac{b}{\sin (180 - \gamma)} \quad (6)$$

Заменяя значение γ через $\alpha + \beta$, получаем, что

$$\frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin (\alpha + \beta)}$$

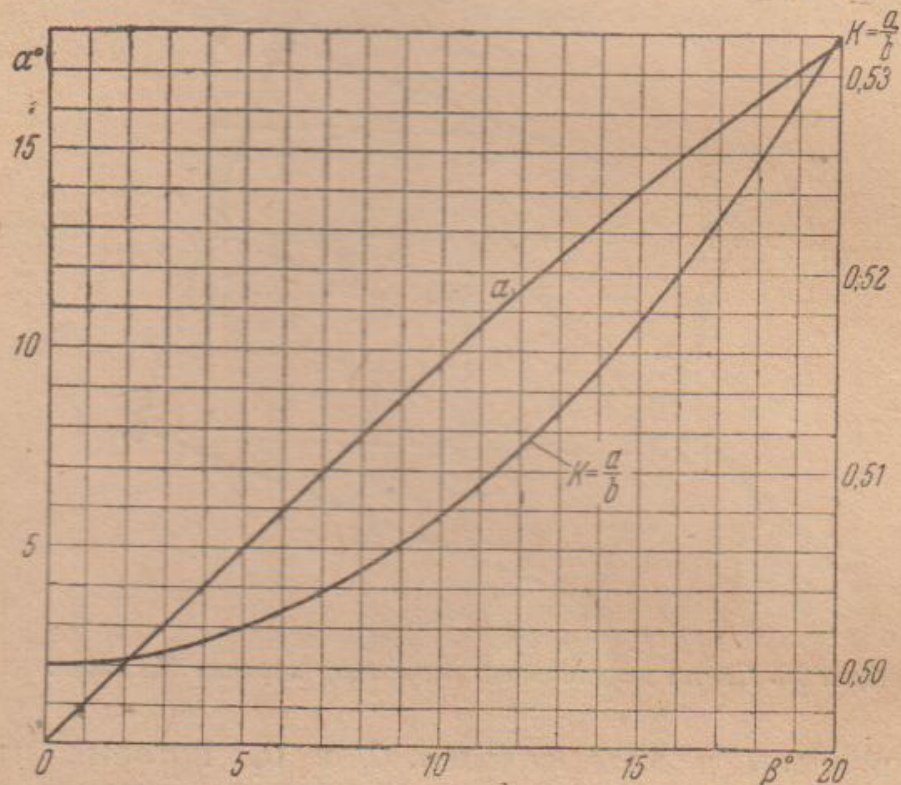
откуда

$$\frac{b}{a} = \cos \beta + \sin \beta \cdot \operatorname{ctg} \alpha$$

или

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{\frac{b}{a} - \cos \beta}{\sin \beta} \quad (7)$$

Принимаем, что ось шкворня O делит расстояние между осями шарниров O_1O_2 пополам, т. е. $\frac{b}{a} = 2$. Изменение угла α в зависимости от изменения угла β при выбранном отношении $\frac{b}{a} = 2$ изображено в виде кривой, обозначенной на фиг. 54 знаком α . От-



Фиг. 54. Изменение соотношений плеч делительных рычажков и углов кардана Механик.

сюда видим, что в этой схеме делительных рычажков при выбранном соотношении $\frac{b}{a} = 2$ равенство углов α и β не обеспечено для всех углов поворота цапфы.

При выбранном значении длины отрезка полуоси a равенство углов, составляемых осью промежуточного вала с осями полуоси и вала цапфы, возможно только при одном значении угла ее поворота. При всех других углах значения углов α и β в той или иной степени различаются между собой.

Принимая в уравнении (7) значение $\alpha = \beta$, получаем, что

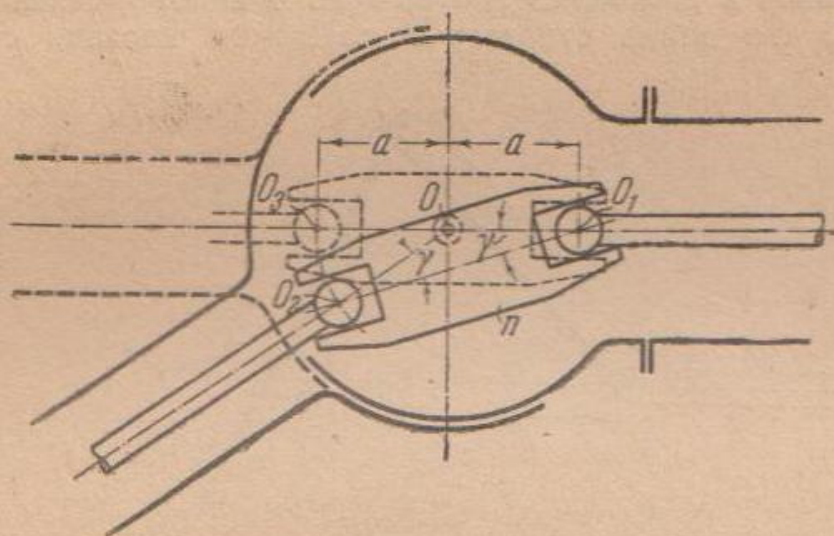
$$a = b \cdot \frac{\sin \beta}{\sin 2\beta} = \frac{b}{2 \cos \beta}$$

или

$$k = \frac{a}{b} = \frac{1}{2 \cos \beta}.$$

Изменение отношения $k = \frac{a}{b}$ в зависимости от изменения угла β изображено на фиг. 54 в виде кривой.

Динамические силы достигают наивысшего значения при больших числах оборотов валов, соединяемых карданом, и при большой неравномерности вращения ведомого вала. Наивысшие скорости движения при повороте автомобиля относятся к малым углам поворота управляемых колес. Поэтому отношение $\frac{a}{b}$, а следовательно, и величину a , следует принимать из диаграммы фиг. 54 для малых значений углов β , при которых автомобиль



Фиг. 55. Схема делительных рычажков кардана Деннис.

поворачивается с наибольшей скоростью движения. Следовательно, неравномерность вращения валов для этих условий поворота должна быть наименьшей.

В кардане Механик Мэшин К⁰ шарик сохраняет свое положение, и длина плеча вала цапфы при ее повороте изменяется за счет скольжения гнезда по шарикю. Обратное расположение гнезда и шарика не изменяет положения в делении угла поворота.

В кардане Деннис происходит скольжение обоих концов промежуточного валика по роликам полуоси и вала цапфы. На фиг. 55 изображена схема этого кардана, когда цапфа повернута (сплошные линии) и при прямом ее положении (пунктирные линии).

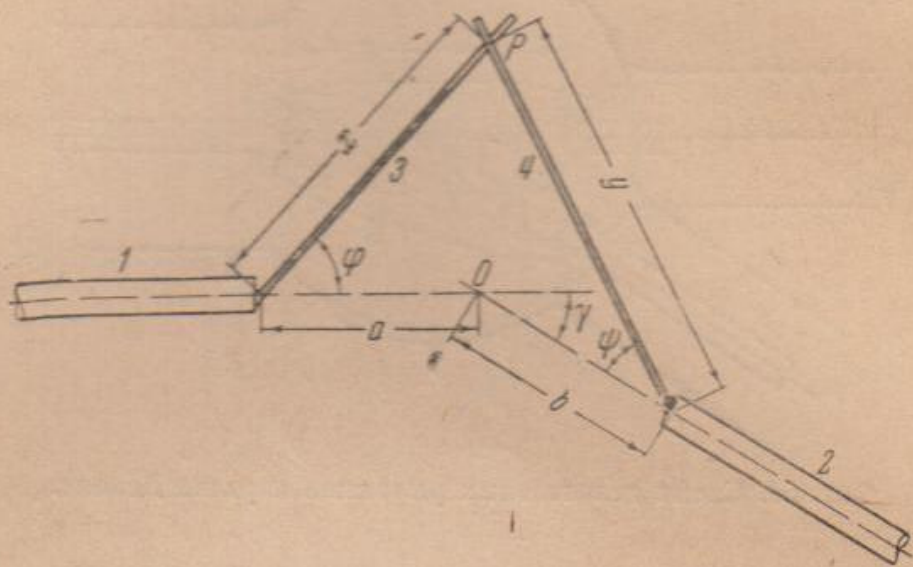
При повороте цапфы около оси шкворня O кулак ее вала движется вокруг той же оси по дуге O_3O_2 и перемещает при этом сопряженный с ним конец сдвоенной вилки n .

Равенство углов, составляемых промежуточным валиком (в данном случае сдвоенной вилкой n) с осями полуоси и вала цапфы, обеспечивается при условии, если кулаки валов (полуоси и

вала цапфы) с роликами расположены на равных расстояниях a от точки пересечения оси шкворня O с осями полуоси и вала цапфы. При этом условии при любом угле поворота цапфы получается равнобедренный треугольник с равными углами γ при основании O_1O_2 . Выполнение этого условия возможно, когда полуось и вал цапфы закреплены на подшипниках как в радиальном, так и в осевом направлениях.

Карданы, основанные на делении угла биссекторной плоскостью

Схема передачи усилия от одного вала к другому, когда они расположены под углом γ , изображена на фиг. 56. На концах валов 1 и 2 имеются стержни 3 и 4 . При повороте вала 1 его стержень 3 перемещает стержень 4 и поворачивает вал 2 . Положим, что длина стержня 3 до точки касания с другим



Фиг. 56. Схема передачи усилия между валами при помощи стержней.

равна x , длина стержня 4 до той же точки равна y , расстояния от стержней, т. е. от концов валов, до точки пересечения их осей равны соответственно a и b и углы, составляемые стержнями 3 и 4 с валами 1 и 2 , соответственно равны φ и ψ .

Схема для определения зависимости между углами поворота валов изображена на фиг. 57. Знаком P_0 обозначена точка пересечения стержней 3 и 4 , перемещающаяся по траектории M . При повороте вала 1 на угол α вал 2 поворачивается на угол β и точка P_0 занимает положение P .

Опустим из точки P перпендикуляр PQ на плоскость AP_0B . Получаем точку Q , из которой опускаем перпендикуляры QR и QS на оси валов 1 и 2 . Соединив точки S и R с P прямыми PR и PS , получаем треугольники PQR и PQS с прямым

углом при вершине Q и треугольники PRA и PSB с прямыми углами при вершинах R и S , из которых имеем:

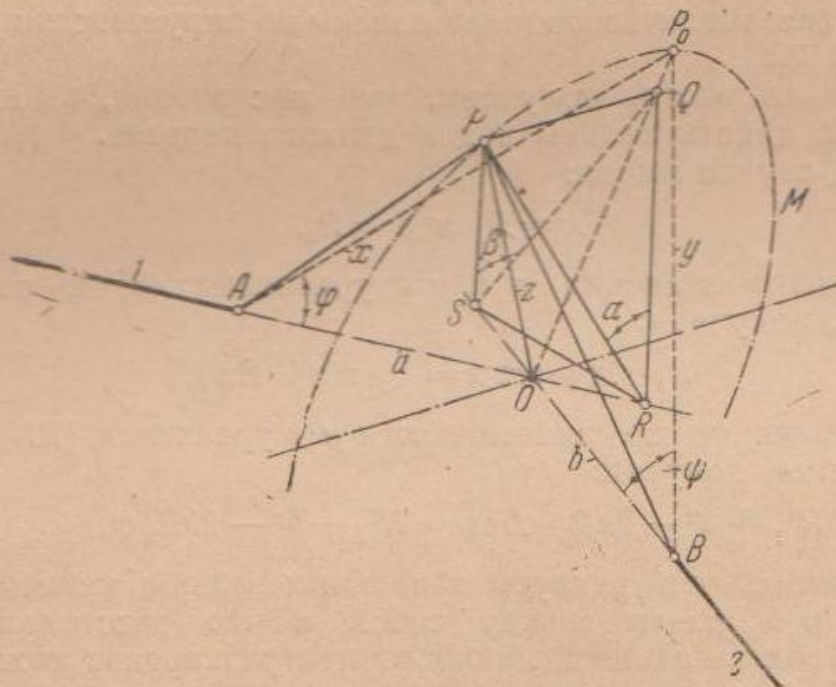
$$\left. \begin{aligned} PQ &= PR \cdot \sin \alpha; \\ PQ &= PS \cdot \sin \beta; \\ PR &= PA \cdot \sin \varphi = x \sin \varphi; \\ PS &= PB \cdot \sin \psi = y \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Решая совместно эти уравнения, получаем, что

$$\sin \beta = \frac{x}{y} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} \sin \alpha. \quad (9)$$

Обозначив расстояние от точки P до центра кардана O через z , длины стержней x и y можно определить из уравнений

$$\left. \begin{aligned} z^2 &= x^2 + a^2 - 2x \cdot a \cdot \cos \varphi, \\ z^2 &= y^2 + b^2 - 2by \cdot \cos \psi. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$



Фиг. 57. Схема для определения зависимости между углами поворота валов.

Решая эти уравнения относительно x и y , как квадратные, получаем:

$$\begin{aligned} x &= \pm \sqrt{z^2 - a^2 \sin^2 \varphi} + a \cdot \cos \varphi, \\ y &= \pm \sqrt{z^2 - b^2 \sin^2 \psi} + b \cdot \cos \psi. \end{aligned}$$

Подставив значения x и y в уравнение (9), получаем:

$$\sin \beta = \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{\pm \sqrt{z^2 - a^2 \sin^2 \varphi} + a \cdot \cos \varphi}{\pm \sqrt{z^2 - b^2 \sin^2 \psi} + b \cdot \cos \psi}.$$

Как видим, соотношение между углами α и β не зависит от угла γ , составляемого валами 1 и 2, что и является особенностью этой схемы карданного механизма. Равенство между

углами поворота валов, а следовательно, и равенство их угловых скоростей вращения возможно при условии, если

$$\varphi = \psi \text{ и } a = b.$$

Отсюда получаем, что

$$\sin \beta = \sin \alpha \text{ и } \beta = \alpha. \quad (11)$$

Уравнение (11) выведено для случая, когда вращение передается от одного вала к другому при помощи двух прямолинейных стержней. Уравнение (11) действительно также и для кардана Вейса с прямолинейными канавками, который выполнен по этой схеме.

Нужно доказать, что кардан Вейса с криволинейными канавками тоже имеет равные угловые скорости вращения валов.

Для этого кардана принимаем, что: 1) центры канавок вилок отстоят от центра кардана на расстояниях a и b ; 2) начальные, т. е. средние, линии канавок выполнены по окружностям с радиусами R_1 и R_2 .

Исходя из этого, получаем, что построения, выполненные на фиг. 52, действительны и для данного кардана.

В этом случае имеем:

$$x = R_1 \text{ и } y = R_2.$$

Подставляя значения x и y в уравнения (8) и решая их совместно, получаем:

$$R_1 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \alpha = R_2 \cdot \sin \psi \cdot \sin \beta. \quad (12)$$

Подставляя те же значения x и y в уравнения (10) и решая их совместно, получим:

$$R_1^2 + a^2 - 2aR_1 \cdot \cos \varphi = R_2^2 + b^2 - 2bR_2 \cos \psi. \quad (13)$$

Принимаем, что радиусы начальных линий канавок обеих вилок R_1 и R_2 равны между собой и что расстояния a и b центров этих начальных линий от центра кардана тоже равны между собой, т. е.

$$R_1 = R_2 \text{ и } a = b.$$

Исходя из этого, по уравнениям (12) и (13) получаем

$$\sin \beta = \sin \alpha \text{ и } \beta = \alpha.$$

Таким образом, кардан Вейса с криволинейными канавками при этих условиях тоже обеспечивает равенство угловых скоростей вращения валов.

В карданах Рзеппа при наклоне одного вала относительно другого на угол γ шарики перекачиваются по канавкам наружной и внутренней обойм. Таким образом, плоскость, в которой расположены центры шариков, разделяет в некотором отношении составленный валами угол $\pi - \gamma$.

На фиг. 58 изображена схема для определения соотношении между углами при перекачивании шариков. При отклонения наружной обоймы на угол γ по указанной на фигуре стрелкой ω ,

точка соприкосновения ее с шариком A из первоначального положения переместится в новое положение A_1 . Центр шарика из первоначального положения O_1 при перекачивании переместится в новое — O_2 . Точка соприкосновения шарика B с внутренней обоймой, диаметрально противоположная точке A , из первоначального B на внутренней обойме переместится в новое положение B_1 . Радиус центра шарика в новом его положении OO_2 составит с первоначальным и смещенным радиусами до точек соприкосновения A и B с наружной и внутренней обоймами углы β_1 и β_2 , причем $\beta_1 \beta_2 = \gamma$.

Если R_1 и R_2 соответственно радиусы качения внутренней и наружной обойм, то расстояния, на которые шарик перекачивается по обоймам, составляют

$$S_1 = \frac{\pi R_1}{180} \cdot \beta_1;$$

$$S_2 = \frac{\pi R_2}{180} \cdot \beta_2.$$

Так как обе обоймы и траектория движения центра шарика имеют один общий центр O , то дуги перекачивания шарика по обоймам равны между собой.

Исходя из этого, можем написать

$$S_1 = S_2 = S_m.$$

Подставляя значения S_1 и S_2 , получаем

$$\frac{\pi R_1}{180} \cdot \beta_1 = \frac{\pi R_2}{180} \cdot \beta_2,$$

откуда

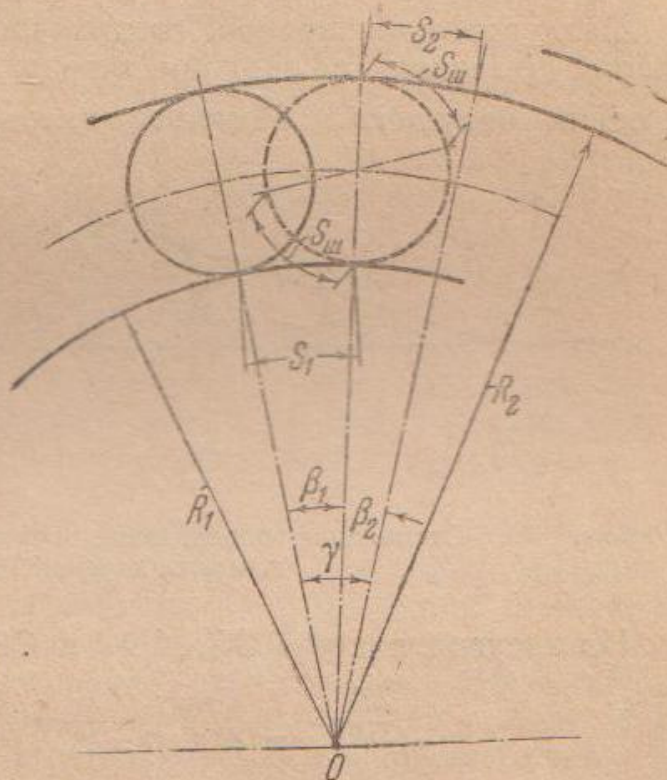
$$\frac{\beta_1}{\beta_2} = \frac{R_2}{R_1}.$$

Отношение радиусов R_2 и R_1 больше единицы, т. е. $\frac{R_2}{R_1} > 1$.

Следовательно, и отношение углов β_1 и β_2 тоже больше единицы, т. е. $\frac{\beta_1}{\beta_2} > 1$.

Как видим, когда канавки выполнены из одного центра, т. е. из центра кардана, плоскость центров шариков не делит пополам угла, составляемого валами. Для того чтобы уменьшить ошибку и приблизить деление угла $\pi - \gamma$, составляемого валами, к теоретически необходимому, центры канавок на обоймах смещают от центра кардана на расстояния a (см. фиг. 44).

Это мероприятие улучшает, но не обеспечивает расположения траектории центров шариков в биссекторной плоскости.



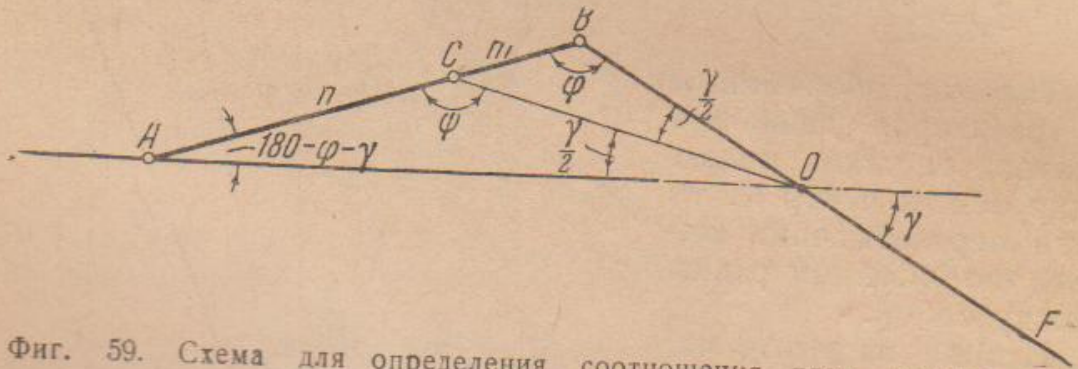
Фиг. 58. Схема кардана Рзеппа с совпадающими центрами для определения соотношения между углами, составляемыми валами.

Для деления пополам угла $\pi - \gamma$, составляемого валами в кардане Рзеппа применен делительный рычажок, который, должен иметь определенную длину и соотношение плеч от среднего шарика до крайних.

Схема для определения зависимости между этими длинами, а также конструктивными размерами изображена на фиг. 59. Здесь OA — ось ведущего вала, BOF — ось ведомого вала, AB — длина делительного рычажка, m и n — плечи рычажка от среднего шарика C и, наконец, O — центр кардана.

При отклонении ведомого вала на угол γ плоскость центров шариков, а следовательно, и сепаратор и сферическая чашка должны быть повернуты относительно центра кардана на угол $\frac{\gamma}{2}$.

Следовательно, прямая, соединяющая точку C , т. е. средний шарик рычажка с центром кардана O , должна составлять с осями ведущего и ведомого валов углы, равные $\frac{\gamma}{2}$.



Фиг. 59. Схема для определения соотношения плеч делительного рычажка кардана Рзеппа.

Из треугольников AOB , AOC и COB имеем:

$$\frac{AB}{OB} = \frac{\sin \gamma}{\sin(180 - \varphi - \gamma)} = \frac{\sin \gamma}{\sin(\varphi + \gamma)};$$

$$\frac{AB}{OA} = \frac{\sin \gamma}{\sin \varphi};$$

$$\frac{m}{OB} = \frac{\sin \frac{\gamma}{2}}{\sin(180 - \varphi - \frac{\gamma}{2})} = \frac{\sin \frac{\gamma}{2}}{\sin(\varphi + \frac{\gamma}{2})};$$

$$\frac{n}{OA} = \frac{\sin \frac{\gamma}{2}}{\sin \psi} = \frac{\sin \frac{\gamma}{2}}{\sin(\varphi + \frac{\gamma}{2})};$$

$$OA^2 = AB^2 + OB^2 - 2AB \cdot OB \cdot \cos \varphi.$$

При совместном решении этих уравнений получаем:

$$2 \left(\frac{OB}{AB} \right)^2 \sqrt{1 - \left(\frac{n}{m} \right)^2 \left(\frac{OB}{AB} \right)^2 \sin^2 \gamma} = 1 - \left(\frac{OB}{AB} \right)^2 \left[\left(\frac{n}{m} \right)^2 - 1 \right]. \quad (14)$$

Длину отрезка полуоси OB и длину плеча m рычажка выбирают из конструктивных соображений. Исходя из этого, второе плечо рычажка $n = AB - m$. Таким образом из последнего уравнения (14) определяется длина рычажка AB в зависимости от угла наклона ведомого вала γ или от угла поворота колеса.

Как вытекает из уравнения (14), длина делительного рычажка AB не постоянна для всех значений угла γ . Следовательно, деление этого угла пополам при выбранных значениях OB , n , m и AB обеспечивается только при одном его значении и с некоторым приближением при всех других.

В карданах Вейса и Рзеппа оси качания валов выражены неявно и представляют собой диаметры или оси траекторий шариков, проходящих через центр кардана.

В применении этих карданов в приводе к управляемым колесам автомобиля осью качания поворотной цапфы при повороте колеса является ось шкворня.

Выше было установлено, что плоскость, в которой располагаются центры шариков, должна быть перпендикулярна плоскости, в которой располагаются оси соединяемых карданом валов. В данном случае эта плоскость горизонтальна, а плоскость шариков должна быть вертикальной.

Если ось шкворня не располагается в плоскости шариков, а будет наклонена к ней, то получится, что поворотная цапфа и ведомый вал кардана имеют две оси поворота: ось диаметрально расположенных шариков (вертикальная ось) и ось шкворня (наклонная ось).

Поэтому соединение ведомого вала кардана с валом цапфы должно быть подвижным, допускающим их угловое относительное смещение. Для того чтобы износ поверхностей соединения валов, получающихся вследствие их углового перемещения, был минимальным, данное соединение валов должно отстоять возможно дальше от оси шкворня. Так как только один конец ведомого вала кардана перемещается в наклонной плоскости, боковой наклон оси шкворня на расположение плоскости центров шариков не влияет. Поэтому ни одно из условий, налагаемых на конструкцию таких карданов, при боковом наклоне оси шкворня не нарушается, а следовательно, не нарушается и синхронность вращения их валов.

При жестком соединении вала цапфы колеса с ведомым валом кардана последний должен полностью следовать за валом цапфы, т. е. должен целиком перемещаться в наклонной плоскости около наклоненной в бок оси шкворня.

Так как осью поворота цапфы и ведомого вала является в данном случае ось шкворня, то шарики должны перекачиваться по лункам сферических обойм в плоскостях, перпендикулярных оси шкворня.

Если шарики, расположенные в лунках в горизонтальной плоскости, в какой-то степени могут иметь перемещение около оси шкворня, то верхний и нижний шарики, расположенные в вертикальной плоскости, не могут иметь перемещения в плоскостях, перпендикулярных оси шкворня, так как они сами пред-

ставляют собой ось качания кардана. При наличии наклона между осями (шариков и оси шкворня) шарики при переходе через верхнее и нижнее положения будут в эти моменты защемляться в лунках, вызывая большой износ катящихся поверхностей.

Работа карданов при жестком креплении ведомого вала и вала цапфы и наклоненной в бок оси шкворня возможна только за счет небольших зазоров между шариками и лунками сферических обойм и за счет упругости этих деталей.

2. Динамика карданного механизма

При постоянной скорости вращения ведущего вала ведомый вал (карданный), соединенный с ведущим валом карданным механизмом, имеет переменную скорость вращения.

Изменение отношения угловых скоростей вращения валов изображено на фиг. 49.

Это изменение скоростей вращения валов происходит чрезвычайно быстро и сопровождается большими угловыми ускорениями.

Последние вызывают большие инерционные нагрузки в элементах передачи. Принимая систему абсолютно жесткой, на основании уравнения количества движения определяем тот инерционный момент, который создается вследствие неравномерности вращения.

На фиг. 60 изображена схема соединения карданным механизмом K двух валов 1 и 2 , на которых укреплены массы с моментом инерции J_1 для вала 1 и J_2 для вала 2 .

Обозначаем знаком j_1 угловое ускорение вала 1 и знаком j_2 угловое ускорение вала 2 . Из равенства инерционных моментов, нагружающих валы и карданный механизм, вследствие неравномерности их вращения, получаем:

$$J_1 \cdot j_1 = J_2 \cdot j_2. \quad (15)$$

Инерционный момент, нагружающий валы 1 и 2 и карданный механизм K , определяем из уравнения

$$M_j = J \cdot j. \quad (16)$$

Для установления зависимости между угловыми ускорениями [уравнение (15)] дифференцируем соотношение между угловыми скоростями [уравнение (2)] по времени t .

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d\omega_1}{dt} \cdot \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma} - \omega_1 \frac{\cos \gamma (2 \sin \alpha \cos \alpha - 2 \sin \alpha \cos \alpha \cos^2 \gamma) dz}{(\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma)^2 dt}$$

$$j_2 = j_1 \cdot \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma} - \omega_1^2 \frac{2 \sin \alpha \cos \alpha \cos \gamma \sin^2 \gamma}{(\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma)^2}.$$

Принимая угловую скорость вращения ведущего вала I постоянной и равной $\frac{\pi n}{30}$ и подставив значение углового ускорения j_1 из уравнения (15), получаем:

$$j_2 \left(1 - \frac{\cos \gamma \frac{J_2}{J_1}}{\cos^2 \gamma \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha} \right) = - \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \cdot \frac{2 \sin \alpha \cos \alpha \cos \gamma \sin^2 \gamma}{(\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma)^2}$$

Подставив из последнего выражения значение j_2 в уравнение (16) и значение $J = J_2$, получаем:

$$M_j = j_2 \cdot J_2 = J_2 \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \cdot \frac{2 \sin \alpha \cos \alpha \cos \gamma \sin^2 \gamma}{\cos^2 \gamma \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha} \cdot \frac{1}{\frac{J_2}{J_1} \cos \gamma - \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma - \sin^2 \alpha} \quad (17)$$

Применяя полученное уравнение инерционного момента (17) к автомобилю, можем принять, что момент инерции J_1 соответствует вращающимся частям двигателя, а момент инерции J_2 — массе автомобиля, приведенной к вращению карданного вала.

При выводе уравнения (17) нами принято допущение об абсолютной жесткости валов, в частности карданного вала. При этом получается, что инерционный момент, нагружающий всю силовую передачу, весьма высок и превышает крутящий момент двигателя. В действительности валы, соединяющие массу автомобиля с вращающейся массой двигателя, не являются абсолютно жесткими и поглощают ту неравномерность вращения, которая создается карданным механизмом.

Приняв, что вся неравномерность вращения поглощается карданным валом, получаем, что вторичный вал коробки передач и вал малой шестерни главной передачи должны вращаться с равными угловыми скоростями, а все угловые смещения поглощаются карданным валом. Очевидно, что скручивание карданного вала при этом равняется разности углов α и β , что вызывает дополнительное напряжение кручения в карданном валу, определяемое по уравнению

$$\tau' = \frac{(\alpha - \beta) \cdot d \cdot G}{2L}, \quad (18)$$

где d и L — соответственно диаметр сечения и длина карданного вала,

G — модуль упругости на скручивание.

Величина относительного скручивания $(\alpha - \beta)$ дана в радианах.

При применении в передаче двух карданных механизмов и правильном подборе углов γ_1 и γ_2 между валами получается, что вторичный вал коробки передач и вал малой конической шестерни главной передачи вращаются с равными угловыми скоростями, а вся неравномерность вращения воспринимается карданным валом.

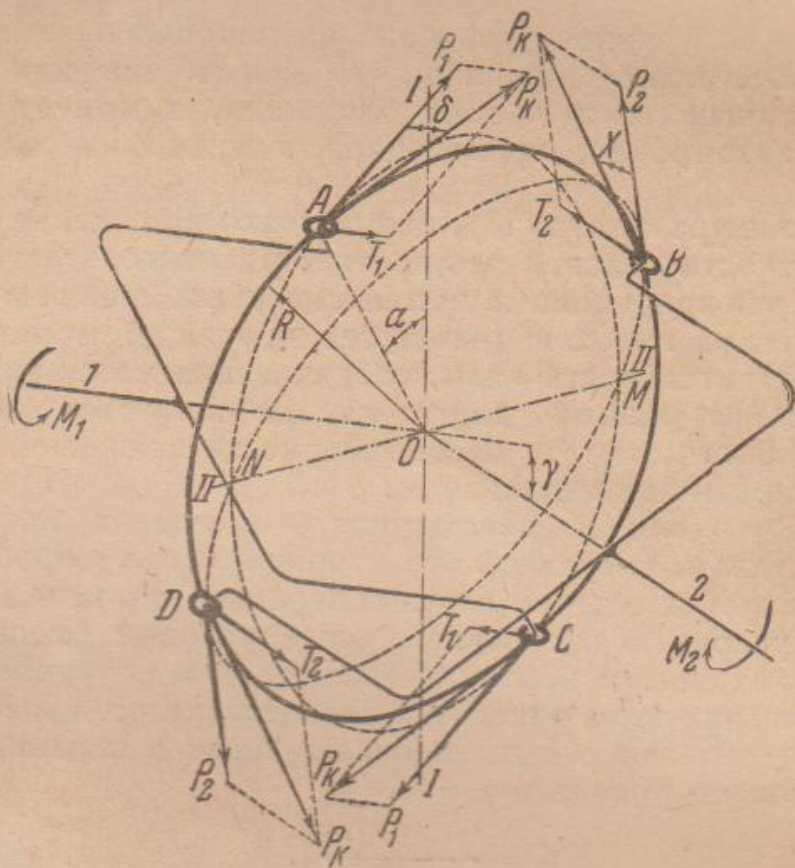
Так как момент инерции карданного вала мал, динамическая нагрузка и дополнительные напряжения в сечениях вала ничтожны.

3. Расчет карданной передачи на прочность

В карданной передаче расчету подвергают главным образом следующие детали: карданный вал, втулки, вилки, шипы и кольцо шипов или крестовина. В мягком кардане расчету подвергают также диск.

Силы, действующие между деталями карданного механизма

На фиг. 61 изображена схема действия сил между деталями кардана при повороте вилки ведущего вала на угол α от вер-



Фиг. 61. Схема действия сил между деталями кардана.

тикальной оси. При этом кольцо кардана, соединяющее все четыре шипа, повернется около оси шипов A и C на угол δ , а около оси шипов B и D на угол χ . Действию крутящего момента на валу 1 , равному M_1 , на шипах A и C противодействует реактивная пара сил P_K с плечом $2R$, расположенная в плоскости кольца кардана. Раскладывая силы P_K , действующие на шипах A и C по двум взаимно перпендикулярным направлениям: по касательной к окружности их вращения и

перпендикулярно плоскости вращения, получаем следующие зависимости между силами:

$$P_1 = \frac{M_1}{2R} = P_k \cdot \cos \delta;$$

$$T_1 = P_k \cdot \sin \delta = P_1 \cdot \operatorname{tg} \delta.$$

На вторую пару шипов B и D действует момент пары сил P_k с плечом $2R$, который расположен в плоскости кольца кардана и которому противодействует реактивный момент M_2 на ведомом валу 2.

Раскладывая силы P_k , действующие на шипах B и D по двум взаимно перпендикулярным направлениям — по касательной к окружности вращения этих шипов и по направлению, перпендикулярному плоскости их вращения, получаем, что на шипах B и D действуют силы:

$$P_2 = P_k \cdot \cos x,$$

$$T_2 = P_k \cdot \sin x = P_2 \cdot \operatorname{tg} x.$$

Между углами δ , x , α и γ нами установлены следующие зависимости¹:

$$\sin \delta = \frac{\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}};$$

$$\cos \delta = \frac{1}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}};$$

$$\operatorname{tg} \delta = \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma;$$

$$\sin x = \cos \alpha \cdot \sin \gamma;$$

$$\cos x = \cos \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma};$$

$$\operatorname{tg} x = \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}.$$

В этих уравнениях γ — угол наклона валов и α — угол поворота ведущего вала 1.

Подставив указанные значения углов в уравнения сил, получаем:

$$P_1 = \frac{M_1}{2R}. \quad (19a)$$

$$T_1 = \frac{M_1}{2R} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (19b)$$

$$P_2 = \frac{M_1}{2R} \cdot \cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma). \quad (19c)$$

$$T_2 = \frac{M_1}{2R} \cos \alpha \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}. \quad (19d)$$

$$P_k = \frac{M_1}{2R} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}. \quad (19e)$$

¹ См. ниже уравнения (60), (61), (62), (65), (66) и (67).

Как видим, при некотором постоянном крутящем моменте на ведущем валу 1, равном $M_1 = 2P_1 \cdot R$, ведомый вал 2 находится под действием переменного крутящего момента, равного

$$M_2 = 2P_2 R = M_1 \cdot \cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma). \quad (20)$$

Максимального значения силы P_k , P_2 и T_1 достигают при $\alpha = 90^\circ$ и получаются равными

$$P_k = \frac{M_1}{2R \cdot \cos \gamma}; \quad P_2 = \frac{M_1}{2R \cdot \cos \gamma}; \quad T = \frac{M_1}{2R} \cdot \operatorname{tg} \gamma.$$

Сила T_2 достигает максимального значения при $\alpha = 0^\circ$ и при этом равна

$$T_2 = \frac{M_1}{2R} \sin \gamma.$$

Расчет карданного вала

Карданный вал рассчитывают на кручение и изгиб при максимальном угле наклона валов и при условии передачи через карданный вал максимального крутящего момента.

Кручение карданного вала. Минимальное значение крутящего момента на карданном валу получается при $\alpha = 0^\circ$ и определяется из уравнения

$$(M_k)_{\min} = M_1 \cdot \cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma) = M_1 \cdot \cos \gamma = M_m \cdot i_k \cdot \cos \gamma.$$

Максимальное значение крутящего момента на карданном валу получается при $\alpha = 90^\circ$ и определяется из уравнения

$$(M_k)_{\max} = M_1 \cdot \cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma) = \frac{M_1}{\cos \gamma} = \frac{M_m \cdot i_k}{\cos \gamma}.$$

Напряжение кручения вала сплошного сечения определяется из уравнения

$$\tau' = \frac{16 \cdot M_m \cdot i_k}{\pi d^3 \cos \gamma}. \quad (21a)$$

Для вала полого сечения в качестве расчетного служит уравнение

$$\tau' = \frac{16 \cdot M_m \cdot i_k \cdot D}{\pi (D^4 - d^4) \cos \gamma}, \quad (21b)$$

где D — наружный диаметр вала,
 d — внутренний диаметр вала,
 i_k — передаточное отношение коробки,
 M_m — крутящий момент двигателя.

Угол скручивания θ (в радианах) карданного вала от действующего крутящего момента $\frac{M_m \cdot i_k}{\cos \gamma}$ определяется из уравнения

$$\theta = \frac{32 \cdot M_m \cdot i_k \cdot L}{\pi (D^4 - d^4) G \cdot \cos \gamma}, \quad (22)$$

где L — длина карданного вала,
 G — модуль упругости на скручивание,
 D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры сечения вала.

Изгиб карданного вала. Пара осевых сил T_1 (см. фиг. 61) с плечом $2R$, действующая в плоскости, проходящей через ось ведущего вала 1, изгибает последний и вызывает дополнительные реакции на его опорах. Пара осевых сил T_2 , переменных за каждый оборот ведущего вала, с плечом $2R$ образует момент, изгибающий карданный вал в плоскости действия этой пары, проходящей через ось шипов вилки и ось карданного вала. Уравнение изгибающего момента при указанном значении сил T_2 имеет вид

$$M_u = 2T_2R = M_1 \cos \alpha \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}. \quad (23)$$

При больших углах наклона валов изгибающий момент M_u достигает значительной величины и при расчете карданного вала на прочность пренебрегать этим моментом не следует.

Максимального значения изгибающий момент достигает при $\alpha = 0^\circ$ и $\alpha = 180^\circ$, т. е. в те моменты, когда шипы вилки карданного вала расположены по горизонтальной оси, считая, что составляемый валами угол γ располагается в вертикальной плоскости.

Максимальное значение момента, изгибающего карданный вал, при $\alpha = 0$ определяется из уравнения

$$M_u = M_1 \cdot \cos \alpha \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma} = M_m \cdot \sin \gamma \cdot i_k.$$

Напряжение изгиба для вала сплошного сечения определяется из уравнения

$$\sigma' = \frac{32 \cdot M_u}{\pi d^3} = \frac{32 M_m \cdot i_k \sin \gamma}{\pi d^3}. \quad (24a)$$

Для вала полого сечения расчетным является уравнение

$$\sigma' = \frac{32D \cdot M_u}{\pi(D^4 - d^4)} = \frac{32 D M_m \cdot i_k \cdot \sin \gamma}{\pi(D^4 - d^4)}. \quad (24b)$$

Сложное напряжение. При одновременном действии изгиба и кручения наибольшие касательные и наибольшие главные напряжения определяют соответственно из уравнений

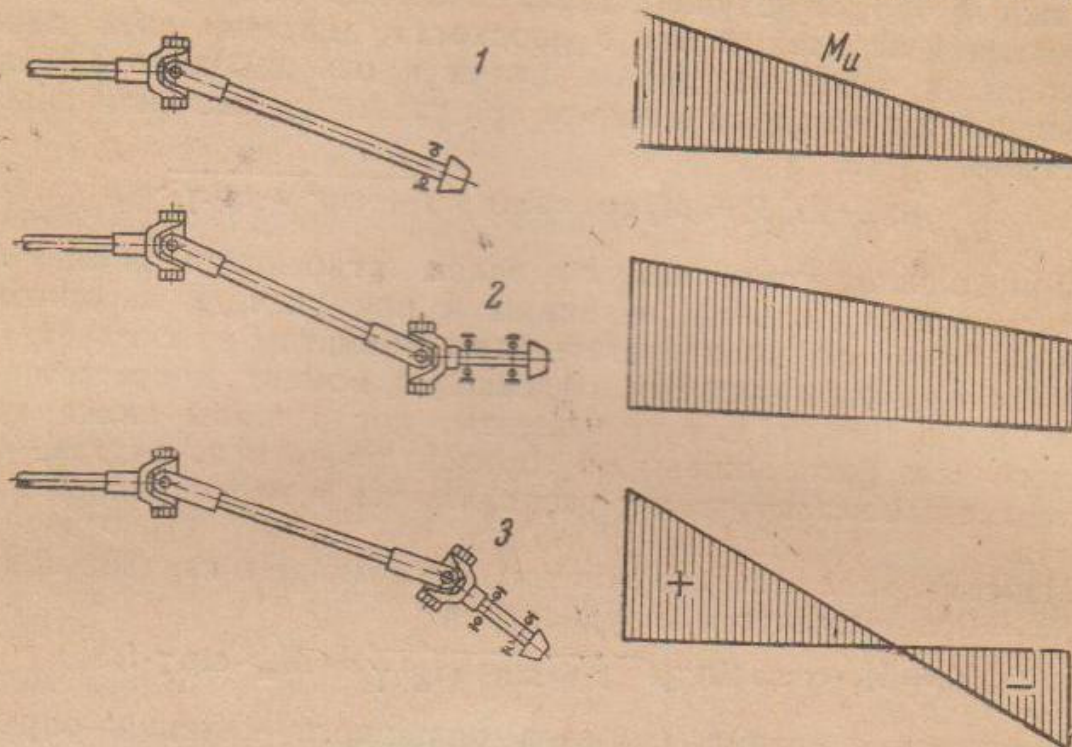
$$\left. \begin{aligned} (p_t)_{\max} &= \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2}, \\ p_{\max} &= \frac{1}{2} \left[\sigma' + \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

При наличии в передаче одного карданного механизма величина момента, изгибающего карданный вал, изменяется по длине вала от максимального его значения около кардана и до нуля под опорой.

При наличии в передаче двух карданов изменение изгибающего момента по длине вала зависит от способа установки карданов и углов, составляемых ведущим и ведомым валами с карданным. На фиг. 62 слева изображены схемы установки карданов, а справа соответствующие им изменения момента, изгибающего карданный вал. Для уменьшения неравномерности

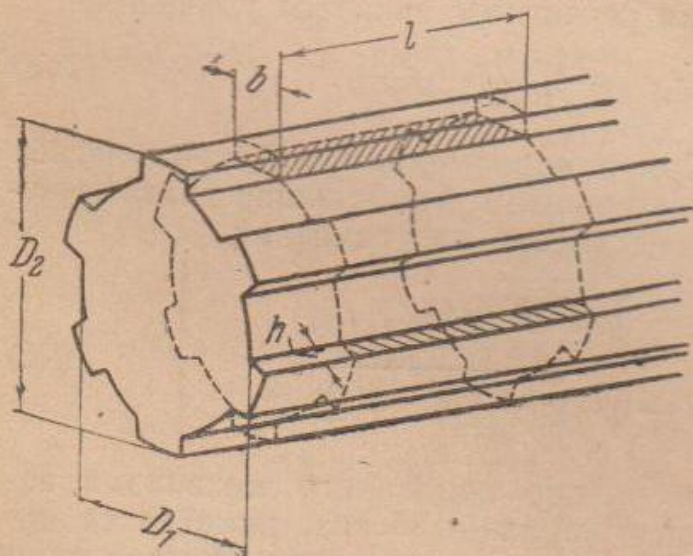
вращения карданного вала необходимо чтобы углы, составляемые валами, имели минимальную величину.

Точно так же минимальный момент, изгибающий карданный вал, получается при минимальном угле наклона валов. Из трех



Фиг. 62. Схема установки кардана и изменения изгибающих моментов.

схем, изображенных на фиг. 62, минимальные углы наклона валов обеспечивает установка вала по третьей схеме. Она дает по сравнению со второй и наиболее выгодное изменение изгибающего момента по длине карданного вала.



Фиг. 63. Схема шлиц карданного вала.

Шлицы карданного вала

Шлицы карданного вала и вилки рассчитывают главным образом на смятие и срез.

На фиг. 63 изображена схема шлицев, на которой рассчитываемые сечения заштрихованы. При рас-

счете предполагают, что действующие силы распределены по всем шлицам i и по всей их рабочей длине l .

Напряжение смятия от суммы сил, действующих на шлицах по среднему их диаметру, определяют из уравнения

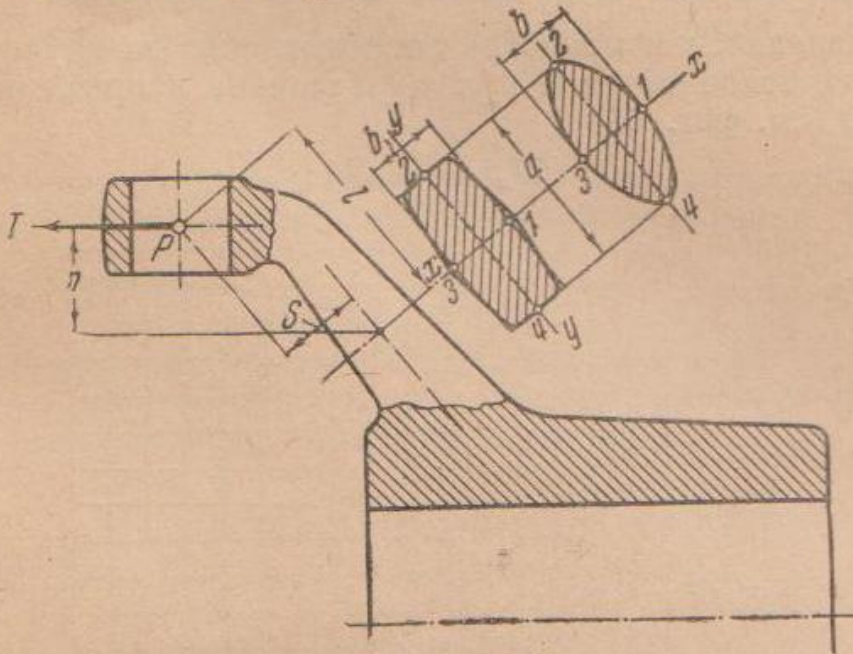
$$\sigma_d = \frac{8M_m \cdot i_k}{il(D_2^2 - D_1^2) \cos \gamma} \quad (26)$$

Исходя из предположения, что шлицы срезаются у корня по внутреннему диаметру вала D_1 , напряжения среза определяют из уравнения

$$\tau = \frac{M_m \cdot i_k^3}{i D_1 l \cdot b \cdot \cos \gamma} \quad (27)$$

Вилка кардана

Расчет вилки кардана видоизменяется в зависимости от ее формы. Одна из конструкций вилки и рассчитываемые сечения возможной формы изображены на фиг. 64. Сечения лапы вилки находятся под одновременным воздействием изгиба и кручения. Если лапа вилки имеет переменное сечение, невозможно сказать



Фиг. 64. Вилка карданного вала с расчетными сечениями.

заранее, какое сечение будет наиболее опасным. Поэтому расчету подвергают ряд сечений, чтобы выявить наибольшие напряжения. Изгибающие моменты определяют по уравнениям:

в плоскости вращения шипов

$$M_u' = P \cdot l; \quad (28a)$$

в плоскости, проходящей через ось вилки,

$$M_u'' = T \cdot n. \quad (28b)$$

Крутящий момент для того же сечения определяют по уравнению

$$M_k = P \cdot S. \quad (29)$$

Сечения лапы вилки выполняются эллиптическими, прямоугольными и близкими к прямоугольным. Для таких сечений уравнения для определения моментов сопротивления имеют следующий вид.

При определении моментов сопротивления на изгиб: эллиптическое сечение относительно малой оси b

$$W_u' = \frac{\pi}{32} a^2 b; \quad (30a)$$

эллиптическое сечение относительно большой оси a

$$W_u'' = \frac{\pi}{32} ab^2; \quad (30b)$$

прямоугольное или близкое к прямоугольному сечение относительно оси $x-x$

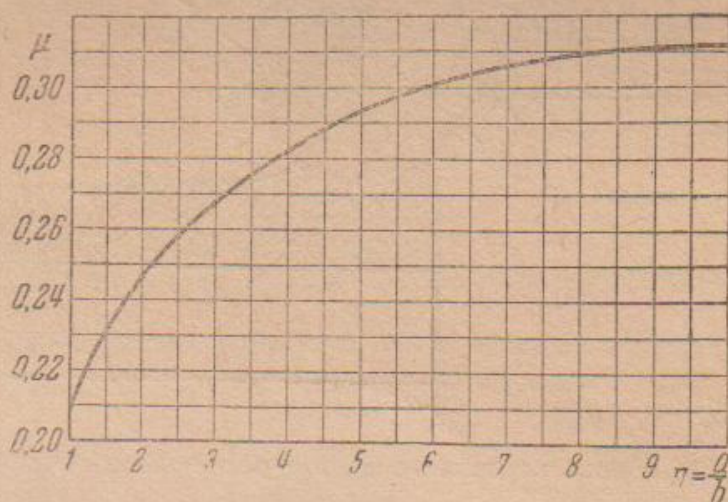
$$W_u' = \frac{b a^2}{6}; \quad (31a)$$

прямоугольное или близкое к прямоугольному сечение относительно оси $y-y$

$$W_u'' = \frac{b^2 a}{6}; \quad (31b)$$

При определении моментов сопротивления на кручение: эллиптическое сечение при определении напряжений в точках 1 и 3 (см. фиг. 64)

$$W_k' = \frac{\pi}{16} a b^2; \quad (32)$$



Фиг. 65. Диаграмма коэффициента μ для расчета прямоугольных сечений на кручение.

эллиптическое сечение при определении напряжений в точках 2 и 4

$$W_k'' = \frac{\pi}{16} a^2 b; \quad (33)$$

прямоугольное сечение или близкое к нему при определении напряжений в точках 1 и 3

$$W_k' = \mu a b^2; \quad (34)$$

прямоугольное сечение или близкое к нему при определении напряжений в точках 2 и 4

$$W_k'' = \mu a^2 b. \quad (35)$$

В этих уравнениях a и b — большая и малая оси эллиптического сечения или большая и малая стороны прямоугольного сечения; μ — коэффициент, зависящий от отношения сторон прямоугольника $n = \frac{a}{b}$ и определяемый по этому отношению из диаграммы, изображенной на фиг. 65.

Напряжения на изгиб в точках 2 и 4 (фиг. 64) для эллиптического сечения или на сторонах b прямоугольного сечения определяют по уравнению

$$\sigma_1' = \frac{M_u'}{W_u'} \quad (36)$$

Напряжения на изгиб в точках 1 и 3 для эллиптического сечения или на сторонах a прямоугольного сечения определяют по уравнению

$$\sigma_2' = \frac{M_u''}{W_u''} \quad (37)$$

Напряжения на кручение в точках 2 и 4 для эллиптического и прямоугольного сечений определяют по уравнению

$$\tau_1' = \frac{M_\kappa}{W_\kappa'} \quad (38)$$

Напряжения на кручение в точках 1 и 3 для эллиптического и прямоугольного сечений определяют по уравнению

$$\tau_2' = \frac{M_\kappa}{W_\kappa''} \quad (39)$$

Наибольшие касательные и наибольшие главные напряжения определяют по напряжениям на изгиб и кручение, возникающим в одной и той же точке, по уравнениям

$$\text{в точках 2 и 4} \quad \left\{ \begin{array}{l} (p_t)_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1')^2 + 4(\tau_1')^2}; \\ p_{\max} = \frac{1}{2} [\sigma_1' + \sqrt{(\sigma_1')^2 + 4(\tau_1')^2}] \end{array} \right\} \quad (40)$$

$$\text{в точках 1 и 3} \quad \left\{ \begin{array}{l} (p_t)_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_2')^2 + 4(\tau_2')^2} \\ p_{\max} = \frac{1}{2} [\sigma_2' + \sqrt{(\sigma_2')^2 + 4(\tau_2')^2}] \end{array} \right\} \quad (41)$$

Крестовина кардана

При расчете крестовины кардана считаем, что сила P_κ , действующая на каждый шип, приложена в середине рабочей его длины, — на расстоянии R от центра кардана. Одна из конструкций крестовины изображена на фиг. 66. Для определения наибольших напряжений в шипах расчету подвергается ряд сечений. Максимальное значение напряжений на изгиб, например, в сечении 2 определяют по уравнению

$$\sigma_2' = \frac{P \cdot l_2}{W_2} = \frac{M_m \cdot i_k \cdot l_2}{2 R \cdot W_2 \cdot \cos \gamma} \quad (42)$$

Шип находится также и под действием срезающих усилий. Напряжения на срез определяются из уравнения

$$\tau = \frac{4 P_\kappa}{\pi d^2} = \frac{2 M_m \cdot i_k}{\pi R \cdot d^2 \cdot \cos \gamma} \quad (43)$$

Другая форма крестовины изображена на фиг. 67. В этом случае шипы представляют одно целое с кольцом и рассчитываются по приведенному уравнению.

Кольцо, имеющее средний диаметр D ; его сечения n с площадью F , находятся под действием изгиба и растяжения или изгиба и сжатия.

Точного расчета кольца, находящегося под действием сил, изображенных на фиг. 67, не имеется, и напряжения в сечениях можно определить только с некоторым приближением. Предполагая, что силы, приложенные к шипам, дают равнодействующую N , максимальные напряжения на разрыв в сечениях n определяют из уравнения

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{1,415 \cdot P_K}{2 F} = \\ &= \frac{1,415 \cdot M_m \cdot i_K}{2 R \cdot 2 F \cos \gamma}. \end{aligned} \quad (44)$$

Напряжения на изгиб в тех же сечениях n определяют по уравнению

$$\begin{aligned} \sigma' &= \frac{1,415 \cdot P_K \cdot D}{2 \pi W_n} = \\ &= \frac{1,415 \cdot M_m \cdot i_K \cdot D}{4 \pi R W_n \cdot \cos \gamma}. \end{aligned} \quad (45)$$

Результирующее напряжение равно сумме напряжений от растяжения и изгиба

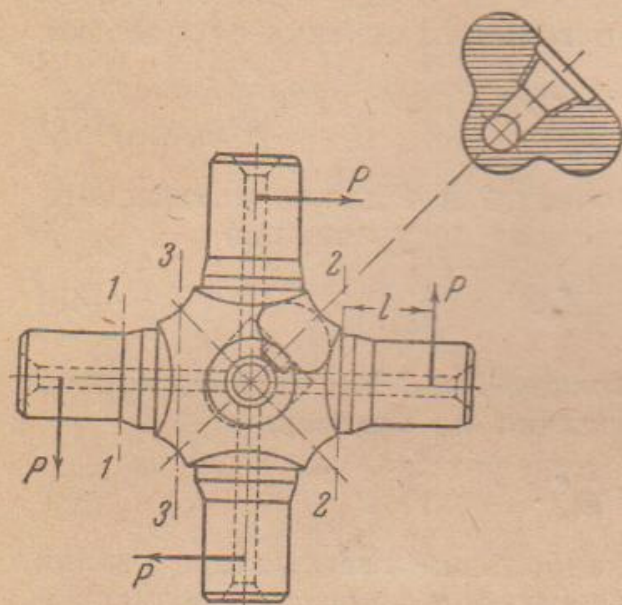
$$\sigma_n = \sigma + \sigma'. \quad (46)$$

Подшипники

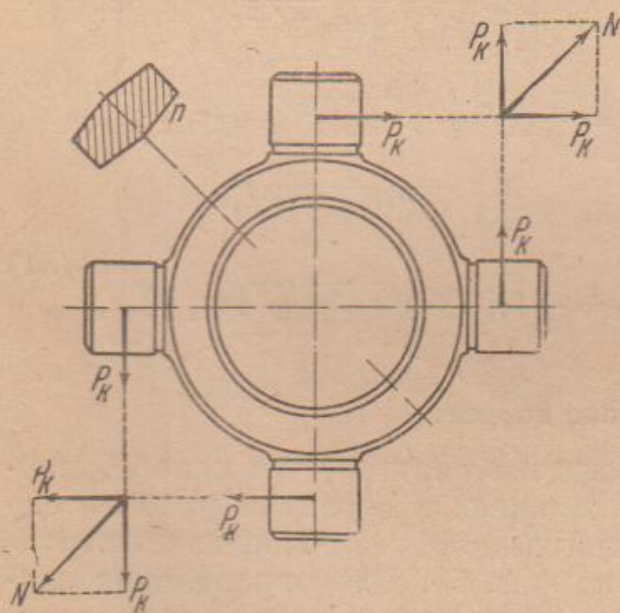
Втулки. При скользящих шарнирах, т. е. когда между шипами и вилками установлены бронзовые или стальные втулки, необходимо определить напряжение смятия. Для него расчетным служит уравнение

$$\sigma_d = \frac{P_K}{l \cdot d} = \frac{M_m \cdot i_K}{2 R \cdot l \cdot d \cdot \cos \gamma}. \quad (47)$$

Основным параметром для скользящих шарниров является удельная работа трения, для которой расчетные данные приведены ниже [см. формулы (96—99)].



Фиг. 66. Крестовина кардана.



Фиг. 67. Крестовина кардана с кольцом.

Для него расчетным служит уравнение

Игольчатые подшипники. В карданной передаче современных автомобилей вместо скользящих шарниров применяют игольчатые подшипники. Их подбирают согласно действующим на подшипники усилиям, числам оборотов и характеру нагрузки.

Максимальное усилие, действующее на каждый шип и приложенное в середине рабочей его высоты, определяют по уравнению (19e), приняв в нем $\alpha = 90^\circ$.

$$P_k = \frac{M_m \cdot i_k}{2 R \cos \gamma}.$$

Максимальное значение угловой скорости поворота шипов около их осей, а следовательно, и числа оборотов можно определить из уравнения

$$n_n = n_1 \operatorname{tg} \gamma = \frac{n_m}{i_k} \operatorname{tg} \gamma. \quad (48)$$

Допускаемое усилие, действующее на подшипник, определяют по уравнению

$$P_d = 790 \frac{i \cdot l \cdot d \cdot k}{\sqrt{n_n}}, \quad (49)$$

где i — число роликов или иглок,

l — рабочая длина ролика в см,

d — диаметр ролика в см,

n_n — число оборотов шипа в минуту,

k — поправочный коэффициент на твердость.

Для твердости поверхностей качения шипа крестовины колпачка и самих роликов, составляющей по Роквеллу $H_{Rc} = 59-60$, коэффициент $k = 1$.

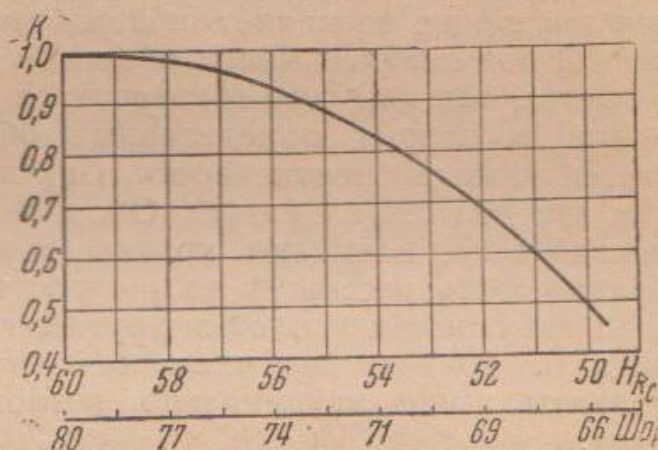
При пониженной против указанной твердости хотя бы одной из деталей значение коэффициента k берут по диаграмме, изображенной на фиг. 68. На этой диаграмме по оси абсцисс отложена твердость по Роквеллу (шкала С) и по Шору. По оси ординат отложены значения поправочного коэффициента k .

Отношение допускаемого усилия P_d к действующему от крутящего момента P_k дает запас надежности δ :

$$\delta = \frac{P_d}{P_k}. \quad (50)$$

4. Критическое число оборотов карданного вала

Карданный вал обладает сравнительно большой длиной и тонким сечением. Концы вала имеют свободные, не заземленные опоры. Такой вал, когда он вращается, склонен к вибрациям.



Фиг. 68. Поправочный коэффициент на твердость деталей.

В современных автомобилях карданный вал получает значительные числа оборотов и к тому же возможна эксцентрично приложенная нагрузка. Возникающая вследствие этого центробежная сила может быть настолько велика, что вызовет поломку вала. Поэтому карданный вал современного быстроходного автомобиля должен быть точно сбалансирован и надежно центрирован на его опорах.

Особенно большое внимание центрированию и балансированию карданного вала должно быть уделено в передаче с мягкими карданами. Последние сами по себе не имеют точного центрирования. Поэтому в таких случаях применяют специальные приспособления, обеспечивающие достаточно точное центрирование карданного вала. Одна из возможных конструкций приспособления для центрирования изображена на фиг. 23.

При вращении карданного вала и при наличии некоторого эксцентриситета от центра тяжести вала до геометрической его оси вращения, возникает центробежная сила, которая изгибает вал. С повышением чисел оборотов действие этой силы увеличивается, так как эксцентриситет с прогибом вала возрастает, и при некоторых определенных оборотах вала прогиб получается равным бесконечности. При приближении к этим оборотам вал должен сломаться. Обороты, вызывающие бесконечный прогиб вала, называют критическими. Поэтому карданный вал должен быть рассчитан на прочность не только в соответствии с действующими усилиями крутящего и изгибающего моментов, но и на критическое число оборотов, которые должны быть приняты выше максимально возможных при работе автомобиля.

Критические числа оборотов карданного вала зависят от его сечения и длины.

Истинное решение вопроса о критических оборотах карданного вала с подвижными опорами дает академик Е. А. Чудаков в своих трудах.

При вращении вала в каждой точке по его длине возникает центробежная сила, равная массе, сосредоточенной в этой точке и умноженной на центробежное ускорение. Последнее зависит от угловой скорости и величины смещения центра тяжести сечения от оси вращения. Смещение это складывается из эксцентриситета и прогиба вала.

Так как прогиб вала по его длине различен, то величина центробежной силы для каждой точки по длине вала имеет неодинаковое значение. У симметричного вала наибольшее значение центробежной силы получается в середине вала.

Таким образом, вал нагружен распределенной нагрузкой, изменяющейся по его длине так, как это примерно изображено на фиг. 69. На фиг. 70 показаны часть вала и действующие на нее усилия. При этом выделено бесконечно малое сечение длиной dx .

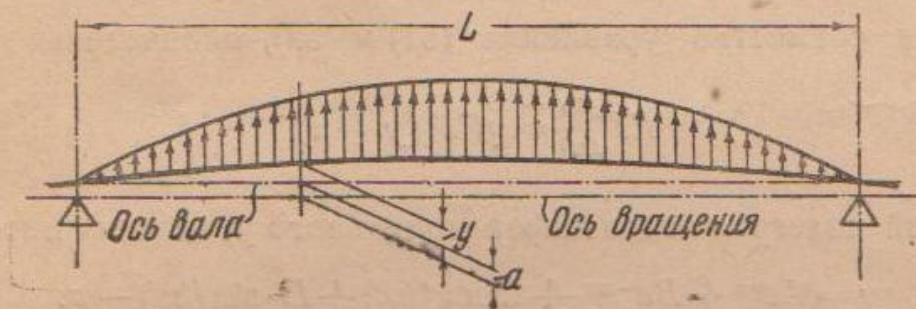
При вращении вала на его объем между сечениями, расположенными по длине dx , действуют, во-первых, центробежная сила S , во-вторых, два срезающих усилия S и S' и, в-третьих,

два момента: M и M' . При этом срезающие усилия и моменты представляют собой реакции смежных частей вала.

Центробежная сила C равна

$$C = m \omega^2 r = q \cdot F \cdot dx \omega^2 (y + a), \quad (a)$$

где q — плотность металла, F — площадь поперечного сечения вала, ω — угловая скорость вращения вала, a — смещение центра тяжести сечения относительно оси вала (эксцентриситет) и



Фиг. 69. Распределение центробежной силы по длине карданного вала.

y — смещение оси вала относительно оси его вращения, получающееся при прогибе от действия центробежной силы.

Из равенства проекции сил на вертикальную ось имеем:

$$C = S' - S = dS. \quad (b)$$

Решая совместно уравнения (a) и (b), получаем

$$\frac{dS}{dx} = q \cdot F \cdot \omega^2 (y + a).$$

Сумма моментов сил, действующих на выделенное сечение вала относительно его центра тяжести, равна алгебраической сумме реактивных моментов от смежных участков вала.

$$\frac{S' + S}{2} \cdot dx = M' - M = dM.$$

Выделенное сечение имеет бесконечно малую длину dx , вследствие чего полусумму секущих усилий $\frac{S' + S}{2}$ можно принять равной секущему усилию S .

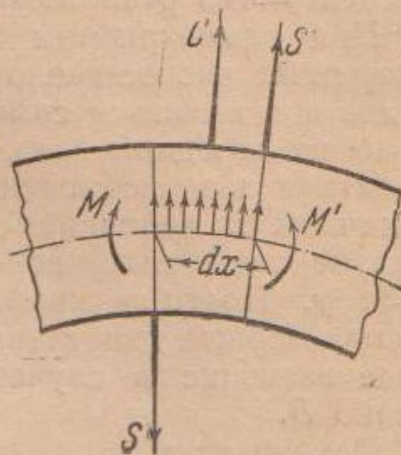
Исходя из этого, получаем:

$$dM = S \cdot dx.$$

Дифференцируя это уравнение по dx и подставляя значения

$\frac{dS}{dx} = qF\omega^2 (y + a)$, получаем, что

$$\frac{d^2M}{dx^2} = \frac{dS}{dx} = qF\omega^2 (y + a). \quad (51)$$



Фиг. 70. Усилия, действующие в сечении карданного вала при изгибе.

Для вала, лежащего свободно на двух опорах, уравнение прогиба имеет вид

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EJ}.$$

Дифференцируя дважды это уравнение по dx , получаем

$$\frac{d^2M}{dx^2} = EJ \frac{d^4y}{dx^4}. \quad (52)$$

Решая совместно уравнения (51) и (52), окончательно получаем

$$EJ \frac{d^4y}{dx^4} = qF\omega^2 (y + a).$$

Общий интеграл этого дифференциального уравнения имеет вид

$$y = Ae^{kx} + Be^{-kx} + C \cos(kx) + D \cdot \sin(kx) - a. \quad (53)$$

Согласно принятым обозначениям в этом уравнении

$$k = \sqrt[4]{\frac{q \cdot F \cdot \omega^2}{EJ}}.$$

Коэффициенты A , B , C и D являются постоянными.

Определяя эти коэффициенты, считаем, что карданный вал при одинаковом креплении обоих его концов прогибается от центробежной силы симметрично, если по длине вала нет каких-либо эксцентрично расположенных масс

При симметричном прогибе вала, предполагая, что начало координат расположено по середине вала, получаем, что прогиб y должен являться симметричной функцией длины x в обе стороны от середины вала. Поэтому величина прогиба y не должна меняться в зависимости от знака при x . При изменении знака y величины x величина $\cos kx$ сохраняет свое значение, а $\sin kx$ меняет свой знак, вследствие чего изменяется и значение прогиба y . Поэтому коэффициент D при $\sin kx$ должен быть равен нулю. Первые два члена правой части уравнения (53) сохраняют свое значение в случае изменения знака при x , если A будет равно B .

Исходя из этого, уравнение прогиба (53) можно написать так:

$$y = A(e^{kx} + e^{-kx}) + C \cdot \cos(kx) - a. \quad (54)$$

При определении коэффициентов A и C , исходим из следующих соображений.

Под опорами вала, т. е. при $x = \frac{L}{2}$, радиус кривизны равен бесконечности. Для этого случая

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EJ} = 0.$$

Дифференцируя дважды уравнение (54) по dx и подставляя вместо x величину $\frac{L}{2}$, получаем:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = Ak^2 \left(e^{k\frac{L}{2}} + e^{-k\frac{L}{2}} \right) - C \cdot k^2 \cdot \cos \left(k\frac{L}{2} \right) = 0. \quad (55)$$

При том же значении $x = \frac{L}{2}$, т. е. под опорами, прогиб вала $y = 0$. Подставляя значения x и y для этого случая, получаем

$$A \left(e^{k\frac{L}{2}} + e^{-k\frac{L}{2}} \right) + C \cdot \cos \left(k\frac{L}{2} \right) = a. \quad (56)$$

Решая совместно последние два уравнения, находим постоянные A и C

$$A = \frac{a}{2 \left(e^{k\frac{L}{2}} + e^{-k\frac{L}{2}} \right)}$$

$$C = \frac{a}{2 \cos \left(k\frac{L}{2} \right)}.$$

Подставляем значения коэффициентов A и C в уравнение (54). Оно принимает следующий вид:

$$y = \frac{a}{2} \cdot \frac{e^{kx} + e^{-kx}}{e^{k\frac{L}{2}} + e^{-k\frac{L}{2}}} + \frac{a}{2} \frac{\cos(kx)}{\cos \left(k\frac{L}{2} \right)}.$$

Прогиб y равен бесконечности, когда один из знаменателей правой части последнего уравнения равен нулю. Это получается, когда значение $\cos \left(k\frac{L}{2} \right)$ равно нулю, что возможно, когда $\left(k\frac{L}{2} \right)$ имеет значение $\frac{\pi}{2}$; $\frac{3\pi}{2}$; $\frac{5\pi}{2}$ и т. д.

Для обеспечения достаточной прочности вала необходимо, чтобы скорость его вращения не достигала первого предела. Принимаем значение $\left(k\frac{L}{2} \right)$ равным $\frac{\pi}{2}$; отсюда $k = \frac{\pi}{L}$. Получаем

$$\frac{\pi}{L} = \sqrt[4]{\frac{q \cdot F \cdot \omega^2}{EJ}}.$$

Отсюда получаем значение критической угловой скорости

$$\omega^2 = \frac{\pi^4 \cdot EJ}{q \cdot F \cdot L^4}, \quad (57)$$

где E — модуль упругости материала, из которого выполнен карданный вал (в среднем величину этого коэффициента можно принять равной $2 \cdot 10^6$);

J — момент инерции сечения вала;

F — площадь сечения вала;

L — длина вала;

q — плотность металла.

*

Если вместо угловой скорости ввести число оборотов вала в минуту, то критическое число оборотов определится из уравнения¹

$$n^2 = \frac{\pi^2 900 \cdot EJ}{q \cdot F \cdot L^4} \text{ или } n = 94,25 \sqrt{\frac{EJ}{q \cdot F \cdot L^4}} \quad (58)$$

Данное уравнение справедливо как для сплошного, так и для полого вала. С точки зрения прочности полый вал (трубчатый) дает значительно лучший результат, чем сплошной. Согласно уравнению (58) критическое число оборотов тем выше, чем выше отношение момента инерции J к площади сечения F . Выражая эти величины для полого вала через его диаметры (D и d) и подставив значения E и q для стали, получаем:

$$n = 10\,250\,000 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}, \quad (59)$$

где D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры полого карданного вала.

5. Износ карданных механизмов

В эксплуатации карданные механизмы страдают не столько поломками вследствие недостаточной прочности, сколько чрезмерным износом и нагреванием. Это сопровождается разрушением деталей карданов или их трущихся поверхностей, а также ухудшением работы других механизмов передачи.

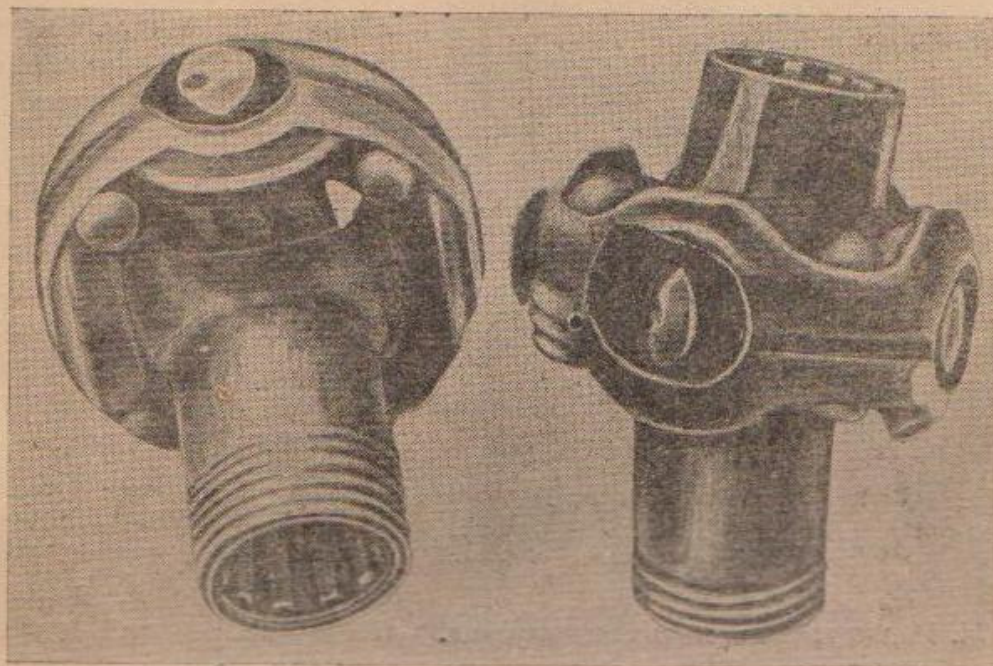
Для иллюстрации приводим детали карданов, находившихся в эксплуатации. На фиг. 71 изображены два кардана автомобилей ГАЗ-АА с исключительно большим износом шипов обеих вилок и гнезд кольца, охватывающего эти шипы. На фиг. 72 показан кардан автомобиля ГАЗ-А, в котором шипы крестовины после заедания их во втулках стали вращаться вместе с последними, как одно целое, в гнездах вилок. Вследствие этого износ гнезд получился настолько большим, что втулки начали выходить из гнезд в вилках. На фиг. 73 изображена втулка кардана Спайсер, на внутренней поверхности которой вследствие заедания и нагрева образовалось наволакивание металла (перенесение металла из одного места в другое на той же поверхности) и переход его с шипа на втулку. Такое явление, вследствие знакопеременного скольжения, носит усталостный характер. Большая

¹ В отдельных курсах расчета автомобиля приведено другое уравнение критического числа оборотов карданного вала с подвижными опорами. Если принять обозначения, приведенные выше, это уравнение имеет вид:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{48 \cdot E \cdot J}{qF \cdot L^4}} \text{ или } n = 66,16 \sqrt{\frac{EJ}{qF \cdot L^4}}$$

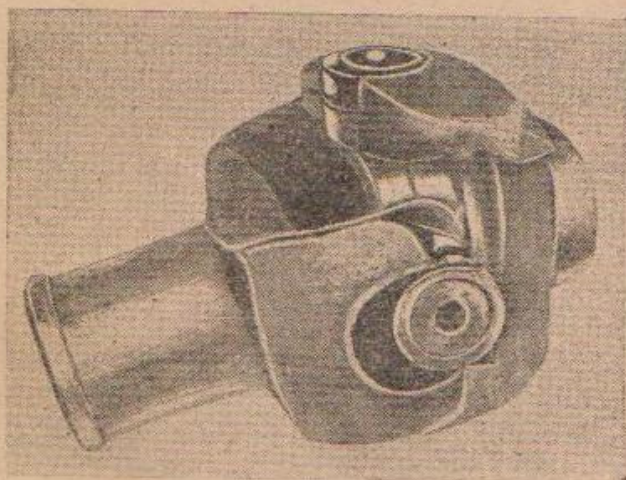
Данное уравнение выведено из предположения, что нагрузка на вал представляет собой сосредоточенную центробежную силу, приложенную в центре тяжести вала. Такое предположение не соответствует действительности. Получаемые результаты расчета значительно отличаются от истинных значений. Это уравнение дает заниженные значения критического числа оборотов, вследствие чего не следует рекомендовать его в качестве расчетного.

сила трения, возникающая между поверхностями в местах наибольших удельных давлений при необеспеченной смазке, стремится сдвинуть эту часть поверхности соприкосновения. Вслед-



Фиг. 71. Износ карданов ГАЗ-АА.

ствие знакопеременности ее действия, эта сила вызывает усталость материала и влечет за собой указанные последствия. Наиболее яркие примеры усталостных разрушений трущихся поверх-



Фиг. 72. Износ кардана ГАЗ-А.



Фиг. 73. Втулка кардана "Спейсер" после заедания шипа.

ностей представлены на фиг. 106 и 107. На фиг. 74 приведена часть крестовины кардана, шип которой имеет чрезвычайно большой износ. На заплечике шипа образовалось наслоение металла вследствие наволакивания и перехода части металла с заплечика на вилку. Разрушение поверхности заплечика шипа

получается от большой силы трения со знакопеременным направлением, действующей между трущимися поверхностями.



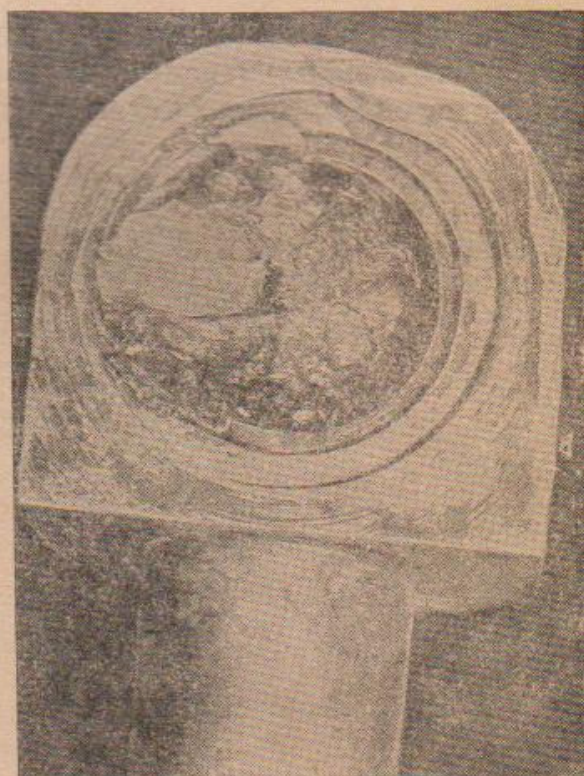
Фиг. 74. Износ шипа крестовины кардана.

талла шипа в тангенциальном направлении. Как и в предыдущих случаях заедание вызвало при непрерывном повышении температуры сопровождающем заедание, теряет прочность и под влиянием действующих на него сил начинает разрушаться.

Основным недостатком конструкции кардана данного типа является отсутствие точного и надежного центрирования колпачков на фланцах. Во время сборки при затягивании гайки на хвостовике колпачка последний под действием силы трения гайки поворачивается. В результате шип оказывается зажатым в колпачке с двух противоположных сторон в плоскости действия крутящего момента, и соприкосновение трущихся поверхностей получается точечным. Таким образом, кроме сил от крутящего момента шип нагружен еще силами от затягивания гайки. Под действием тех и других сил смазка выжимается с трущихся поверхностей, что способствует заеданию

трущимися поверхностями. Эта сила возникает не только от действия большой радиальной силы, вызываемой неуравновешенностью вала, но и, главным образом, от чрезмерно тесной посадки вилки карданного вала на заплечики шипов крестовины. При отсутствии надлежащей смазки тесная посадка является основной причиной нагрева и усталостных разрушений этих поверхностей.

На фиг. 75 изображен колпачок или гнездо для шипа крестовины кардана типа Кливленд, в котором осталось тело шипа. На снимке видно течение ме-



Фиг. 75. Колпачок кардана Кливленд с изломанным шипом после нагрева и заедания.

и чрезмерному нагреванию деталей и тем самым вызывает указанные последствия. Более совершенной конструкцией в отношении центрирования, а также смазки трущихся поверхностей является кардан той же фирмы, в котором колпачки точно установлены на фланцах (фиг. 46).

Для центрирования на фланцах на колпачках выполнены заплечики $л$, с которыми соприкасаются плоскости $л$ колпачков.

В кардане Механик Мэшин К⁰ точное расположение втулок обеспечивают шлифованные плоскости A (фиг. 47) на внутренних поверхностях колец.

Недостаточное освещение в литературе причин износа, нагревания и потерь на трение в карданных механизмах, а также ошибки, которые могут иметь место при выборе карданной передачи при проектировании новых типов машин, показывают, что затронутые вопросы требуют еще дополнительного исследования.

В развитие метода, предложенного акад. Е. А. Чудаковым, нами установлена зависимость перемещения кольца или крестовины относительно осей шипов ведущей и ведомой вилок и разработан расчет карданного механизма на износ и нагревание.

Рассматриваемые нами карданные механизмы автомобиля работают при различных значениях крутящего момента и чисел оборотов, а также при изменяющемся угле наклона соединяемых ими валов передачи.

При передаче карданами усилий в шарнирных их соединениях неизбежно возникает трение, вызывающее износ трущихся поверхностей и нагревание деталей. Потери на трение тем выше, чем больше передаваемая карданами мощность (число оборотов и крутящий момент), с одной стороны, и угол наклона валов — с другой. Потери на трение по сравнению с передаваемыми карданами усилиями невелики. Вместе с тем величина трущихся поверхностей шипов кардана очень мала, вследствие чего получающиеся удельная нагрузка и удельная работа трения могут достигать очень больших значений. Поэтому значения параметров, характеризующих работу кардана, представляют большой практический интерес.

В качестве параметров, характеризующих износоустойчивость трущихся поверхностей шарниров кардана, могут служить следующие величины: 1) скорость скольжения v между трущимися поверхностями; 2) удельное давление k ; 3) произведение скорости скольжения и удельного давления, т. е. kv , и 4) удельная работа трения $\mu \cdot kv$, выделяемая с 1 см^2 трущихся поверхностей в 1 сек. В качестве параметров, характеризующих наивыгоднейшую напряженность работы кардана с точки зрения минимальных износа и потерь на трение, могут служить предел температурной пропорциональности и к. п. д. кардана.

Кинематика шарниров

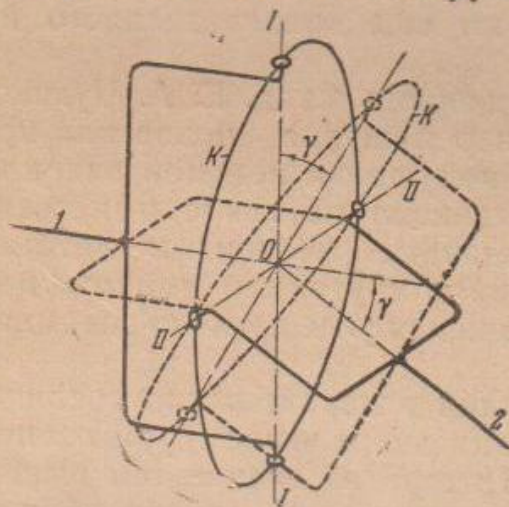
Скорости скольжения шипов кардана зависят от радиуса трущихся поверхностей и угловой скорости поворачивания кольца или крестовины кардана около осей этих шипов.

Схема поворота кольца K около осей шипов $I—I$ и $II—II$ в зависимости от угла поворота ведущего вала изображена на фиг. 76.

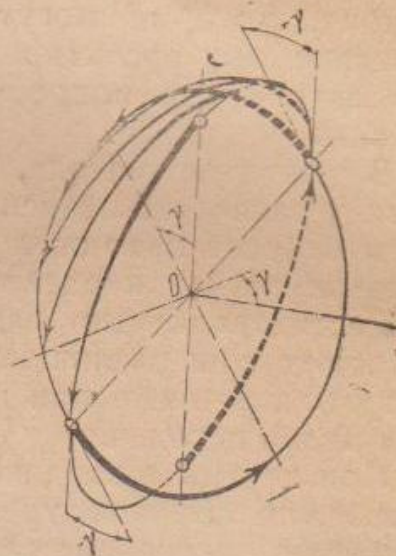
Когда шипы вилки вала 1 расположены по вертикали $I—I$, кольцо K совпадает с плоскостью вращения этих шипов.

Если вал 1 повернется на 90° , то шипы вилки этого вала будут расположены на горизонтали $II—II$ и кольцо кардана K в этом случае будет лежать в плоскости вращения шипов вилки вала 2 и составлять с плоскостью вращения шипов вилки вала 1 угол γ , равный углу, составляемому валами 1 и 2 . Второе положение элементов карданного механизма изображено на фиг. 76 пунктирными линиями.

Выделив на кольце квадрант и поворачивая вал 1 по окру-



Фиг. 76. Схема крайних положений кольца кардана.



Фиг. 77. Схема положений квадранта кольца кардана за полный оборот вала.

ности, находим, что этот квадрант располагается в каждой четверти окружности так, как показано большими стрелками на фиг. 77. Из фигуры видно, что угол качания кольца на шипах равен 2γ .

При промежуточных положениях шипов обеих вилок кольцо кардана занимает некоторые промежуточные положения между плоскостями их вращения, поворачиваясь около осей шипов. Эти положения квадранта и изображены на фиг. 77 меньшими стрелками.

Находим зависимость между углами поворота кольца кардана, поворачивающегося вокруг осей шипов, и углом поворота ведущего вала. Схема для определения этой зависимости изображена на фиг. 78.

Пусть шип A вилки ведущего вала 1 переместился от вертикали $I—I$ на угол α по описываемой им окружности. Шип B ведомого вала 2 переместился при этом на угол β от горизонтали $II—II$ по описываемой данным шипом окружности. Кольцо кардана повернулось около оси шипов A и C на угол δ , а около оси шипов B и D на угол χ . В разделе о кинематике кардана на подобной схеме была построена пространственная фигура — пирамида $BOKE$ (см. фиг. 48).

Выражая $\sin \beta$ и $\cos \beta$ через $\operatorname{tg} \beta$, получаем:

$$\sin \beta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} = \frac{\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}}{\sqrt{1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \gamma}}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma}};$$

$$\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \gamma}}} = \frac{\cos \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma}}.$$

Подставляя в полученные выше уравнения углов δ значения функций углов β , окончательно имеем:

$$\sin \delta = \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma}} = \frac{\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}} \quad (60)$$

$$\cos \delta = \frac{\cos \gamma}{\cos \alpha \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}; \quad (61)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (62)$$

Уравнение (62) дает нам необходимую и более удобную зависимость между интересующими нас величинами.

Для определения угловой скорости поворота кольца кардана около оси шипов вилки ведущего вала дифференцируем уравнение (62) и, разделив его на dt , получаем:

$$\frac{1}{\cos^2 \delta} \cdot \frac{d\delta}{dt} = \operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt}.$$

В этом уравнении $\frac{d\delta}{dt}$ — угловая скорость поворачивания кольца около оси шипов ω_{k1} , а $\frac{d\alpha}{dt}$ — угловая скорость вращения ведущего вала I , равная ω_1 .

Подставив эти значения, а также значения $\cos^2 \delta$ в последнее уравнение и определяя из него отношение угловых скоростей, получаем:

$$\frac{\omega_{k1}}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}. \quad (63)$$

При неизменном значении угла наклона валов γ максимальные значения отношения угловых скоростей получаем при $\alpha = 0^\circ$; $\alpha = 180^\circ$ и $\alpha = 360^\circ$.

Таким образом максимальную угловую скорость поворота кольца кардана относительно оси шипов ведущей вилки при $\alpha = 0^\circ$ можно выразить так:

$$(\omega_{k1})_{\max} = \omega_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (64)$$

Для определения зависимости между углом поворота кольца около оси шипов ведомой вилки 2, равным x , и углом поворота ведущего вала α на фиг. 78 построена пирамида QASO. Она выполнена, как и на фиг. 48. Гранями этой пирамиды служат прямоугольные треугольники AQO и AQS с прямым

углом при вершине Q, а также прямоугольные треугольники ASO и QSO с прямым углом при вершине S.

Из этих треугольников имеем:

$$\begin{aligned}AQ &= AO \cdot \sin x = R \cdot \sin x; \\AQ &= AS \cdot \sin \gamma; \\AS &= AO \cdot \cos \alpha = R \cdot \cos \alpha; \\QO &= AO \cdot \cos x = R \cdot \cos x; \\QO &= \sqrt{OS^2 + QS^2}; \\OS &= OA \cdot \sin \alpha = R \cdot \sin \alpha; \\QS &= AS \cdot \cos \gamma; \\AS &= AO \cdot \cos \alpha = R \cdot \cos \alpha.\end{aligned}$$

Решая их совместно, получаем зависимости между интересующими нас углами α , x и γ .

$$\sin x = \cos \alpha \cdot \sin \gamma; \quad (65)$$

$$\cos x = \cos \alpha \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma} = \cos \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}; \quad (66)$$

$$\operatorname{tg} x = \frac{\sin \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma}} = \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}. \quad (67)$$

Для определения угловой скорости поворота кольца или крестовины кардана около оси шипов ведомой вилки дифференцируем уравнение (65)

$$\cos x \cdot dx = -\sin \gamma \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha.$$

Подставив в получаемое выражение значение $\cos x$ и разделив на dt , получаем:

$$\frac{\omega_{k2}}{\omega_1} = -\frac{\sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma}} = -\frac{\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}. \quad (68)$$

При некотором постоянном значении угла наклона валов γ максимальные значения отношения угловых скоростей получаем при $\alpha = 90$ и 270° .

Таким образом максимальную угловую скорость поворота кольца кардана около оси шипов вилки ведомого вала можно выразить так:

$$(\omega_{k2})_{\max} = -\sin \gamma \cdot \omega_1. \quad (69)$$

Скорости скольжения

Скорости скольжения трущихся поверхностей шипов кардана получают, как произведения угловых скоростей вращения кольца или крестовины около осей шипов и радиуса трущихся поверхностей и определяют из следующих уравнений:

для шипов вилки ведущего вала с постоянной скоростью вращения

$$v_1 = \omega_{k1} \cdot r = \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma} \cdot \omega_1 \cdot r; \quad (70)$$

для шипов вилки ведомого вала с переменной скоростью вращения

$$v_2 = \omega_{k2} \cdot r = - \frac{\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}} \omega_1 \cdot r. \quad (71)$$

Уравнения максимальных скоростей скольжения имеют вид:

$$(v_1)_{\max} = \pm \operatorname{tg} \gamma \cdot \omega_1 \cdot r \quad (72)$$

и

$$(v_2)_{\max} = \mp \sin \gamma \cdot \omega_1 \cdot r. \quad (73)$$

В приведенных уравнениях

γ — угол наклона соединяемых карданом валов,

α — угол поворота ведущего вала с постоянной скоростью вращения,

ω_1 — угловая скорость вращения ведущего вала и

r — радиус трущихся поверхностей шипов кардана.

Удельные давления

В карданной передаче усилиями, действующими на шипы крестовины или вилок, являются силы P_k , расположенные в плоскости кольца или крестовины кардана.

Удельные давления от их действия на шипы определяются из уравнения

$$k = \frac{P_k}{2 \cdot r \cdot h} = \frac{M_1}{4Rrh} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}, \quad (74)$$

где

R — средний радиус вращения шипов кардана,

h — рабочая высота шипа,

M_1 — крутящий момент на ведущем валу.

Удельные давления на шипах ведущей и ведомой вилок равны между собой.

Уравнения минимального и максимального значений удельного давления имеют вид:

$$k_{\min} = \frac{M_1}{4Rrh}; \quad (75)$$

$$k_{\max} = \frac{M_1}{4Rrh} \cdot \frac{1}{\cos \gamma}. \quad (76)$$

Произведения скоростей скольжения и удельного давления

Произведения скоростей скольжения и удельного давления согласно их уравнениям, приведенным выше, принимают следующий вид:

для шипов вилки ведущего вала, вращающегося с постоянной скоростью

$$kv_1 = \frac{M_1}{4Rh} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}} \omega_1; \quad (77)$$

для шипов вилки ведомого вала (карданного), вращающегося с переменной скоростью

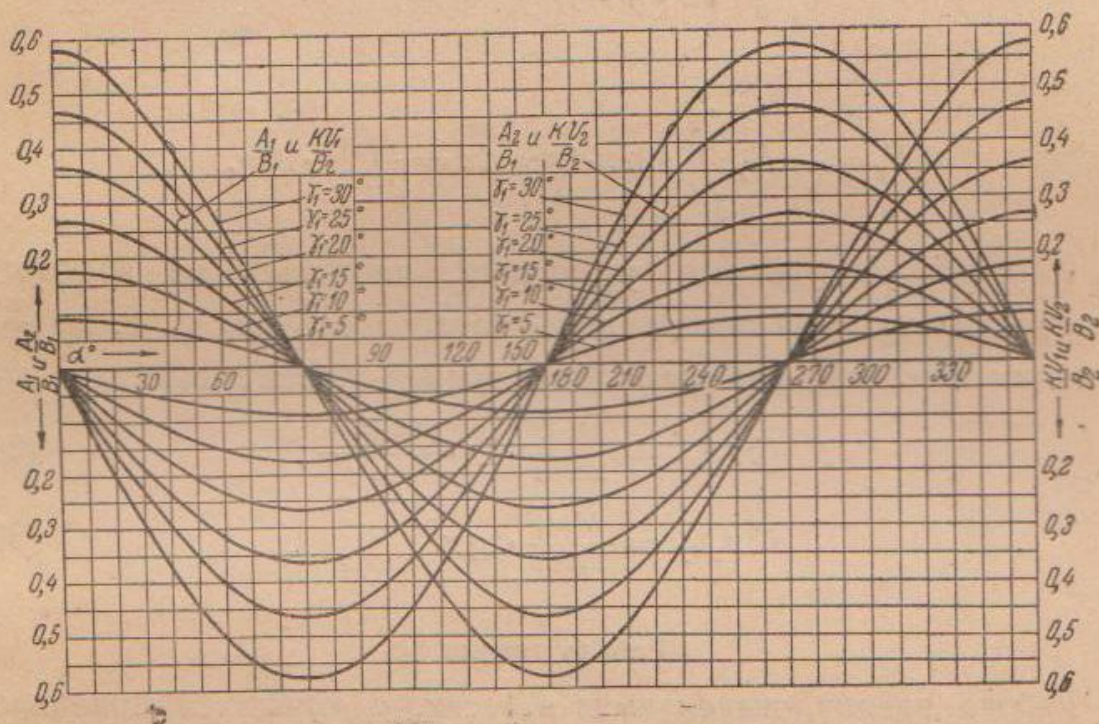
$$kv_2 = \frac{M_1}{4Rh} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \omega_1. \quad (78)$$

Обозначая постоянный множитель $\frac{M\omega_1}{4Rh_1}$ через B_1 , оба уравнения произведений k и v можно представить в таком виде: для шипов вилки ведущего вала

$$\frac{kv_1}{B_1} = \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}; \quad (79)$$

для шипов вилки ведомого вала

$$\frac{kv_2}{B_1} = \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (80)$$



Фиг. 79. Изменение kv_1 и kv_2 по углу поворота ведущего вала.

По этим уравнениям для значений угла наклона валов γ , равных 5; 10; 15; 20; 25 и 30°, в зависимости от угла поворота ведущего вала α от 0 до 360°, на фиг. 79 изображено изменение величин $\frac{kv_1}{B_1}$ и $\frac{kv_2}{B_1}$ за один оборот ведущего вала.

Максимальные значения произведений k и v получаем из уравнения

$$(kv_1)_{\max} = (kv_2)_{\max} = \frac{M_1 \omega_1}{4Rh} \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \omega_1. \quad (81)$$

Для определения средних значений произведений k и v интегрируем в пределах от 0 до $\frac{\pi}{2}$ (угла поворота ведущего вала) уравнения

$$dF_1 = kv_1 \cdot d\alpha = \frac{M_1 \omega_1}{4Rh} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot d\alpha}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}; \quad (82)$$

$$dF_2 = kv_2 \cdot d\alpha = -\frac{M_1 \omega_1}{4Rh} \cdot \sin \alpha \operatorname{tg} \gamma \cdot d\alpha. \quad (83)$$

Для интегрирования первого уравнения вводим обозначение $\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma = t$, которое после дифференцирования принимает вид:

$$dt = \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot d\alpha.$$

Подставив указанные обозначения и интегрируя полученное уравнение с новым переменным в пределах от 0 до $\operatorname{tg} \gamma$, определяемых подстановкой первых пределов в уравнение $t = \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma$, получаем:

$$F_1 = B_1 \int_0^{\operatorname{tg} \gamma} \frac{dt}{\sqrt{1+t^2}} = \frac{M_1 \omega_1}{4Rh} \ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma};$$

и

$$F_2 = -B_1 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot d\alpha = \frac{M_1 \omega_1}{4Rh} \cdot \operatorname{tg} \gamma.$$

Разделив полученные уравнения площадей на абсциссу, в пределах которой произведено интегрирование, т. е. на $\frac{\pi}{2}$, находим интересующие нас уравнения средних значений kv_1 и kv_2 :

$$(kv_1)_{cp} = \frac{M_1 \omega_1}{2\pi Rh} \cdot \ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma}; \quad (84)$$

$$(kv_2)_{cp} = \frac{M_1 \omega_1}{2\pi Rh} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (85)$$

Работа трения

Работа трения, выделяемая в 1 сек. с трущихся поверхностей какого-либо механизма, находящегося под действием нагрузки, выражается уравнением

$$A = N \cdot \mu \cdot \omega \cdot r,$$

где N — сила, действующая по нормали к трущимся поверхностям,

μ — коэффициент трения,

$\omega \cdot r$ — скорость скольжения одной трущейся детали относительно другой.

В рассматриваемом карданном механизме на шипах вилки ведущего вала, обозначенных на фиг. 61 знаками A и C , результирующими силами являются $P_k = \frac{M_1}{2R} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}$, расположенные в плоскости кольца или крестовины кардана. При коэффициенте трения μ , угловой скорости вращения этих шипов $\omega_{k1} = \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma} \omega_1$ и радиусе шипов r уравнение секундной работы трения на каждом из этих шипов принимает вид:

$$A_1 = \frac{M_1}{2R} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma} \cdot \mu \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}} \cdot \omega_1 \cdot r$$

или

$$A_1 = \frac{M_1 \omega_1 \cdot r \mu}{2R} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}} \quad (86)$$

На шипах вилки ведомого вала, обозначенных на фиг. 61 знаками B и D , результирующими силами являются также силы P_x . При коэффициенте трения между трущимися поверхностями μ , угловой скорости вращения этих шипов $\omega_{к2} = \frac{-\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}} \omega_1$ и радиусе шипов r уравнение секундной работы трения на каждом из этих шипов принимает вид

$$A_2 = -\frac{M_1}{2R} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma} \cdot \mu \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}} \cdot \omega_1 \cdot r$$

или

$$A_2 = -\frac{M_1 \omega_1 r \mu}{2R} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (87)$$

Выразив постоянный член через B_2 , т. е.

$$\frac{M_1 \omega_1 \mu \cdot r}{2R} = B_2,$$

оба уравнения работы трения можно представить так:
для шипов вилки ведущего вала

$$\frac{A_1}{B_2} = \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}}; \quad (88)$$

для шипов вилки ведомого вала

$$\frac{A_2}{B_2} = -\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (89)$$

Сопоставляя полученные уравнения работы трения с уравнениями произведений k и v , находим, что изменение этих величин для одноименных шипов кардана протекает по одному и тому же закону.

Следовательно, кривые $\frac{kv_1}{B_1}$ и $\frac{kv_2}{B_1}$, изображенные на фиг. 79, представляют собой также изменение величин $\frac{A_{x1}}{B_2}$ и $\frac{A_{x2}}{B_2}$, что и обозначено на тех же кривых.

Средние значения работы трения получаем интегрированием в пределах от нуля до $\frac{\pi}{2}$ угла поворота ведущего вала и делением на $\frac{\pi}{2}$ уравнений

$$dF_1 = A_1 d\alpha = \frac{M_1 \omega_1 \mu r}{2R} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot d\alpha}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}}; \quad (90)$$

$$dF_2 = A_2 d\alpha = -\frac{M_1 \omega_1 \mu r}{2R} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot d\alpha. \quad (91)$$

Окончательные уравнения средних значений секундной работы трения получаем в следующем виде (промежуточных действий не приводим):

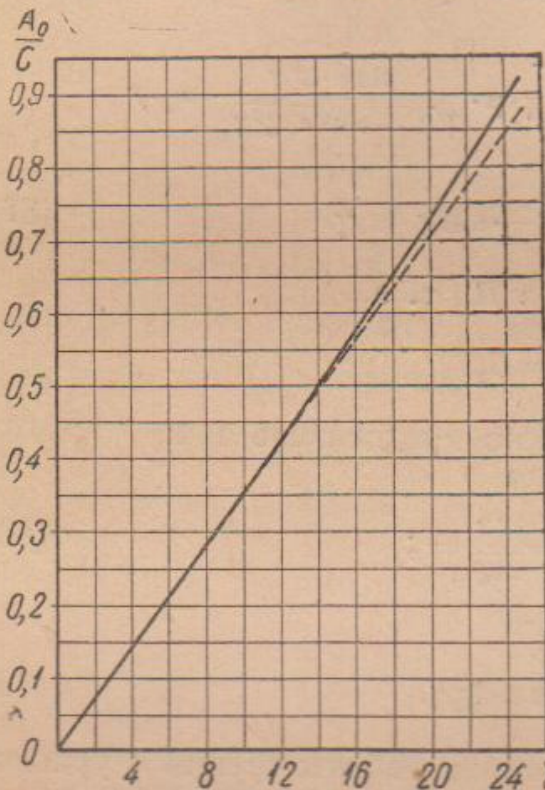
для каждого шипа вилки ведущего вала

$$A_1 = \frac{M_1 \omega_1 \mu r}{\pi R} \ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma}; \quad (92)$$

для каждого шипа вилки ведомого вала

$$A_2 = \frac{M_1 \omega_1 \mu r}{\pi R} \operatorname{tg} \gamma. \quad (93)$$

Среднее значение полной работы трения, выделяемой в 1 сек. на трущихся поверхностях всех четырех шипов кардана, определяем из уравнения



$$\begin{aligned} [A_0 = 2(A_1 + A_2) = \\ = \frac{2M_1 \omega_1 \mu r}{\pi R} \left(\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \right. \\ \left. + \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (94) \end{aligned}$$

Обозначив множитель, стоящий перед скобками, через C , уравнение (94) можно написать так:

$$\frac{A_0}{C} = \ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \operatorname{tg} \gamma. \quad (95)$$

При изменении значения угла наклона валов γ определяется характер изменения величины $\frac{A_0}{C}$, характеризующей изменение работы трения, что и изображено на фиг. 80 сплошной линией в зависимости от этого угла.

Фиг. 80. Изменение работы трения в зависимости от угла наклона валов.

Работа трения для малых значений угла наклона валов γ

бесконечно мало отличается от прямой пропорциональности, обозначенной на фиг. 80 пунктирной линией.

Таким образом, можно заключить, что при неизменяемых конструктивных параметрах, т. е. R и r , полная работа трения при малых углах наклона валов прямо пропорциональна изменению рабочих параметров кардана M , n и γ , а также коэффициента трения между трущимися поверхностями шипов μ .

Удельная работа трения

Работу трения в каждом шипе кардана определяем по приведенному выше уравнению:

$$A = P_k \omega_k \mu r.$$

Удельную работу трения, т. е. работу трения, отнесенную к единице трущейся поверхности, находим из уравнения

$$l = \frac{A}{2rh} = \frac{P_k \mu r \omega_k}{2r^2 h} = \mu \cdot k \omega. \quad (96)$$

Уравнение удельной работы трения отличается от произведения kv на множитель μ , т. е. на коэффициент трения между трущимися поверхностями шипов кардана. Уравнения максимальных и средних значений удельной работы трения для отдельных шипов кардана имеют следующий вид:

$$(l_1)_{\max} = (l_2)_{\max} = \frac{M_1}{4Rh} \mu \operatorname{tg} \gamma \cdot \omega_1; \quad (97)$$

$$(l_1)_{\text{cp}} = \frac{M_1 \mu}{2\pi Rh} \omega_1 \cdot \ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma}; \quad (98)$$

$$(l_2)_{\text{cp}} = \frac{M_1 \mu}{2\pi Rh} \cdot \omega_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (99)$$

6. Нагрев карданных механизмов

Работа трения, выделяемая с трущихся поверхностей шипов кардана и вызывающая их износ, неизбежно сопровождается нагреванием.

Известно, что нагрев деталей, находящихся под действием нагрузки, отрицательно влияет на их прочность. Вместе с тем, введенная между трущимися поверхностями смазка при нагревании разжижается, ее смазочные свойства ухудшаются и при значительных удельных давлениях она выжимается с трущихся поверхностей, вследствие чего изменяется и коэффициент трения между ними. Это изменяет работу трения при постоянных рабочих параметрах кардана, т. е. M , n и γ .

Таким образом определение нагрева кардана представляет интерес с точки зрения прочности деталей и, главным образом, влияния нагрева на качество смазки трущихся поверхностей, а следовательно, и на их износ.

Умножая полную работу трения A_0 на механический эквивалент тепла, т. е. на $\frac{1}{427}$, получаем количество тепла, выделяемого в 1 сек. на всех трущихся поверхностях шипов кардана:

$$L_0 = \frac{A_0}{427} \text{ кг-кал/сек.}$$

Температура нагрева

Детали, с трущихся поверхностей которых это тепло выделяется, получают тем больший нагрев, чем больше работа трения, с одной стороны, и чем меньше полная теплоемкость нагреваемых деталей — с другой.

Для тела весом G и со средней теплоемкостью c количество тепла, необходимое для повышения его температуры на τ° относительно окружающей среды, определяем по уравнению

$$L_0 = G \cdot c \cdot \tau.$$

Решая это уравнение, находим интересующее нас повышение температуры τ .

Данное уравнение действительно при условии, что все выделяемое тепло сосредоточено в самом механизме. В действительности же часть тепла уходит в окружающую среду при охлаждении кардана. При этом условии тепловой баланс карданного механизма за время dt его работы выражается уравнением

$$L_0 \cdot dt = G \cdot c \cdot d\tau + S \cdot k \cdot \tau \cdot dt, \quad (100)$$

где $L_0 \cdot dt$ — работа трения, превращенная в тепло за время dt ;
 $S \cdot k \cdot \tau \cdot dt$ — тепло, отданное в окружающую среду за то же время dt ;

$G \cdot c \cdot d\tau$ — прирост тепла в карданном механизме за время dt ;

S — поверхность охлаждения карданного механизма,
 k — коэффициент теплопередачи между карданом и окружающей средой;

τ° — по ранее принятому условию — повышение температуры нагрева кардана относительно окружающей среды.

Для решения дифференциального уравнения, выражающего баланс тепла, определяем время t путем интегрирования.

$$t = \frac{G \cdot c \cdot \ln(L_0 - S \cdot k \cdot \tau)}{-S \cdot k} + C.$$

В начальный момент работы кардана, при $t=0$, повышение температуры $\tau=0$. Из этих условий определяется произвольная постоянная интегрирования C

$$C = \frac{G \cdot c \cdot \ln L_0}{S \cdot k}.$$

После подстановки значения произвольной постоянной уравнение времени t принимает вид:

$$t = \frac{G \cdot c}{S \cdot k} \cdot \ln \frac{L_0}{L_0 - S \cdot k \cdot \tau}. \quad (101)$$

Для определения повышения температуры решаем последнее уравнение относительно τ :

$$\tau = \frac{L_0 (e^{\frac{tSk}{Gc}} - 1)}{S \cdot k \cdot e^{\frac{tSk}{Gc}}}. \quad (102)$$

Если обозначить

$$N = \frac{L_0}{S \cdot k} \text{ и } q = \frac{tSk}{Gc},$$

уравнение (102) принимает вид:

$$\frac{\tau}{N} = \frac{e^q - 1}{e^q}. \quad (103)$$

По этому уравнению построена кривая $\frac{\tau}{N}$ в зависимости от q , изображенная на фиг. 81.

Величина $\frac{c}{N}$, характеризующая изменение температуры в зависимости от q , резко растет вначале, затем рост ее значительно замедляется и, наконец, кривая выравнивается и подходит близко к постоянной величине, при которой наступает тепловое равновесие, т. е. такое состояние, когда количество тепла, выделяемое на трущихся поверхностях кардана, равно количеству тепла, отдаваемому в окружающую среду.

Вместе с тем температура в каждой точке нагреваемой части кардана пропорциональна количеству тепла, проходящему через эту точку, которое зависит от величины работы трения. Последняя, согласно установленному выше, прямо пропорциональна изменению рабочих параметров кардана M , n и γ , а также коэффициента трения между трущимися поверхностями μ .

Первые три величины, т. е. M , n и γ , можно изменять произвольно, а коэффициент трения μ зависит от качества обработки и состояния трущихся поверхностей и от качества смазки, вследствие чего теплового равновесия может и не получиться.

Предел температурной пропорциональности

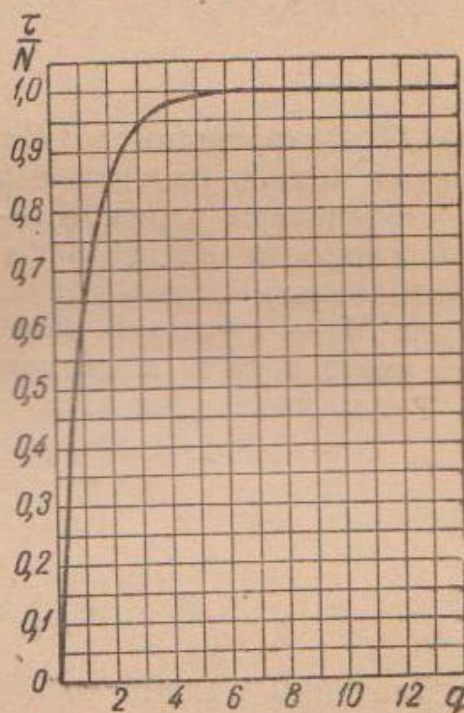
Под пределом температурной пропорциональности подразумевается то значение нагрузки, числа оборотов или угла наклона валов кардана, при котором температура его нагревания резко отклоняется (в сторону роста) от изменения работы трения, получающегося при изменении одного из его рабочих параметров.

Если при некотором значении одного из них, т. е. M , n или γ , температура нагрева кардана начинает резко отклоняться, это свидетельствует о резком изменении коэффициента трения μ между трущимися поверхностями, а следовательно, и работы трения при этом значении изменяемого параметра.

Таким образом, предел температурной пропорциональности указывает предельную величину одного из рабочих параметров кардана, до которой работа трения, выделяемая с трущихся поверхностей, находится в прямой с ним пропорциональности и резко возрастает при его увеличении.

7. К. п. д. карданного механизма

Приведенные выше иллюстрации износа и нагревания деталей кардана (см. фиг. 71—75) свидетельствуют о наличии значительных потерь на трение в шарнирах, вследствие чего величина к. п. д. кардана представляет практический интерес.



Фиг. 81. Изменение температуры нагрева.

К. п. д. — отношение мощности, снимаемой с ведомого вала того или иного механизма (в данном случае кардана) к мощности, подводимой к ведущему его валу. Совершенно очевидно, что при наивысшем значении к. п. д. кардана получаются минимальные потери на трение, следствием чего является минимальный износ его трущихся поверхностей, а следовательно, получается наибольшая отдача передаваемой карданом мощности и кардан обладает наибольшей работоспособностью. Поэтому к. п. д. кардана является одним из основных параметров, характеризующих его работу.

Согласно сказанному, уравнение к. п. д. кардана можно написать так:

$$\eta = \frac{M_2' \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1},$$

где M_2' — крутящий момент, действующий на ведомом валу, с учетом потерь на трение в кардане.

Обозначаем через M_{r2} — момент трения, приведенный к угловой скорости вращения ведомого вала, M_{r1} — момент трения, приведенный к угловой скорости вращения ведущего вала, и через M_2 — крутящий момент, действующий на ведомом валу, без учета трения в кардане.

Тогда уравнения к. п. д. кардана принимают вид:

$$\eta = \frac{(M_2 - M_{r2}) \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = 1 - \frac{M_{r2} \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} \quad (104)$$

и

$$\eta = \frac{(M_1 - M_{r1}) \omega_1}{M_1 \cdot \omega_1} = 1 - \frac{M_{r1} \cdot \omega_1}{M_1 \cdot \omega_1} = 1 - \frac{A_0}{M_1 \omega_1}. \quad (105)$$

Значение полной работы трения A_0 , приведенной к угловой скорости вращения ведущего вала, было выведено ранее, вследствие чего последнее уравнение к. п. д. является более удобной формой для его определения.

Если подставить найденное выше значение A_0 , уравнение, к. п. д. принимает следующий вид:

$$\eta = 1 - \frac{2 M_1 \omega_1 r \cdot \mu}{\pi R M_1 \omega_1} \left(\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \operatorname{tg} \gamma \right)$$

или

$$\eta = 1 - \frac{2 \mu r}{\pi R} \left(\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (106)$$

Несколько иную форму принимает уравнение к. п. д., если выразить потери на трение в шипах через угол поворота кольца или крестовины кардана около осей этих шипов, т. е.

$$dA_1 = P_{\kappa} \cdot \mu r \cdot d\delta = \frac{M_1 \mu r}{2 R \cdot \cos \delta} \cdot d\delta \quad (107)$$

¹ Вопрос о потерях на трение, нагревании и к. п. д. кардана рассматривался нами и впервые опубликован в журналах „Автотракторное дело“ № 1, 1936 г. и „Мотор“ № 6, 1936 г.

и

$$dA_2 = P_k \cdot \mu \cdot r \cdot dx = \frac{M_1 \mu r}{2R} \cdot \cos x \cdot dx. \quad (108)$$

Между углами поворота кольца или крестовины кардана около осей шипов вилок ведущего и ведомого валов δ и x и углом поворота ведущего вала α выше установлены зависимости

$$\begin{aligned} \cos \delta &= \frac{1}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}; \\ \cos x &= \cos \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}. \end{aligned}$$

Для интегрирования уравнений dA_1 и dA_2 необходимо установить пределы углов δ и x при повороте ведущего вала на угол от 0 до $\frac{\pi}{2}$.

При $\alpha = 0$ из уравнений $\cos \delta$ и $\cos x$ находим:

$$\begin{aligned} \cos \delta &= 1 \text{ или } \delta = 0; \\ \cos x &= \cos \gamma \text{ или } x = \gamma. \end{aligned}$$

При $\alpha = \frac{\pi}{2}$ из тех же уравнений находим

$$\begin{aligned} \cos \delta &= \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}} = \cos \gamma \text{ или } \delta = \gamma; \\ \cos x &= \cos \gamma \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma} = 1 \text{ или } x = 0. \end{aligned}$$

Интегрируя уравнения dA_1 и dA_2 в установленных пределах, получаем:

$$A_1 = \frac{M_1 \mu r}{2R} \int_0^{\gamma} \frac{d\delta}{\cos \gamma} = \frac{M_1 \mu r}{2R} \cdot \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right), \quad (109)$$

$$A_2 = \frac{M_1 \mu r}{2R \cos \gamma} \int_{\gamma}^0 \cos x dx = \frac{M_1 \mu r}{2R \cos \gamma} \cdot \sin \gamma = \frac{M_1 \mu r}{2R} \operatorname{tg} \gamma. \quad (110)$$

Значение полной работы трения за угол поворота ведущего вала, от 0 до $\frac{\pi}{2}$, принимает следующий вид:

$$A_0 = 2(A_1 + A_2) = \frac{M_1 \mu r}{R} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right]. \quad (111)$$

Работа, прилагаемая к ведущему валу за угол его поворота от нуля до $\frac{\pi}{2}$, равна:

$$A_s = M_1 \frac{\pi}{2}.$$

Подставляя значение A_0 и A_s в уравнение к. п. д. кардана, получаем:

$$\eta = 1 - \frac{2M_1 \mu r}{\pi M_1 R} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right]$$

или

$$\eta = 1 - \frac{2\mu r}{\pi R} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right]^1. \quad (112)$$

Сопоставляя оба уравнения к. п. д. [уравнения (106) и (112)], находим, что они отличаются первыми членами, стоящими в скобках. После тригонометрического преобразования находим, что

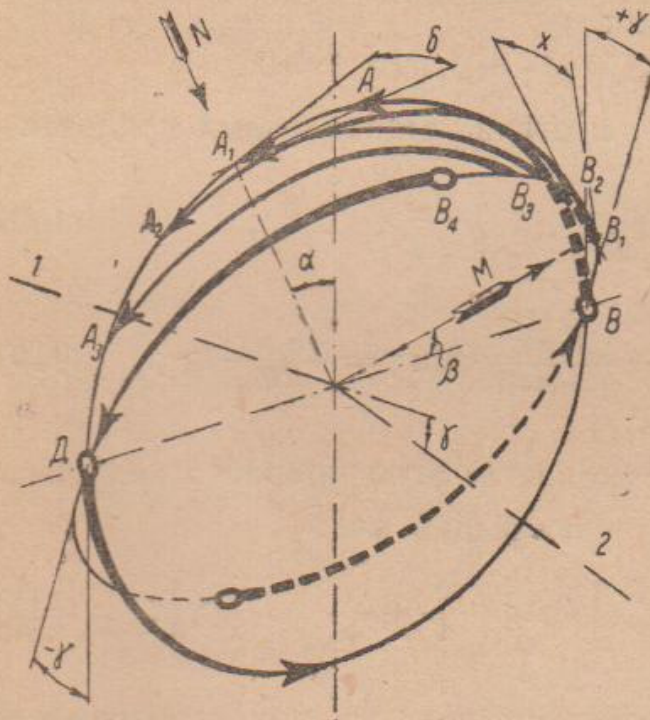
$$\frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right).$$

Оба приведенные уравнения не вполне точны, так как не отражают влияния моментов трения, возникающих в шипах, на действующие на них силы.

8. Работа трения и к. п. д. с учетом моментов трения в шипах кардана

Действующие силы

Уравнения полной и удельной работы трения выведены из условия, что действующие на шипы силы расположены в плоскости кольца или крестовины кардана.



Фиг. 82. Схема для определения поворота кольца около осей шипов кардана.

В действительности, вследствие того, что между трущимися поверхностями шипов возникают моменты трения, силы, действующие на шипы, не располагаются в плоскости кольца или крестовины кардана. Для того чтобы установить действие этих моментов, рассмотрим перемещение кольца кардана относительно осей шипов или вилок при различном положении ведущего вала. Схема кардана для установления этого перемещения изображена на фиг. 82.

Здесь шип *A* вилки ведущего вала *1* перемещается по окружности

¹ Подобное уравнение к. п. д. кардана дано в окончательном виде Лесогпи. Вывод уравнения дан З. Ш. Блох в журн. „Сельскохозяйственная машина“ № 8—9, 1936 г. В этом выводе учтены также и потери на трение в опорах валов, которые, нужно считать, относятся больше к карданной передаче в целом или к другим агрегатам, чем к карданному механизму.

$AA_1A_2A_3$ и т. д., а шип B вилки ведомого вала 2 — по окружности $BB_1B_2B_3$ и т. д., и дуга AB , переходящая в положение A_1B_1 ; A_2B_2 ; A_3B_3 и т. д., представляет собой квадрант кольца кардана.

При повороте вала 1 на угол α ведомый вал 2 поворачивается на угол β и кольцо кардана при перемещении точки A в положение A_1 поворачивается около оси шипов A на угол δ , а относительно оси шипов B на угол χ .

Угол δ , составляемый касательными в точке A к окружности вращения $AA_1A_2A_3$ и т. д. и к окружности кольца кардана, изменяется от нуля в точке A до своего максимального значения γ в точке D .

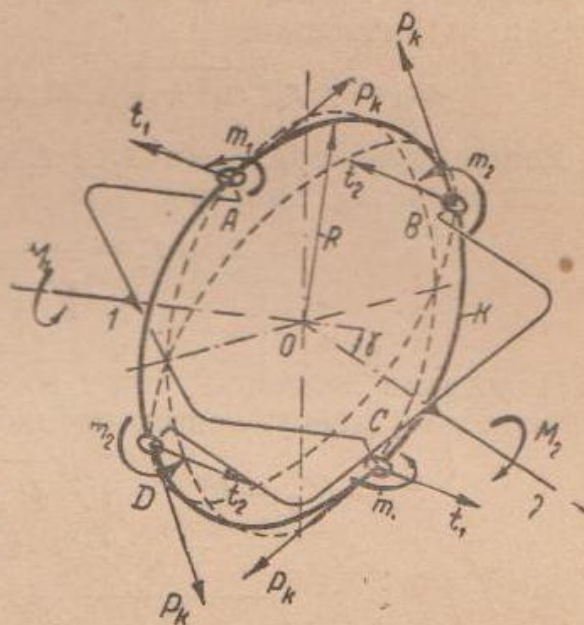
Таким образом, если смотреть по указанной на фиг. 82 стрелке N , кольцо кардана поворачивается для данного его положения относительно оси шипов A по часовой стрелке и относительно оси шипов B , если смотреть по стрелке M , тоже по часовой стрелке. При этом угол χ изменяется от максимального значения γ в точке B до нуля в точке B_4 .

Свободному поворачиванию кольца или крестовины кардана в указанных направлениях около осей шипов, находящихся под действием моментов активного и реактивного, противодействуют моменты трения, возникающие в шипах. Эти моменты направлены в стороны, противоположные поворачиванию кольца или крестовины кардана около осей этих шипов. Возможная величина этих моментов трения и результаты их воздействия характеризуются разрушениями, приведенными на фиг. 71—75 и 106—107.

На фиг. 83 изображена схема действия сил между деталями кардана.

Действию крутящего момента M_1 на ведущем валу 1 на шипах A и C противодействует реактивный момент пары сил $P_k = P_1 \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}$ с плечом $2R$, расположенный в плоскости кольца K или крестовины кардана.

Далее кольцо кардана K действует на шипы B и D с моментом пары сил P_k , расположенным тоже в плоскости кольца или крестовины кардана и направленным в сторону вращения. Возникающие между трущимися поверхностями шипов моменты трения m_1 и m_2 действуют на шипы A и C с силами t_1 , а на шипы B и D с силами t_2 , которые направлены перпендику-



Фиг. 83. Схема действия сил и моментов трения в шипах кардана.

лярно плоскости кольца K или крестовины кардана и которые можно определить из уравнений:

$$\left. \begin{aligned} t_1 &= \frac{m_2}{R}, \\ t_2 &= \frac{m_1}{R}. \end{aligned} \right\} \quad (113)$$

Таким образом на шипы A и C действуют силы P_K и t_1 , а на шипы B и D действуют силы P_K и t_2 , равнодействующие которых соответственно равны:

$$P'_0 = \sqrt{P_K^2 + t_1^2} \quad \text{и} \quad P''_0 = \sqrt{P_K^2 + t_2^2}. \quad (114)$$

Моменты трения на шипах A и C и на шипах B и D определяем из уравнений

$$m_1 = \mu \cdot r \sqrt{P_K^2 + t_1^2} \quad \text{и} \quad m_2 = \mu r \sqrt{P_K^2 + t_2^2}. \quad (115)$$

Решая уравнения сил t_1 и t_2 совместно с уравнениями моментов m_1 и m_2 , получим:

$$t_1 = t_2 = \frac{P}{\sqrt{\left(\frac{R}{r}\right)^2 \frac{1}{\mu^2} - 1}}. \quad (116)$$

Подставив значения сил t и P_K в уравнения (114) результирующих сил, действующих на шипы кардана, получаем:

$$\begin{aligned} P_0 = P'_0 = P''_0 &= \sqrt{P_K^2 + \frac{P^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 \frac{1}{\mu^2} - 1}} = \\ &= P_1 \sqrt{\frac{R^2}{R^2 - r^2 \mu^2}} \cdot \sqrt{1 + \sin^2 \gamma \operatorname{tg}^2 \gamma}. \end{aligned} \quad (117)$$

Полная и удельная работы трения

Уравнение полной работы трения после подстановки результирующих сил P_0 принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} A_x &= 2P_0 \mu r (\omega_{k1} + \omega_{k2}) = \\ &= 2P_1 \mu r \omega_1 \sqrt{\frac{R^2}{R^2 - r^2 \mu^2}} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma} \left(\frac{\cos \alpha \operatorname{tg} \gamma}{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma} - \frac{\sin \alpha \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}} \right) \end{aligned}$$

или

$$A_x = \frac{M_1}{R} \mu r \omega_1 \sqrt{\frac{\left(\frac{R}{r}\right)^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \left(\frac{\cos \alpha \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}} - \sin \alpha \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (118)$$

Среднее значение полной работы трения получают интегрированием в пределах одной четверти оборота ведущего вала

уравнения (118), умноженного на $d\alpha$ и деленного на абсциссу, в пределах которой производят интегрирование.

Не приводя этих действий, уравнение среднего значения полной работы трения, т. е. во всех четырех шипах кардана, получаем в следующем окончательном виде:

$$A_0 = \frac{2\mu r M_1 \omega_1}{\pi R} \sqrt{\frac{\left(\frac{R}{r}\right)^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \left(\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (119)$$

Аналогично получаем и уравнения удельной работы трения: для шипов вилки ведущего вала

$$l_{x_1} = \frac{\mu \cdot M_1 \cdot \omega_1}{4 h R} \sqrt{\frac{\left(\frac{R}{r}\right)^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}};$$

среднее значение

$$l_1 = \frac{\mu \cdot M_1 \cdot \omega_1}{2 \pi h R} \sqrt{\frac{\left(\frac{R}{r}\right)^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \cdot \ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma}. \quad (120)$$

для шипов вилки ведомого вала

$$l_{x_2} = \frac{\mu \cdot M_1 \cdot \omega_1}{4 h R} \sqrt{\frac{\left(\frac{R}{r}\right)^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \cdot \sin \alpha \operatorname{tg} \gamma;$$

среднее значение:

$$l_2 = \frac{\mu \cdot M_1 \cdot \omega_1}{2 \pi h R} \sqrt{\frac{\left(\frac{R}{r}\right)^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (121)$$

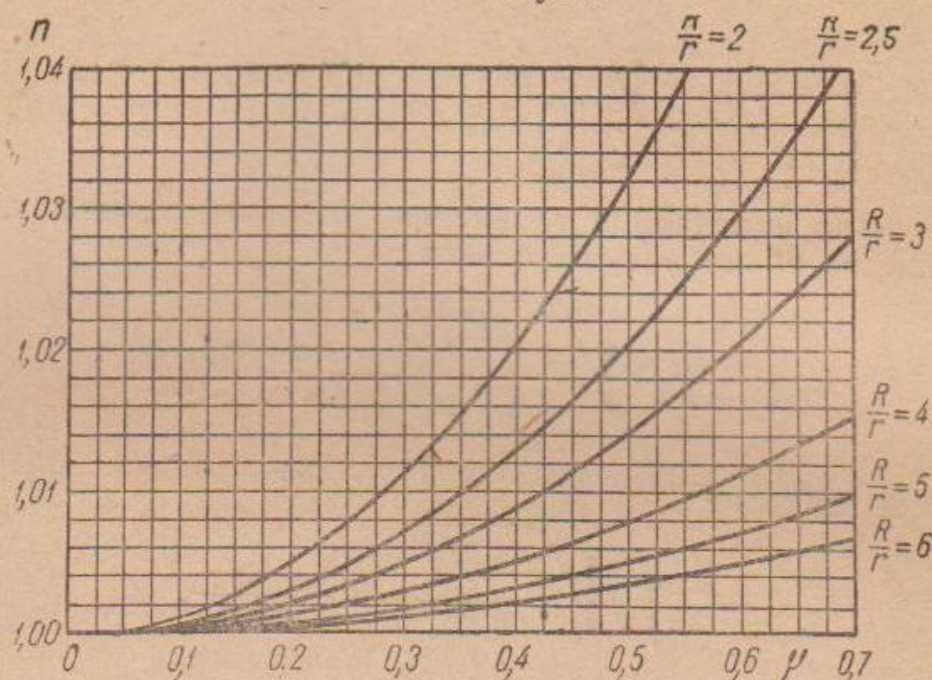
Сопоставляя уравнения полной и удельной работ трения, полученные с учетом влияния моментов трения в шипах кардана, с подобными же уравнениями, выведенными без учета влияния этих моментов, находим, что они отличаются множителем n , равным:

$$n = \sqrt{\frac{\left(\frac{R}{r}\right)^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}}. \quad (122)$$

Для оценки влияния и величины этого коэффициента на фиг. 84 изображены кривые его изменения в зависимости от изменения коэффициента трения μ при различных отношениях радиусов $\frac{R}{r}$.

Как видно из кривых, этот коэффициент резко возрастает при увеличении коэффициента трения.

При малых отношениях радиусов $\frac{R}{r}$, при которых коэффициент трения имеет повышенное значение, пренебрегать значением данного коэффициента не следует.



Фиг. 84. Диаграмма коэффициента n для определения трения в шарнирах кардана.

Об этом свидетельствуют также приведенные примеры разрушений деталей кардана.

Коэффициент полезного действия

Схемы сил и моментов трения, действующих между трущимися поверхностями шипов кардана, изображены на фиг. 85.

От действующего на ведущем валу крутящего момента M_1 на шипах A и C по касательным к окружности их вращения действуют силы $P_1 = \frac{M_1}{2R}$.

Кроме сил P_1 на эти же шипы действуют силы t_1 , равные

$$t_1 = P_1 \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \cdot \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}$$

и направленные перпендикулярно плоскости кольца или крестовины кардана. Силы t_1 появляются от возникновения в шипах B и D моментов трения m_2 , которые направлены в сторону, противоположную повороту кольца или крестовины кардана около оси этих шипов.

Действие сил t_1 и моментов трения m_2 изображено на верхней схеме фиг. 85.

Раскладывая силы t_1 по касательным к окружности вращения шипов A и C и перпендикулярно им, получаем, что вследствие потерь на трение в шипах B и D от шипов A и C на кольцо кардана действуют силы P'_1 , равные:

$$P'_1 = P_1 - t_1 \cdot \sin \delta.$$

Влиянию активного момента от сил P'_1 , действующего в плоскости вращения шипов A и C , противодействует кольцо или крестовина кардана с моментом, равным $P'_k \cdot 2R = \frac{P'_1}{\cos \delta} \cdot 2R$ и расположенным в плоскости кольца или крестовины.

На шипы B и D от кольца или крестовины действуют те же силы $P'_k = \frac{P'_1}{\cos \delta}$, которые по окружности их вращения дают составляющие, равные:

$$P_2 = \frac{P'_1}{\cos \delta} \cdot \cos x$$

или

$$P_2 = \frac{P_1 - t_1 \sin \delta}{\cos \delta} \cdot \cos x.$$

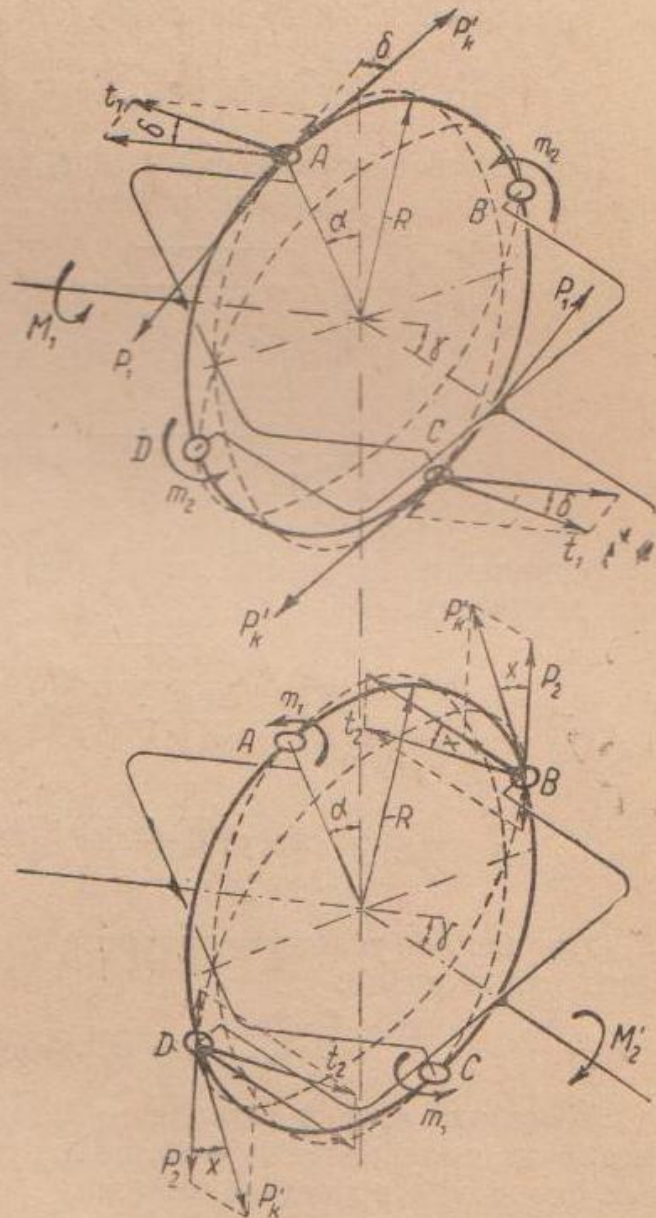
Кроме этих сил, на шипы B и D действуют силы t_2 , равные

$$t_2 = P_1 \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \times \\ \times \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma},$$

направленные перпендикулярно плоскости кольца или крестовины. Силы t_2 появляются от возникающих в шипах A и C моментов трения m_1 , которые направлены в сторону, противоположную повороту кольца или крестовины кардана около оси этих шипов.

Действие сил t_2 и моментов трения m_1 изображено на нижней схеме фиг. 85.

Раскладывая силы t_2 по касательным к окружности вращения шипов B и D и перпендикулярно им, получаем, что, вследствие



Фиг. 85. Схемы действия сил и моментов трения для определения к. п. д. кардана.

потерь на трение в шипах A и C , от шипов B и D действуют силы, равные:

$$P_2' = P_2 - t_2 \sin x = \frac{P_1'}{\cos \delta} \cdot \cos x - t_2 \cdot \sin x$$

или

$$P_2' = \frac{P_1 - t_1 \sin \delta}{\cos \delta} \cdot \cos x - t_2 \sin x.$$

Таким образом, на ведомом валу вследствие потерь на трение в шипах A , B , C и D кардана действует крутящий момент

$$M_2' = P_2' \cdot 2R = \left[\frac{P_1 - t_1 \sin \delta}{\cos \delta} \cdot \cos x - t_2 \sin x \right] 2R.$$

Подставив значения сил t_1 и t_2 , а также значения $\sin \delta$, $\cos \delta$, $\sin x$ и $\cos x$ в уравнение момента M_2' , получаем:

$$M_2' = P_1 \left[\left(1 - \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \right) (1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma) \cos \gamma - \right. \\ \left. - \cos \alpha \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma} \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \right] 2R.$$

Отношение крутящих моментов на ведомом и ведущем валах равняется:

$$\frac{M_2'}{M_1} = \cos \gamma \left(1 - \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \right) (1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma) - \\ - \cos \alpha \cdot \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma} \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}}.$$

Отношение угловых скоростей вращения ведомого и ведущего валов равно:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma)}.$$

Уравнение к. п. д. кардана, согласно сказанному ранее, получается от произведения отношений крутящих моментов и угловых скоростей вращения валов:

$$\eta = 1 - \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma - \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}}}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}$$

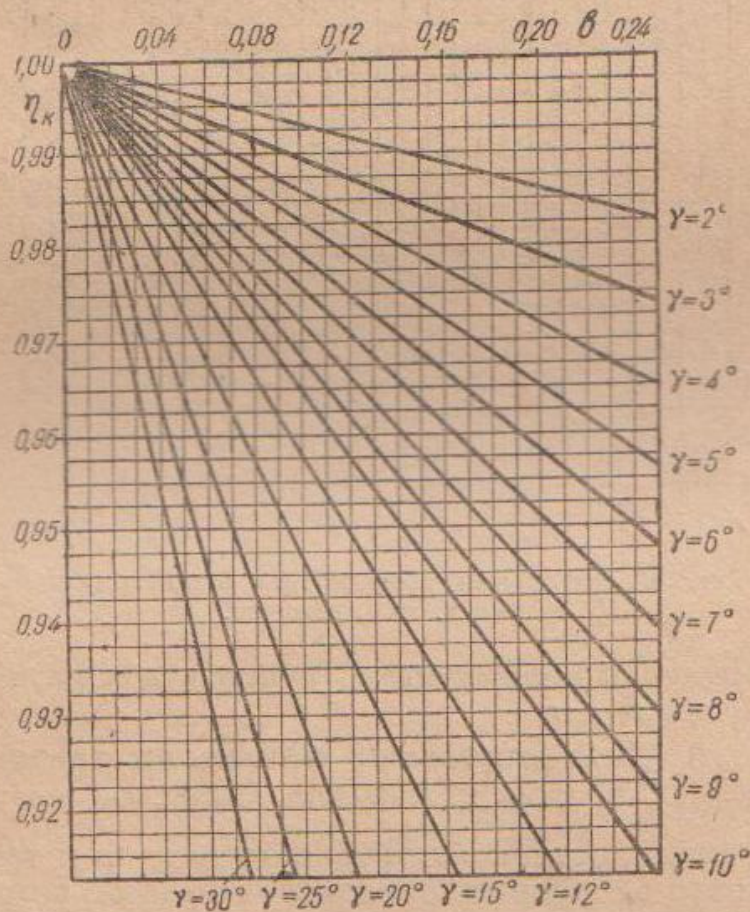
или

$$\eta = 1 - \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \left[\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma + \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}} \right]. \quad (123)$$

Среднее значение к. п. д. кардана за полный оборот ведущего вала получают интегрированием в пределах одной четверти оборота уравнения к. п. д., умноженного на $d\alpha$ и деленного на абсциссу, в пределах которой производят интегрирование.

Не приводя этих действий, уравнение среднего значения к. п. д. получаем в следующем виде:

$$\eta = 1 - \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \left[\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \operatorname{tg} \gamma \right]. \quad (124)$$



Фиг. 86. Изменение к. п. д. кардана с учетом трения в шипах.

Обозначая член, стоящий перед скобками, через b , т. е.

$$b = \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}}, \quad (125)$$

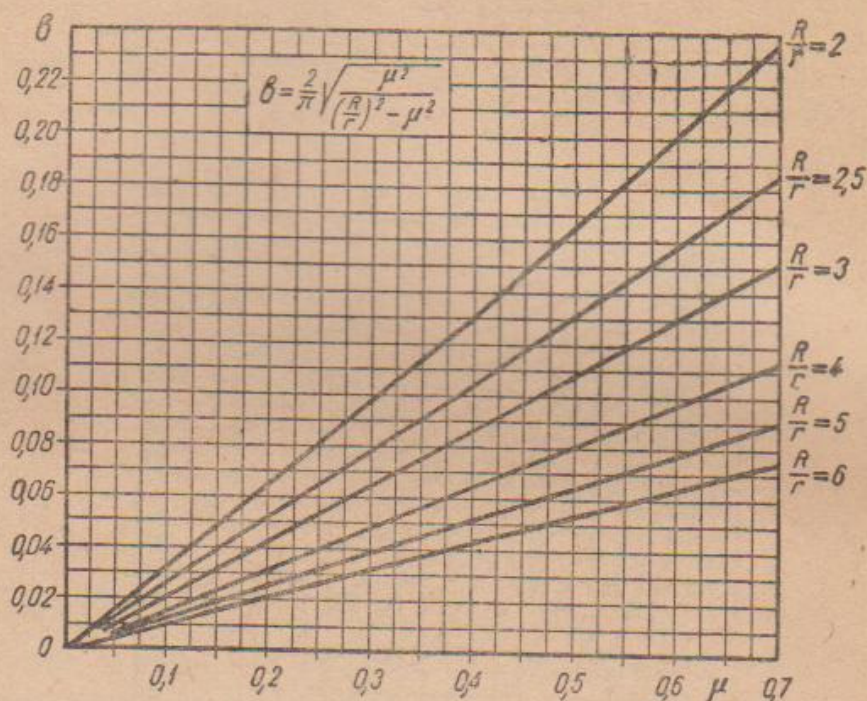
получаем:

$$\eta = 1 - b \left[\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \operatorname{tg} \gamma \right]. \quad (126)$$

По этому уравнению, в зависимости от коэффициента b для разных углов наклона валов γ , построены кривые к. п. д., изображенные на фиг. 86.

Коэффициент b , как мы видели, является иррациональной функцией отношения среднего радиуса вращения шипов R и радиуса трущихся поверхностей r , т. е. $\frac{R}{r}$, а также коэффициента трения μ .

Для упрощения пользования диаграммой к. п. д. на фиг. 87 изображены кривые изменения этого коэффициента b в зависи-



Фиг. 87. Диаграмма коэффициента b при определении к. п. д. кардана.

мости от изменения коэффициента трения μ для различных отношений радиусов R и r .

9. Дополнительные потери на трение и к. п. д. кардана Спайсер

Рассмотренные потери на трение относятся к тем конструкциям карданов, в которых предохранительные устройства для смазки укреплены неподвижно на раме (см. фиг. 45) или выполнены на шипах каждой вилки или крестовины (см. фиг. 10 и 11).

В карданах Спайсер со скользящими шарнирами (см. фиг. 12), которые применяют на грузовиках и автобусах ЗИС, происходят еще потери на трение в сальнике шарового кожуха для смазки.

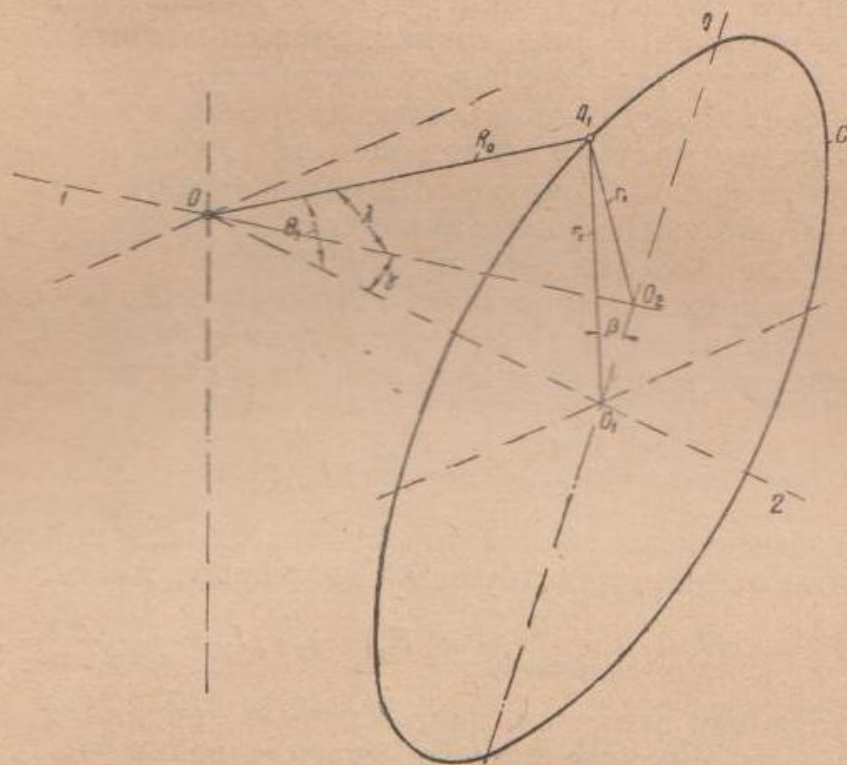
В этой конструкции к колпаку с наружной стороны пружиной прижата крышка с сальником, а с внутренней стороны другой пружиной прижат отражатель. Колпак, прикрепленный к фланцу ведущего вала, и крышка с отражателем, установленные на вилке карданного вала, вращаются вместе с валами.

При наличии между валами наклона крышка с отражателем скользят по образующей шаровой поверхности колпака. При этом в каждой точке их соприкосновения возникает сила трения, действующая в обратном направлении, чем происходит скольжение крышки с отражателем относительно колпака.

Геометрическую сумму сил трения по окружности сальника можно заменить двумя силами трения, приложенными в точках с наибольшей скоростью скольжения. Следовательно, ось этих двух сил трения проходит через точки, в которых скорость скольжения равна нулю.

Скорость скольжения равна произведению угловой скорости и радиуса шаровой поверхности колпака.

Схема для определения изменения угла, составляемого осью ведущего вала и радиусом колпака до средней окружности сальника, изображена на фиг. 88. Здесь знаком C обозначена сред-



Фиг. 88. Схема для определения дополнительных потерь на трение в кардане Слайсер.

няя окружность кольца сальника, радиус которой от оси карданного вала OO_1 обозначен знаком r_1 . Знаком R_0 обозначен радиус шаровой поверхности колпака от центра кардана O .

При повороте карданного вала на угол β точка сальника A перемещается в положение A_1 . Угол, составляемый радиусом OA_1 с осью ведущего вала OO_2 , равный λ , и является тем углом, по которому определяют угловую скорость перемещения кольца сальника относительно оси ведущего вала.

Из треугольников OO_1A_1 ; OO_1O_2 ; $O_2O_1A_1$ и O_2OA_1 имеем:

$$r_1 = R_0 \sin \theta_1; \quad OO_1 = R_0 \cos \theta_1; \quad O_1O_2 = OO_1 \operatorname{tg} \gamma = R_0 \cos \theta_1 \operatorname{tg} \gamma;$$

$$OO_2 = \frac{OO_1}{\cos \gamma} = R_0 \frac{\cos \theta_1}{\cos \gamma}; \quad r_x^2 = O_1O_2^2 + r_1^2 - 2r_1O_2O_1 \cos \beta$$

и

$$r_x^2 = R_0^2 + OO_2^2 - 2R_0 \cdot OO_2 \cdot \cos \lambda.$$

Решая их совместно, получаем:

$$\cos \lambda = \cos \theta_1 \cdot \cos \gamma + \sin \theta_1 \sin \gamma \cos \beta. \quad (127)$$

Дифференцируя λ по β , получаем уравнение угловой скорости перемещения радиуса R относительно оси ведущего вала:

$$\frac{d\lambda}{d\beta} = \omega_c = \sin \gamma \cdot \sin \theta_1 \frac{\sin \beta}{\sin \lambda} = \frac{\sin \gamma \sin \theta_1 \sin \beta}{\sqrt{1 - (\cos \theta_1 \cos \gamma + \sin \theta_1 \sin \gamma \cos \beta)^2}}. \quad (128)$$

Угловая скорость, равная нулю, получается при $\beta = 0; 180$ и 360° .

Следовательно, наибольшая скорость скольжения относится к положениям радиуса r_1 при $\beta = 90^\circ$ и $\beta = 270^\circ$. В этих точках приложены суммарные силы трения, расположенные в плоскости, проходящей через ось карданного (ведомого) вала.

Для определения суммарного момента трения, противодействующего крутящему моменту на ведущем валу, вводим обозначения:

r_2 — радиус средней окружности отражателя,

θ_2 — угол, составляемый осью карданного вала и радиусом колпака R_0 до средней окружности отражателя.

Если одна пружина прижимает крышку к колпаку с силой Q_1 , а другая пружина прижимает отражатель с силой Q_2 , то силы, действующие по нормали к шаровой поверхности колпака, равняются:

$$N_1 = \frac{Q_1}{2 \cos \theta_1} \quad \text{и} \quad N_2 = \frac{Q_2}{2 \cos \theta_2}.$$

При коэффициентах трения между трущимися поверхностями μ_1 и μ_2 силы трения, действующие на колпак, равны:

$$F_1 = \mu_1 N_1 = \mu_1 \frac{Q_1}{2 \cos \theta_1} \quad \text{и} \quad F_2 = \mu_2 \cdot N_2 = \mu_2 \frac{Q_2}{2 \cos \theta_2}.$$

Составляющие этих сил, направленные перпендикулярно оси ведущего вала при угле наклона валов γ , равны

$$f_1 = F_1 \sin \gamma = \mu_1 Q_1 \frac{\sin \gamma}{2 \cos \theta_1} \quad \text{и} \quad f_2 = F_2 \cdot \sin \gamma = \mu_2 Q_2 \frac{\sin \gamma}{2 \cos \theta_2}.$$

Уравнение суммарного момента этих четырех составляющих сил трения и противодействующего моменту на ведущем валу в плоскости его действия имеет вид:

$$m_c = 2(f_1 r_1 + f_2 r_2) = \mu_1 Q_1 r_1 \frac{\sin \gamma}{\cos \theta_1} + \mu_2 Q_2 r_2 \frac{\sin \gamma}{\cos \theta_2}$$

или

$$m_c = R_0 \sin \gamma \cdot (\mu_1 Q_1 \operatorname{tg} \theta_1 + \mu_2 Q_2 \operatorname{tg} \theta_2). \quad (129)$$

Если на ведущем валу действует крутящий момент M_1 , то, вследствие потерь на трение в сальнике с отражателем масляного устройства, на ведущую вилку действует момент $M_1 - m_c$.

Таким образом к. п. д. кардана при наличии указанных потерь выражается уравнением

$$\eta = 1 - \frac{m_c}{M_1} = \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \left(\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \operatorname{tg} \gamma \right)$$

или

$$\eta = 1 - \frac{R_0 \sin \gamma}{M_1} (\mu_1 Q_1 \cdot \operatorname{tg} \theta_1 + \mu_2 Q_2 \operatorname{tg} \theta_2) - \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}} \left(\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (130)$$

При неизменных конструктивных параметрах, т. е. R и r , к. п. д. зависит от величины угла наклона валов γ и коэффициентов трения между трущимися поверхностями шипов и колпака кардана μ , μ_1 и μ_2 .

В приведенные выражения не входят рабочие параметры кардана, т. е. передаваемый крутящий момент или удельные давления и число оборотов или скорости скольжения.

Если на величину потерь на трение или на величину к. п. д. кардана эти параметры непосредственно не влияют, то на величину коэффициента трения μ они оказывают исключительное влияние, вследствие чего изменяется и к. п. д.

Коэффициент трения в значительной степени зависит также от качества смазки. Для неприработанных поверхностей он выше, чем для приработанных. При продолжительной работе механизма образующиеся вследствие износа мельчайшие частицы металла загрязняют смазку, вследствие чего коэффициент трения меняется в значительных пределах, особенно при больших удельных давлениях. Он становится особенно высоким, когда смазка отсутствует и трущиеся поверхности начинают заедать.

Таким образом для получения высокого к. п. д. карданного механизма, причем постоянного для продолжительного отрезка времени его работы, к качеству смазки необходимо предъявлять высокие требования с точки зрения смазочных свойств и постоянства действия.

Для уменьшения трения и износа трущихся поверхностей в современных конструкциях карданов вместо скользящих втулок применяют игольчатые подшипники. Конструкция кардана Спайсер с игольчатыми подшипниками изображена на фиг. 16.

10. Силы, действующие между деталями карданов Вейса и Рзеппа

Для передач, основанных на принципе сдвигания карданов Гука, уравнения сил, действующих между деталями, установлены выше при рассмотрении работы одинарного кардана (см. стр. 54—56). Для других типов карданов уравнения действующих сил отличаются от указанных. Из всех рассмотренных типов карданов наибольший интерес представляют карданы, основанные на принципе деления составленного валами угла биссекторной плоскостью, в которой расположены точки соприкосновения деталей, передающих усилие от одного вала к другому. К этой группе относятся карданы Вейса и Рзеппа, получившие наибольшее распространение.

Суммарное усилие P_0 , возникающее от крутящего момента M на ведущем валу и действующее по касательной к траектории движения центров шариков, равняется

$$P_0 = \frac{M}{R_x},$$

где R_x — средний радиус траектории движения шариков.

В карданах Вейса значение радиуса траектории относительно центра кардана изменяется, а следовательно, изменяется и радиус приложения сил R_x .

В карданах Рзеппа траектория движения центров шариков является окружностью. Ввиду того что плоскость, в которой она располагается, наклонена к оси ведущего вала, радиус приложения силы R_x также изменяется в зависимости от угла поворота α ведущего вала.

В кардане Вейса с прямолинейными канавками постоянными величинами являются углы, составляемые осями канавок с осями валов φ и ψ , обозначенными на фиг. 57, и расстояния a от точек пересечения этих осей до центра кардана. Расстояние x от точки пересечения осей до центра шарика изменяется в зависимости от угла поворота α ведущего вала.

Согласно принятым на фиг. 57 обозначениям имеем:

$$\left. \begin{aligned} R_x &= PR = (a + OR) \operatorname{tg} \varphi; \\ OR &= QR \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}; \\ QR &= PR \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (131)$$

Решая совместно эти уравнения, получаем:

$$PR = R_x = \frac{a \cdot \operatorname{tg} \varphi}{1 - \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} = \frac{a}{\operatorname{ctg} \varphi - \cos \alpha \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} \quad (132)$$

В кардане Вейса с криволинейными канавками постоянными величинами являются радиусы кривизны начальных линий канавок R и расстояния от центров этих линий до центра кардана O . Угол, составляемый радиусом кривизны R с осью вала φ , в этом кардане изменяется в зависимости от угла поворота ведущего вала α . Согласно принятым на фиг. 57 обозначениям имеем:

$$\left. \begin{aligned} R_x &= PR = \sqrt{x^2 - (a + OR)^2}, \\ OR &= QR \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}, \\ QR &= PR \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (133)$$

Здесь треугольник QRO является проекцией прямоугольного треугольника PRO с прямым углом при вершине R , вследствие чего угол QRO является прямым. Так как плоскость, в которой располагается траектория M , является биссектором угла $\pi - \gamma$, составляемого валами, то угол RQO равняется $\frac{\gamma}{2}$.

Решая совместно уравнения (133) и заменяя x и y через \bar{R} , получаем

$$\left(1 + \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}\right) PR^2 + 2a \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \cdot PR - (R^2 - a^2) = 0.$$

Решая это уравнение, как квадратное относительно $PR = R_x$, имеем:

$$R_x = PR = \frac{-2a \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \pm 2a \sqrt{\left(\frac{R}{a}\right)^2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2} + \left(\frac{R}{a}\right)^2 - 1}}{2\left(1 + \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}\right)}.$$

Из двух получающихся корней берем действительный корень. Последнее уравнение поэтому принимает вид

$$R_x = PR = a \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{R}{a}\right)^2 \left(1 + \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}\right) - 1} - \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{1 + \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}}. \quad (134)$$

В карданах Вейса под действием результирующего усилия находятся два шарика, расположенные на разных расстояниях от оси ведущего вала.

Принимаем, что результирующее усилие распределяется по отдельным шарикам пропорционально расстояниям их центров от оси вала.

Исходя из этого, можем написать:

$$\begin{aligned} P_1 R_1 + P_2 R_2 &= M; \\ P_2 &= P_1 \cdot \frac{R_2}{R_1}. \end{aligned} \quad (135)$$

Решая эти уравнения совместно, получаем:

$$M = \frac{P_1}{R_1} (R_1^2 + R_2^2), \quad (136)$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{M \cdot R_1}{R_1^2 + R_2^2} \\ P_2 &= \frac{M \cdot R_2}{R_1^2 + R_2^2} \end{aligned} \right\} \quad (137)$$

В карданах Вейса шарики расположены в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Значение косинуса для первой и четвертой четвертей получается положительным, а для второй и третьей — отрицательным. Функция косинуса во второй и четвертой четвертях меняется на функцию синуса.

Таким образом, после подстановки значений радиусов с учетом знака при косинусе и синусе уравнения силы P , действующей на каждый работающий шарик, упрощаются.

Крутящему моменту M , действующему на ведущем валу, противодействует равный ему реактивный момент на ведомом валу.

Таким образом, каждый шарик кардана находится под действием двух сжимающих сил P , изображенных на фиг. 89. Эти две силы вследствие наклона вилок, изображенных в одной проекции в верхней части фигуры, дают результирующую T , определяемую из уравнения

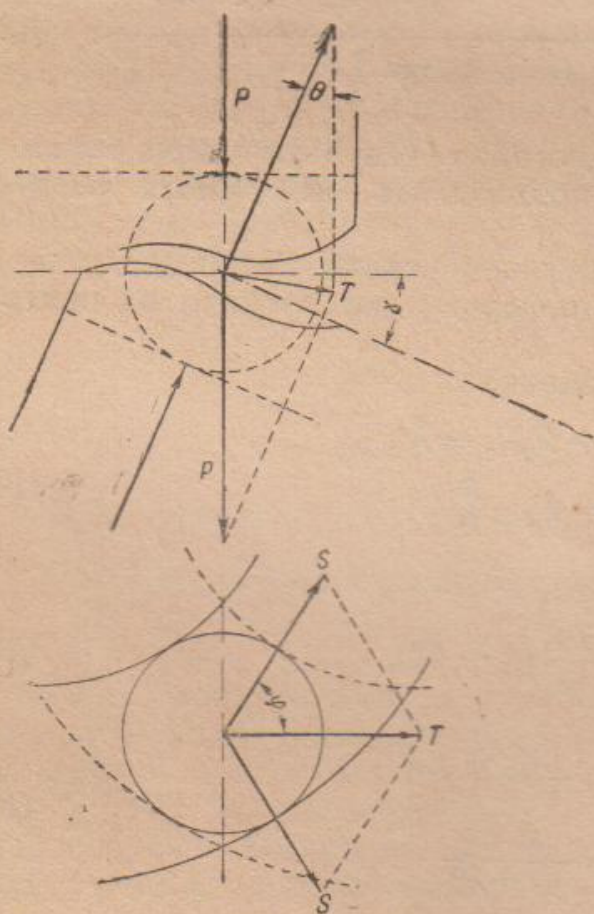
$$T = 2P \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2},$$

где угол θ между вилками имеет зависимость

$$\operatorname{tg} \theta = \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (138a)$$

Результирующая сила T дает две составляющие S , направленные перпендикулярно осям канавок вилок, изображенных в другой проекции, и определяемые из уравнения

$$S = \frac{T}{2 \cos \varphi} = P \frac{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}{\cos \varphi}. \quad (138b)$$



Фиг. 89. Схема действия сил на шарик кардана Вейса с криволинейными канавками.

Такой образом, между шариками и канавками действуют силы N , представляющие собой результирующие сил P и S , направленные нормально к их поверхностям, изменяющимся по величине за каждый оборот вала, и равные

$$N = \sqrt{P^2 + S^2} = \frac{P}{\cos \varphi} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\theta}{2} + \cos^2 \varphi}. \quad (140)$$

В кардане Рзеппа с совпадающими центрами канавок траектория центров шариков, представляющая собой окружность

В кардане Вейса с прямолинейными канавками угол наклона канавок относительно осей валов φ является конструктивно постоянной величиной.

В кардане Вейса с криволинейными канавками при постоянном их радиусе кривизны R величина угла φ изменяется и согласно приведенным на фиг. 57 обозначениям и уравнению (131) определяется из соотношения

$$\begin{aligned} \cos \varphi &= \frac{a + OR}{AP} = \\ &= \frac{a + R_x \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{R}. \quad (139) \end{aligned}$$

Таким образом, между шариками и канавками действуют силы N , представляющие собой результирующие

радиуса R , наклонена относительно оси ведущего вала и делит составленный валами угол пополам. В соответствии с этим радиус приложения результирующей силы изменяется и определяется по формуле

$$R_x = R \cdot \cos \delta,$$

где δ — угол, составленный радиусами R и R_x и зависящий от угла наклона валов γ и угла поворота ведущего вала α .

Схема для определения этой зависимости изображена на фиг. 90, где M — траектория центров шариков. При повороте ведущего вала I на угол α центр шарика P_0 перемещается по траектории и занимает положение P . Из точки P опускаем перпендикуляр на плоскость, проходящую через оси валов, и получаем точку Q . Из этой точки опускаем перпендикуляр на ось вала I и получаем точку N . Соединив точки P , Q , O и N прямыми, получаем пространственную фигуру — пирамиду $PQNOP$. Гранями этой пирамиды служат прямоугольные треугольники: PQN и PQO с прямым углом при вершине Q ; PNO и QNO с прямым углом при вершине N .

Из этих треугольников находим:

$$QN = OQ \cdot \cos \frac{\gamma}{2};$$

$$QN = PN \cdot \cos \alpha;$$

$$ON = PN \cdot \operatorname{tg} \delta;$$

$$ON = OQ \cdot \sin \frac{\gamma}{2}.$$

Решая их совместно, получаем:

$$\operatorname{tg} \delta = \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}.$$

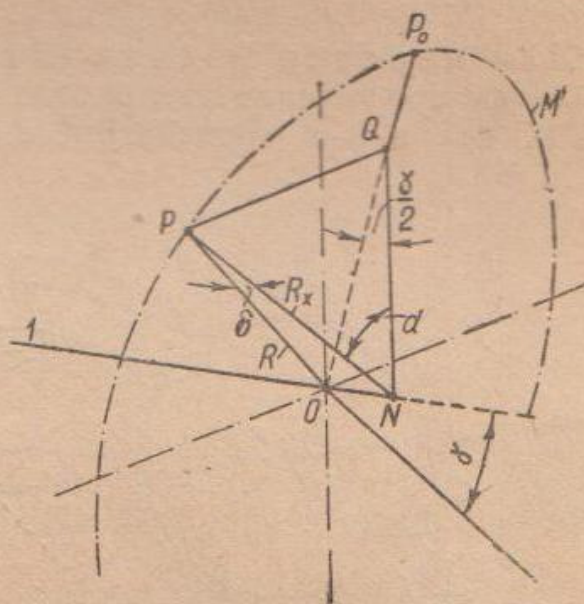
Из тригонометрических соотношений имеем:

$$\cos \delta = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}}}.$$

Таким образом уравнение радиуса приложения результирующей силы принимает вид:

$$R_x = \frac{R}{\sqrt{1 + \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}}}. \quad (141)$$

В этом кардане имеется шесть шариков, через которые передается усилие и равно удаленных друг от друга, вследствие чего углы, составленные радиусами их центров, имеют следующие

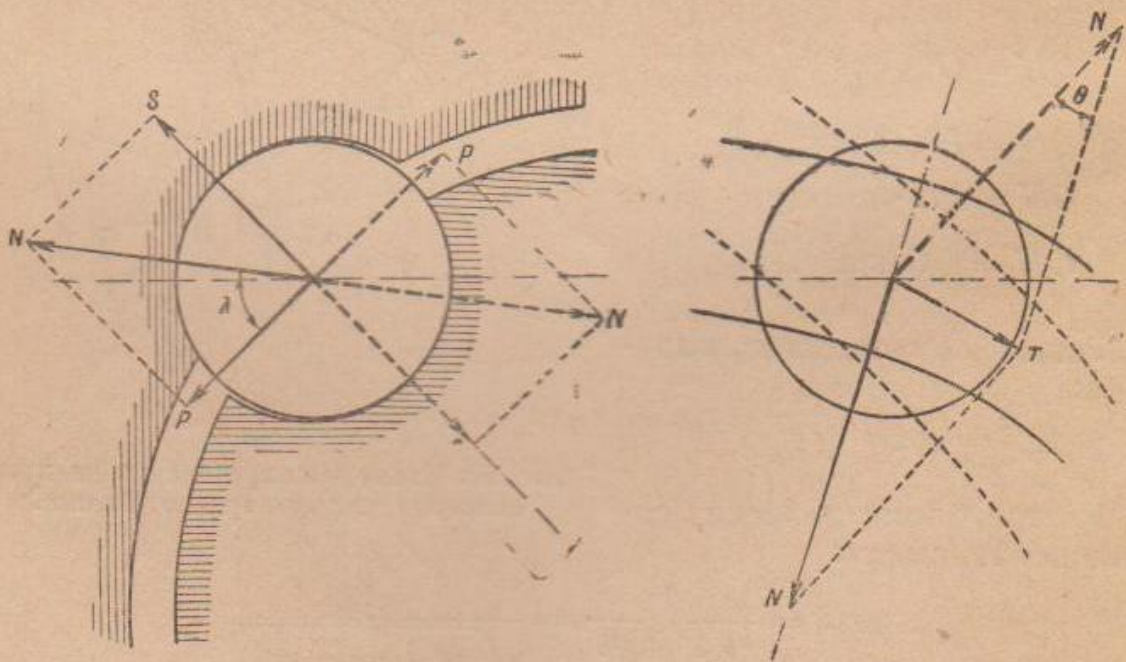


Фиг. 90. Схема для определения радиуса действия сил в кардане Рзеппа.

значения: α ; $60 + \alpha$; $120 + \alpha$; $180 + \alpha$; $240 + \alpha$ и $300 + \alpha$. В соответствии с количеством шариков значения действующих сил определяем из уравнений:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{M \cdot R_1}{R_1^2 + R_2^2 + R_3^2 + R_4^2 + R_5^2 + R_6^2} \\ P_2 &= \frac{M \cdot R_2}{R_1^2 + R_2^2 + R_3^2 + R_4^2 + R_5^2 + R_6^2}; \\ P_3 &= \frac{M \cdot R_3}{R_1^2 + R_2^2 + R_3^2 + R_4^2 + R_5^2 + R_6^2}; \\ P_4 &= \frac{M \cdot R_4}{R_1^2 + R_2^2 + R_3^2 + R_4^2 + R_5^2 + R_6^2}; \\ P_5 &= \frac{M \cdot R_5}{R_1^2 + R_2^2 + R_3^2 + R_4^2 + R_5^2 + R_6^2}; \\ P_6 &= \frac{M \cdot R_6}{R_1^2 + R_2^2 + R_3^2 + R_4^2 + R_5^2 + R_6^2}. \end{aligned} \right\} (142)$$

Для кардана Рзеппа со смещенными центрами канавок радиусы приложения сил определяем по уравнениям, подобным (134), как и для кардана Вейса с криволинейными канавками.



Фиг. 91. Схема действия сил на шарик кардана Рзеппа.

Силы, действующие на шарики, определяем по уравнениям (142).

Между шариками и канавками обеих обойм этого кардана действуют силы N (фиг. 91), направленные нормально к их поверхностям, приложенные в центре давления площадей соприкосновения и проходящие через центры шариков. Эти силы определяем по формуле:

$$N = \frac{P}{\cos \lambda}, \quad (143)$$

где λ — угол, составляемый окружной силой P и нормальной силой N .

Силы N , действующие на шарик от обеих обойм и изображенные на фиг. 91, дают результирующую T , равную

$$T = 2N \cdot \sin \frac{\theta}{2} = 2P \cdot \frac{\sin \frac{\theta}{2}}{\cos \lambda}. \quad (144)$$

Угол θ зависит от угла наклона валов γ и угла поворота ведущего вала α , и определяется по уравнению (138а).

Между обоймами и диаметрально противоположным шариком действуют силы такой же величины, но другого направления.

Таким образом шарики под влиянием действующих на них сил T стремятся переместиться вдоль канавок, но удерживаются от этого перемещения стенками сепаратора. Вследствие этого сепаратор находится под влиянием результирующего момента от сил, действующих на шарики. Этот результирующий момент определяем из уравнения

$$M_c = 2(T_1 \cdot R_1 + T_2 \cdot R_2 + T_3 R_3).$$

Сепаратор под влиянием момента M_c стремится переместиться, но его удерживает делительный рычажок.

В канавках обеих обойм в карданах Вейса и Рзеппа от действующих между ними и шариками результирующих сил N возникают напряжения смятия, определяемые по уравнению Герца.

Наиболее опасным напряжением в канавке является касательное, направленное по прямой, соединяющей центр шарика с центром удельных давлений площади соприкосновения шарика и канавки.

В стенках сепаратора от действия сил T возникают напряжения смятия, которые тоже определяют по уравнению Герца. Поскольку сила T изменяется как по величине, так и по направлению, вызываемые ею напряжения смятия носят усталостный характер.

Шарики кардана Рзеппа кроме напряжения смятия находятся также под действием срезающих напряжений от сил N .

Делительный рычажок кардана Рзеппа находится под действием изгиба от силы Q , приложенной к среднему шариком и определяемой по уравнению

$$Q = \frac{M_c}{AO}.$$

Плечо этой силы AO согласно обозначениям, приведенным на фиг. 59, можно определить по формуле

$$AO^2 = n^2 + OB^2 - 2n \cdot OB \cdot \cos \varphi. \quad (145)$$

11. Оценка конструкций

Четырехшарнирные карданы

Из всех рассмотренных конструкций четырехшарнирных карданов наибольшего внимания заслуживают карданы типа Спайсер и Кливленд, широко распространенные в автомобилестроении.

При оценке конструкций карданов со скользящими шарнирами основное значение имеет величина их коэффициента полезного действия. Совершенно очевидно, что при наивысшем значении к. п. д. кардан обладает наибольшими износоустойчивостью и отдачей мощности. Такое значение к. п. д. получается при минимальных потерях на трение во всех трущихся соединениях кардана.

Сопоставляемые две конструкции карданов значительно отличаются между собой по величине трения и качеству смазки трущихся поверхностей.

В кардане Спайсер, кроме потерь, происходящих как и в кардане Кливленд, возникают еще потери на трение в сальниковом устройстве шарового кожуха для смазки. Эти потери значительно превышают трение в сальниках кардана Кливленд, установленных у основания шипов.

Поверхности шарового колпака кардана Спайсер не отличаются чистотой обработки, вследствие чего коэффициент трения между ними и сальником, с одной стороны, и отражателем — с другой, имеет большие значения. Кроме того отражатель, выполненный из текстолита, сам по себе обладает высокими фрикционными качествами.

При сравнительно больших размерах шарового колпака потери на трение в этом предохранительном устройстве для смазки получаются весьма значительными, а следовательно, к. п. д. этого кардана гораздо ниже. На величину трения и, тем самым, на износ и к. п. д. чрезвычайно влияет качество смазки трущихся поверхностей.

В карданах Спайсер с вращающимся шаровым кожухом для смазки имеющееся в нем масло под действием центробежной силы распределяется ровным слоем по поверхности колпака. При этом трущиеся поверхности шипов, их заплечиков и втулок смазкой не обеспечены, вследствие чего при тяжелых условиях работы они начинают разрушаться. В карданах Кливленд маслом заполняется крестовина, выполненная для этой цели пустотелой. Под действием центробежной силы при вращении масло поступает на трущиеся поверхности (через специально выполненные для этой цели отверстия, канавки и лыски) под давлением. Таким образом, с увеличением скорости вращения смазка трущихся поверхностей этого кардана улучшается.

При выборе конструкции кардана большое значение имеет величина угла отклонения валов, возможная для той или иной конструкции. В карданах Спайсер со скользящими шарнирами значение максимального угла отклонения валов ограничивается

размерами отверстия в шаровом колпаке и диаметром втулки ведомой вилки. В карданах этой конструкции угол отклонения валов не превышает 14—15°. Конструкция кардана Кливленд, где шаровой колпак для смазки не применяется, допускает угол отклонения валов до 30—35°.

На основе анализа особенностей сопоставляемых двух конструкций карданов можно считать, что карданы со скользящими шарнирами, типа Кливленд, по качествам превосходят карданы подобной же конструкции типа Спайсер.

Применение в шипах кардана подшипников качения (игольчатый кардан) вместо скользящих втулок преследует только повышение износоустойчивости и к. п. д. кардана. Подшипники качения, благодаря тому, что смазка удерживается в них хорошо, долговечны, не подвержены сколько-нибудь сильному износу и не требуют большого ухода в эксплуатации. Поэтому карданы с игольчатыми подшипниками в шарнирах и получили широкое распространение в автомобильной технике.

Синхронные карданы

Сдвоенные карданы. Из наиболее распространенных карданов этой группы заслуживают внимания следующие конструкции: Механик, Деннис и Тракта.

Первые две конструкции (Механик и Деннис) при наличии игольчатых подшипников в шарнирах отличаются высокой износоустойчивостью и не требуют большого ухода в эксплуатации. Основным недостатком этих карданов являются сравнительно большие габаритные их размеры, что несколько ограничивает их применение в приводе к управляемым колесам автомобиля.

В кардане Тракта происходит трение скольжения между всеми его сопряженными поверхностями. Поэтому потери на трение и износ в этом кардане выше и, вследствие этого его к. п. д. ниже, чем у карданов с игольчатыми подшипниками в шарнирах. Однако несмотря на наличие трения скольжения, при надлежащей смазке большого износа достаточно больших трущихся поверхностей данного кардана ожидать не следует. Поэтому его можно отнести к числу работоспособных и надежных карданов. Основным преимуществом этого кардана является простота конструкции, которая не требует применения специальных легированных сталей.

Карданы с шариками

Исчерпывающих эксплуатационных данных о работе карданов с шариками типа Вейса и Рзеппа не имеется. Эти карданы на износоустойчивость не испытывали и степень надежности их не установлена. Поэтому конструкции карданов Вейса и Рзеппа можно оценивать только на основании суждений о каждом факторе их работы и особенностях конструкций.

Скольжение. В карданах с шариками скольжение между их катящимися поверхностями можно сравнивать со скольжением в шариковых подшипниках однорядного типа.

В кардане Вейса при угловом отклонении его валов шарики перекатываются по лункам вилок. Поскольку радиусы перекатывания шариков неодинаковы, в отдельных точках соприкосновения их с лунками происходит скольжение. Оно очень мало отличается от скольжения, происходящего в однорядных шариковых подшипниках, и потому износ поверхностей качения незначителен.

В кардане Рзеппа при чистом качении шариков по лункам его обойм плоскость их центров не делит пополам составленного валами угла. Расположение центров шариков в биссекторной плоскости осуществляется принудительно при помощи делительного рычажка и сепаратора. В этом случае скольжение между шариками и лунками несколько выше, чем в шариковых подшипниках, а следовательно, по этой причине в кардане Рзеппа износ катящихся поверхностей несколько выше.

Напряжения смятия. В кардане Вейса противоположно направленные силы, действующие — от обойм — на каждый шарик, составляют между собой угол, близкий к 180° , и по величине близки к окружным усилиям. Поэтому данные силы для шариков кардана Вейса являются сжимающими.

Значительно отличается действие сил в кардане Рзеппа. В этом кардане противоположно направленные силы, действующие от обеих обойм на каждый шарик, составляют довольно большой угол с касательной к окружности центров шариков. Поэтому величина этих сил значительно превышает величину окружных усилий, и они для шариков кардана Рзеппа являются скалывающими.

Возникающие от действующих сил напряжения смятия между шариками и лунками обойм в обоих карданах отличаются по форме их изменения по длине линии соприкосновения вследствие различной направленности этих сил.

Если в кардане Вейса порядок изменения напряжений носит параболический характер, в кардане Рзеппа изменения напряжений имеют форму криволинейного треугольника. Поэтому напряжения смятия в кардане Вейса ниже, чем в кардане Рзеппа. В этих карданах соприкосновение шариков с лунками происходит теоретически по линии и вследствие весьма малой поверхности соприкосновения, напряжения смятия достигают весьма большой величины. Это, а также необходимость получения кардана с малыми габаритными размерами заставляют применять для данных карданов легированные стали.

При передаче через карданы Вейса и Рзеппа крутящего момента одной величины окружные усилия, действующие на каждый из их шариков, различны. В кардане Рзеппа крутящий момент передается через все шесть шариков, вследствие чего действующие из них окружные силы в три раза меньше, чем в кардане Вейса, где крутящий момент передается только через два шарика.

При равных окружных усилиях, действующих на шарики рассматриваемых карданов, учитывая отклонение действительных усилий от окружных, максимальные напряжения смятия в кардане Рзеппа не имеют трехкратного превосходства по сравнению с напряжениями смятия в кардане Вейса.

Сопоставляя число рабочих шариков, относительную величину их скольжения в лунках и максимальные напряжения смятия, можно считать, что износ поверхностей качения в кардане Вейса выше, чем в кардане Рзеппа. В этом отношении кардан Вейса уступает и кардану Тракта. В последнем скользящие поверхности соприкасаются между собой по большой площади, вследствие чего особенно большие напряжения смятия между ними не возникают. Данное обстоятельство позволит применять для карданов Тракта нормальные углеродистые стали.

В кардане Вейса усилие от одной вилки к другой передается через два шарика так же, как в кардане Тракта через два ушка вилки.

При одинаковых габаритных размерах и значении передаваемого крутящего момента напряжения смятия в кардане Вейса выше, чем в кардане Тракта, вследствие большого различия поверхностей соприкосновения деталей, передающих это усилие.

Таким образом кардан Тракта обладает преимуществами по сравнению с карданом Вейса как по напряжениям смятия и сопровождающему их износу, так и по применяемым материалам.

ИСПЫТАНИЯ КАРДАНЫХ МЕХАНИЗМОВ

1. Установки для испытания карданов

Скорости скольжения, удельные давления и их произведения можно определять для данного кардана по приведенным выше уравнениям. Что касается удельной работы трения, предела температурной пропорциональности и к. п. д., то, вследствие отсутствия точных значений коэффициентов, которые входят в эти уравнения, главным образом коэффициентов трения, чисто математическое их определение весьма затруднительно и эти величины можно получить только экспериментальным путем. Вместе с тем данных экспериментальной проверки влияния отдельных факторов, т. е. рабочих параметров γ , n и M , на износ и нагревание карданов в литературе мы не встречали. Поэтому, этот вопрос представляет большой практический интерес.

Схемы установок для испытаний

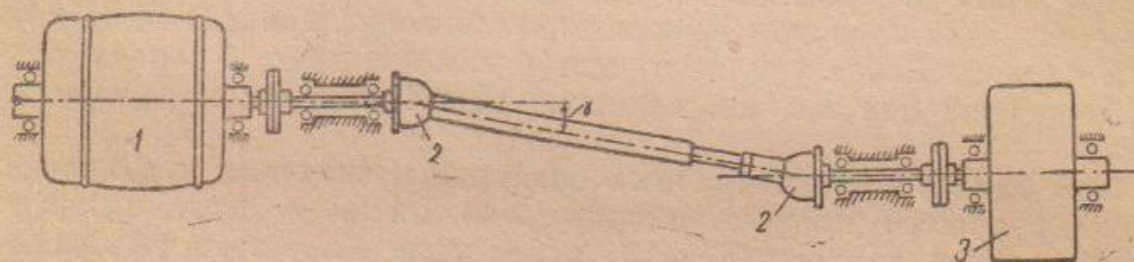
Лабораторные испытания карданных механизмов необходимо производить при той нагрузке, при которой они работают в действительных условиях.

Карданные механизмы испытывают различными способами.

Во-первых, для этой цели можно применить установку, состоящую из электромотора *I* (фиг. 92) и тормоза *З* того или

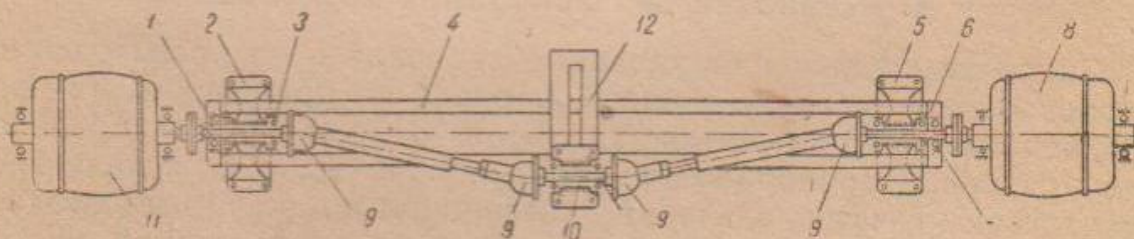
иного вида, между которыми установлен карданный вал с двумя испытываемыми карданными механизмами 2. Развиваемая электромотором мощность, равная нагрузке, при которой работают испытываемые карданы в действительных условиях, воспринимается и поглощается тормозом 3. Испытания на такой установке обходятся очень дорого, а их результаты, т. е. определение потерь на трение в каждом кардане, — совершенно неудовлетворительны.

Во-вторых, можно использовать для испытания карданов установку, схема которой изображена на фиг. 93. В отличие от первой, в этой установке применяют два карданных вала, которые имеют по два карданных механизма 9, соединенных



Фиг. 92. Схема установки с тормозом, предназначенной для испытания карданов

между собой последовательно. Внутренние карданы соединены посредством промежуточного валика 10, помещенного на подвижной опоре 12. Валы наружных карданов, установленные в подшипниках 3 и 6 неподвижных опор 2 и 5, соединены: один с электромотором 11, а другой с тормозом 8.



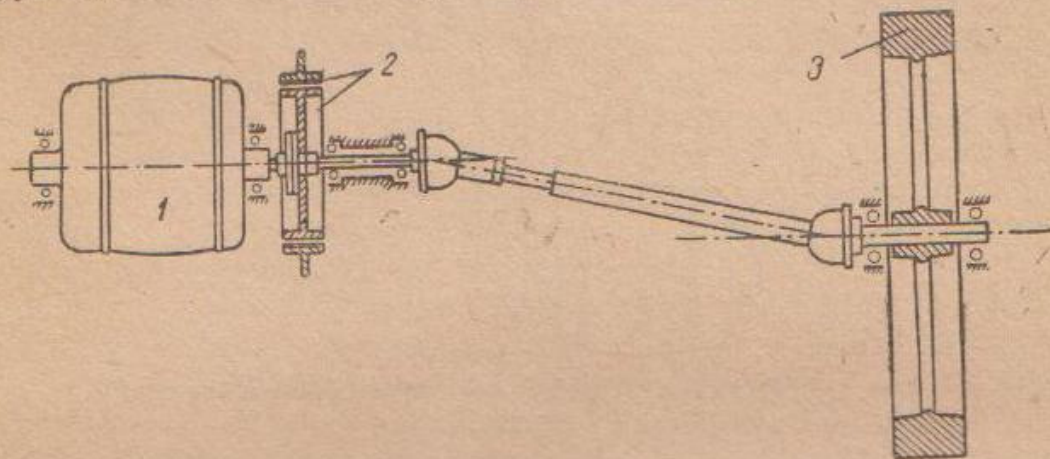
Фиг. 93. Схема установки для испытаний с двумя карданами.

Перемещая в поперечном направлении опору 12 с валиком 10, устанавливают необходимый угол наклона между валами. Для определения потерь на трение опора 12 промежуточного валика укреплена на рамке 4, которая установлена на подшипниках 1 и 7 и поворачивается около оси валов крайних карданов. Величину реактивного момента, возникающего вследствие трения, измеряют динамометром, установленным на плече рычага на некотором расстоянии от оси, около которой поворачивается рамка с промежуточным валиком. Данная установка в отношении стоимости испытаний страдает теми же недостатками, что и первая, но дает более точные значения потерь на трение.

Третий способ заключается в нагрузке карданных механизмов инерционным крутящим моментом маховика 3 (фиг. 94),

который попеременно то разгоняют электромотором 1, то затормаживают. Для этой цели служит тормоз 2, установленный со стороны электромотора. Данный способ испытаний тоже неудовлетворителен и по стоимости и по точности результатов. Вместе с тем при таких испытаниях режим работы карданов является переменным, что не позволяет установить влияния условий их работы (рабочих параметров) на работоспособность карданов.

Четвертый способ испытаний отличается от предыдущих тем, что испытываемые карданные механизмы находятся под статической нагрузкой и не имеют вращательного движения. Применяемая для этого установка (фиг. 95) состоит из двух коротких карданных валов 2 с двумя карданными механизмами 7 у каждого, расположенных по одной линии, т. е. соединенных между собой последовательно. Между этими валами установлен промежуточный валик 5, концы которого соединены с двумя средними карданами. Вторые концы крайних карданов при помощи рычагов 1 и установленных на них грузов нагружены статическим крутящим моментом.

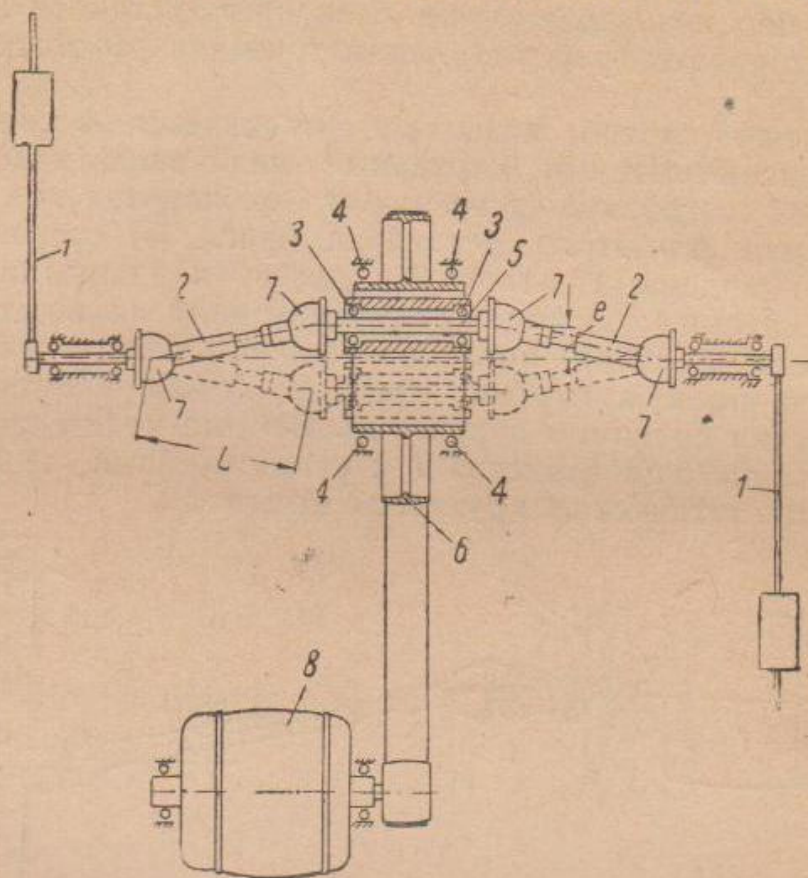


Фиг. 94. Схема установки с маховиком, предназначенной для испытания карданов.

Средний промежуточный валик получает круговое движение без вращения. Для этого в шкиве 6, установленном на подшипниках 4, выполнено отверстие, в котором эксцентрично относительно оси шкива установлен на подшипниках 3 промежуточный валик 5. При вращении шкива от электромотора 8 валик 5 получает круговое движение, а вместе с ним такое же движение получают и два средних испытываемых карданных механизма. Одно крайнее положение промежуточного валика изображено на фиг. 95 сплошными линиями, а другое (при повороте шкива на 180°) — пунктирными линиями.

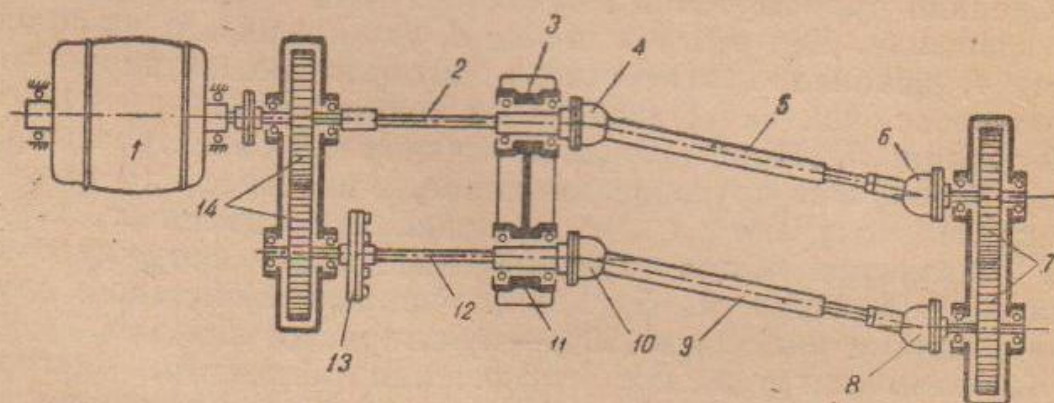
Карданы, нагруженные статическим моментом, благодаря круговому движению промежуточного валика, получают круговое изменение угла наклона соединяемых карданами валов; следовательно, создается скольжение в шарнирах карданов, отражающее действительные условия их работы. Величина угла наклона валов зависит от эксцентриситета e оси промежуточного вала 5 относительно оси шкива 6.

Этот способ испытаний отличается сравнительной простотой установки и дешевизной. Мощность, затрачиваемая при вращении шкива промежуточного валика, расходуется на преодоление трения в шарнирах карданов, опорах валика 5, опорах шкива и на трение в ременной передаче от электромотора



Фиг. 95. Схема установки со статической нагрузкой валов.

к шкиву. Кроме того, замеряемая мощность этих потерь невелика, благодаря чему определение потерь на трение в испытываемых карданах отличается точностью.



Фиг. 96. Схема установки с замкнутой системой.

К недостаткам данной установки нужно отнести наличие значительной радиальной нагрузки, действующей на шипы, и их торцевые поверхности средних карданов, что вызывает допол-

нительный их износ, нагревание и несколько искажает действительные условия их работы. Указанная радиальная нагрузка возникает вследствие кругового вращения промежуточного валика вместе со средними карданами и валами, соединяющими средние карданы с крайними. Вместе с тем отсутствие карданных валов, применяемых с испытываемыми карданами в действительных условиях, лишает возможности установить влияние допускаемого дисбаланса карданных валов на износ и нагрев опорных торцевых поверхностей шарниров.

Наконец, пятый способ испытаний карданных механизмов осуществляют на установке, выполненной по замкнутой схеме, изображенной на фиг. 96. Для того чтобы получить замкнутый контур, в установке применяют два карданных вала 5 и 9, которые расположены параллельно между собой и имеют по концам по два испытываемых карданных механизма: 4 и 6, а также 8 и 10.

Концевые фланцы карданов замыкаются попарно валами передач с цилиндрическими шестернями 7 и 14.

В этой установке карданы нагружают силами упругости, получаемого замкнутого контура, вызываемыми закручиванием валов. Этого достигают круговым смещением фланцев 13, одного по отношению к другому, стянутых между собой болтами. Один фланец установлен на шлицах вала шестеренчатой передачи 14, а другой на шлицах валика 12, соединенного с карданом 10.

Каждому значению угла закручивания валов установки соответствует вполне определенное значение крутящего момента, нагружающего и испытываемые карданы.

Вращение валов установки и карданов осуществляется электромотором 1. Развиваемая им мощность затрачивается на преодоление трения, возникающего между катящимися и трущимися поверхностями деталей установки, т. е. на преодоление трения в шестеренчатых передачах, опорах и испытываемых карданах. Вследствие этого данный способ испытаний отличается дешевой. Кроме того, точность определения потерь на трение и к. п. д. карданов получается весьма высокой.

Конструкция установки НАТИ для испытания карданов

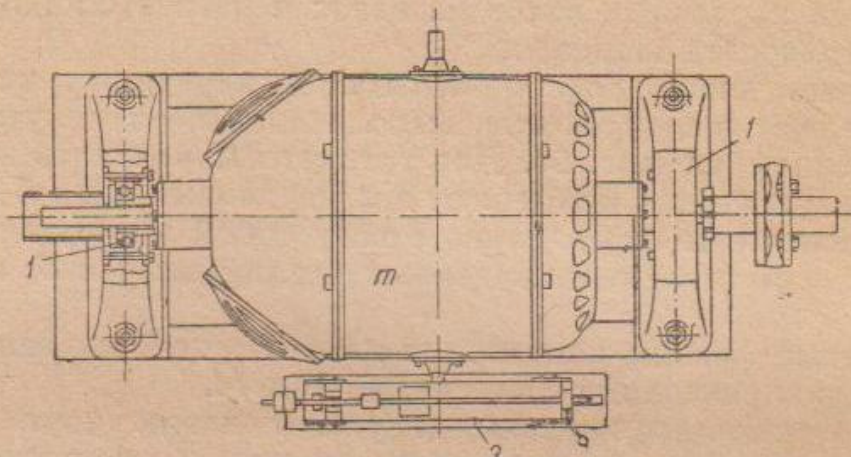
При проведении испытаний карданов мы остановились на установке, выполненной в НАТИ по последней схеме.

Для того чтобы можно было замерять величину крутящего момента, нагружающего установку, в ее систему введены два пружинящих валика 12 и 2. Это требует применения дополнительных опор 3 и 11 (фиг. 96), к валам которых и укрепляют два фланца карданных механизмов.

Для того чтобы можно было испытывать карданы с валами любой длины и под любым углом наклона (не превышающим допустимого), одна часть установки должна иметь осевое и поперечное перемещения. Наиболее целесообразно выполнить подвижной ту часть установки, в которой расположена шестеренчатая передача 7.

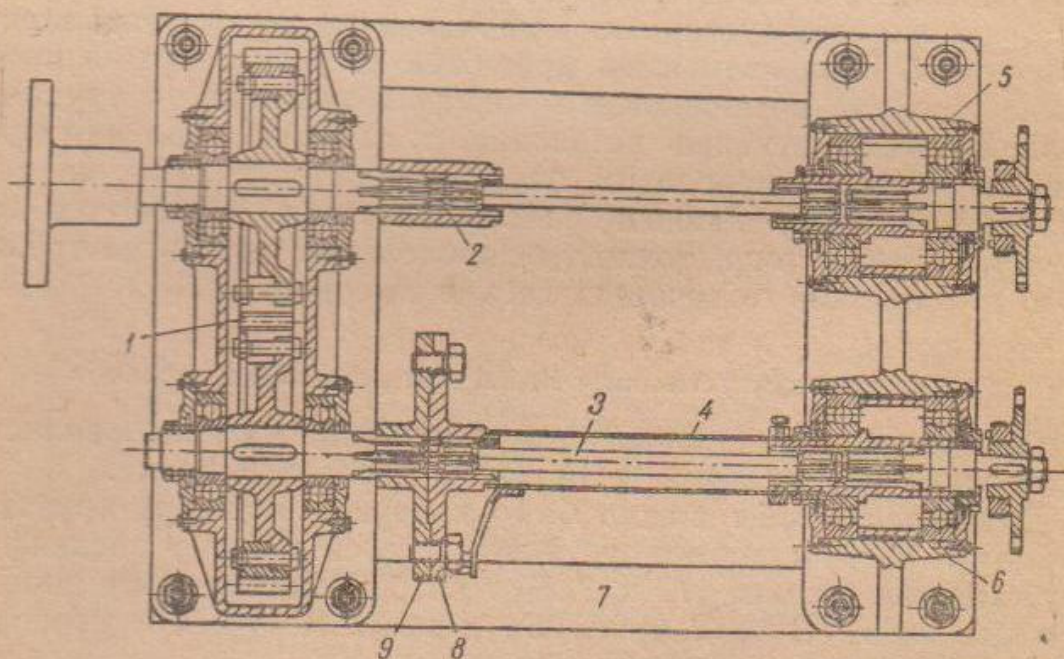
Таким образом вся установка состоит из трех частей: 1) электромотора, 2) неподвижной каретки с шестеренчатой передачей и пружинящими валиками и 3) подвижной каретки со второй шестеренчатой передачей.

Конструкция установки, выполненной в НАТИ для испытания карданов, изображена на фигурах 97, 98 и 100.



Фиг. 97. Электромотор установки НАТИ для испытания карданов.

На фиг. 97 изображен балансирный электромотор *m*, установленный на двух опорах *1* с шариковыми подшипниками, что позволяет точно замерять на весах *3* развиваемый им крутящий момент



Фиг. 98. Неподвижная часть установки НАТИ для испытания карданов.

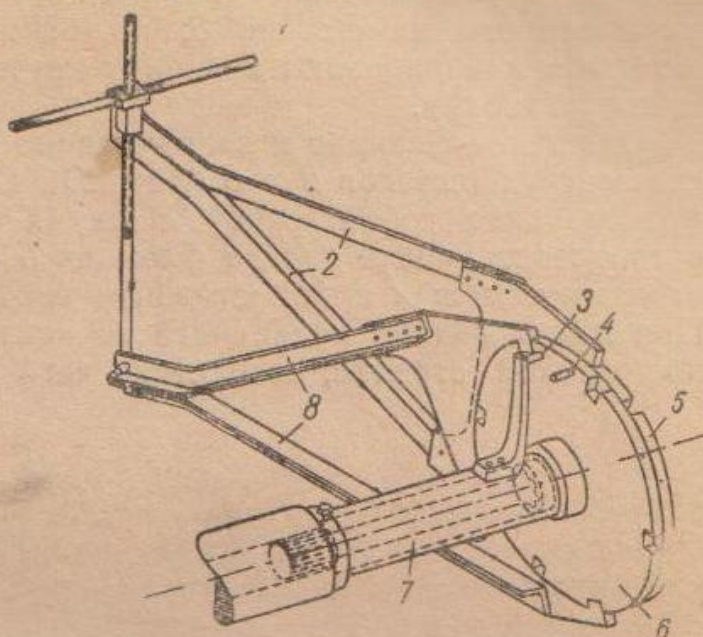
Фланец вала электромотора соединяют с фланцем вала шестеренчатой передачи неподвижной каретки мягким диском.

На фиг. 98 изображена неподвижная каретка. На раме *7* укреплена коробка с цилиндрической шестеренчатой передачей *1*, фланец одного из валов которой соединяется мягкой муфтой

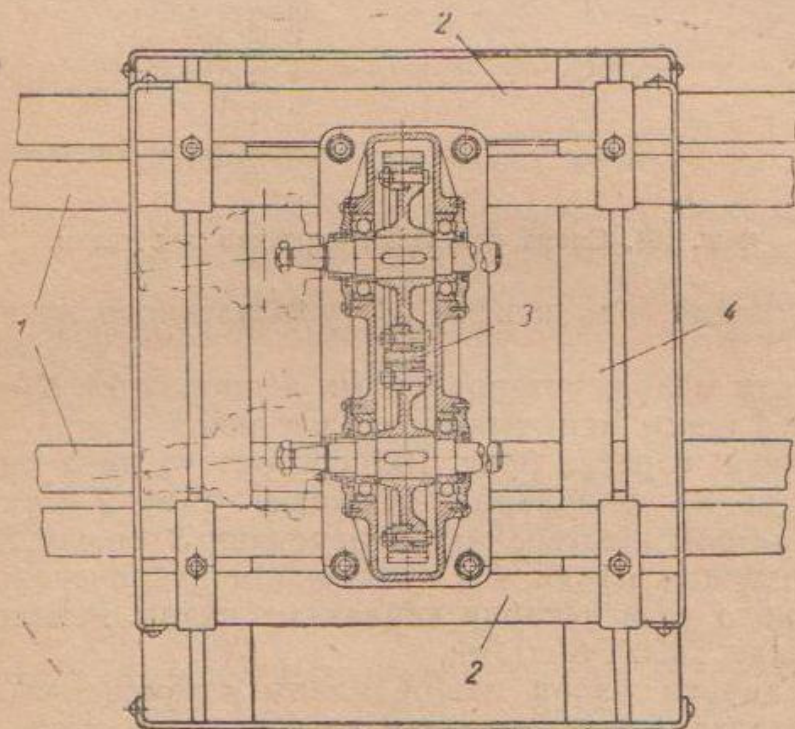
с валом электромотора. На этой же раме укреплены опоры 5 и 6, в которых на шариковых подшипниках установлены полые валики, имеющие шлицы с внутренней стороны. В шлицы этих валиков вставляют пружинящие валики, концы которых имеют наружные шлицы. Вторые концы пружинящих валиков соединяют с валами шестеренчатой передачи: один при помощи муфты 2 со шлицами, другой посредством дисков 8 и 9, стягиваемых болтами.

Величину крутящего момента, возникающего при закручивании валов, измеряют по углу закручивания пружинящего валика 3. Для этого на конце полого шлицованного валика опоры 6 укрепляют болтом трубу 4,

на конце которой имеется кронштейн со штифтом. Другой



Фиг. 99. Схема действия рычагов для нагрузки валов.

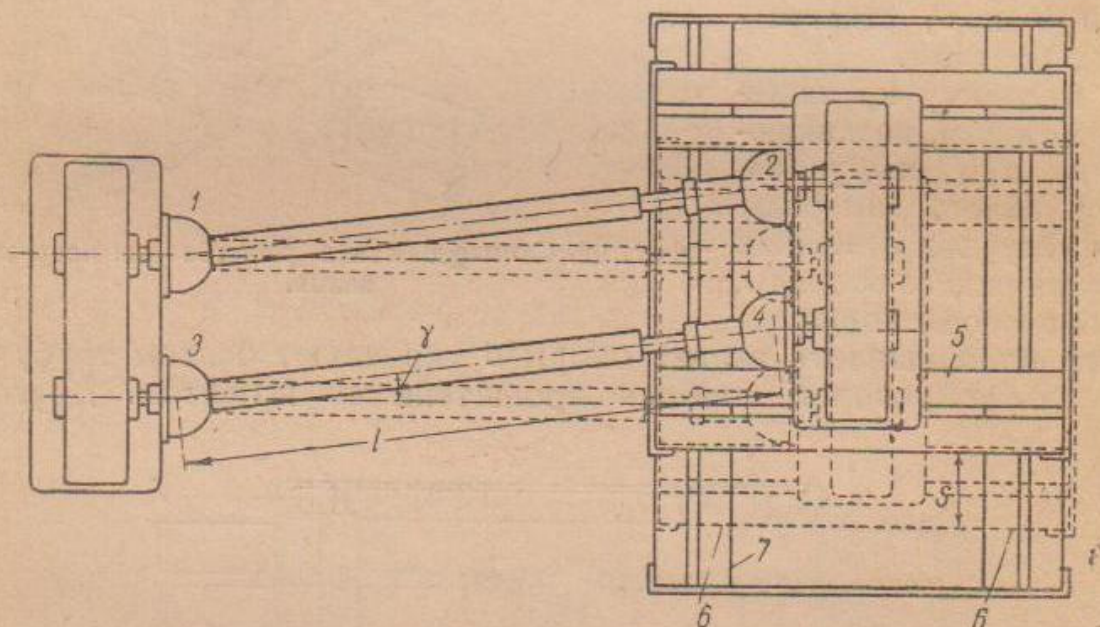


Фиг. 100. Подвижная часть установки НАТИ для испытания карданов.

штифт укреплен на фланце 8 на таком же расстоянии (по радиусу) от оси валика, как и штифт на кронштейне трубы. При круговом смещении фланцев 8 и 9 при нагрузке установки

некоторым крутящим моментом все валы, в том числе и валик 3, закручиваются. Вследствие этого штифт, укрепленный на кронштейне трубы, начинает перемещаться относительно штифта, укрепленного на фланце 8; по относительному перемещению штифтов и определяют величину крутящего момента, нагружающего установку.

Смещение фланцев и закручивание валов производят посредством двух рычагов 2 и 8 (фиг. 99). Один конец каждого из них представляет собой скобу с двумя зубьями, которые заводят в соответствующие гнезда фланцев 5 и 6; другие концы рычагов стягивают между собой стяжным винтом при помощи воротка 1. При наворачивании последнего на винт фланец 6 поворачивается по часовой стрелке, вследствие чего штифт 4, укрепленный на



Фиг. 101. Схема установки карданов под углом.

фланце, отходит от штифта 3, укрепленного на кронштейне трубы 7.

К фланцам валов, установленных в опорах 5 и 6 (см. фиг. 98), укрепляют фланцы испытываемых карданов.

Подвижная каретка (фиг. 100) состоит из двух рамок 2 и 4, выполненных из швеллеров. Верхнюю раму 2 с укрепленным на ней картером шестеренчатой передачи 3 можно перемещать по направляющим рамки 4 в поперечном направлении для получения нужного угла наклона карданных валов. Рамки 2 и 4 стягивают между собой болтами.

Для установки валов любой длины и изменения расстояния между передачами при перемене угла наклона валов, скрепленные болтами рамки 2 и 4 можно перемещать продольно по направляющим 1, которые тоже выполнены из швеллерного железа и забетонированы в полу лаборатории. Рамка 4 и направляющие 1 тоже стянуты между собой болтами. При монтаже установки необходимо выполнить следующее условие: валы шестеренчатой передачи 7 подвижной каретки и валы допол-

нительных опор 3 и 11 (см. фиг. 96) неподвижной каретки должны быть расположены в одной плоскости.

Для точного получения углов наклона при испытании установку выверяют при нулевом наклоне валов. Для этого стойку с индикатором укрепляют на одном из карданных валов 5 или 9 (фиг. 96) так, чтобы подвижной стержень индикатора упирался в плоскость фланца одного из карданов и ось индикатора располагалась параллельно карданному валу. При повороте валов всей установки наблюдают отклонение стрелки индикатора. Если оно происходит, то подвижную каретку с шестеренчатой передачей смещают в соответствующую сторону, пока при поворачивании кардана стрелка индикатора не будет оставаться неподвижной. Это покажет, что ось карданного вала расположена на одной прямой с осью одного из валов шестеренчатой передачи 7 (фиг. 96) и с осью вала опоры 3 или 11.

Такое положение подвижной каретки, т. е. рамки 5 с карданами, изображенное на фиг. 101 пунктирными линиями, отмечают рисками 6 на рамке 7. Величину перемещения рамки 5 по рамке 7 от отмеченных на последней рисок 6 для какого-нибудь угла наклона валов γ , согласно обозначениям, приведенным на фиг. 101, определяют из выражения

$$S = L \cdot \sin \gamma. \quad (146)$$

Расстояние L между карданами 1 и 2, а также между карданами 3 и 4 (благодаря значительному трению в шлицевых соединениях карданных валов в нагруженном их состоянии) при поперечном перемещении подвижной каретки остается неизменным.

Тарирование пружинящих валиков

Определение зависимости между действующим на пружинящий валик крутящим моментом и расстоянием между штифтами осуществляют в неподвижной каретке с применением дополнительных приспособлений, необходимых для тарирования.

Схема установки для тарирования валика изображена на фиг. 102. На фланец полого валика опоры 8, в котором установлен второй конец пружинящего валика, вместо кардана укрепляют рычаг 9, на котором на расстоянии l от оси поворота подвешивают динамометр 10. Второе ушко последнего удерживается крючком 11 неподвижной опоры.

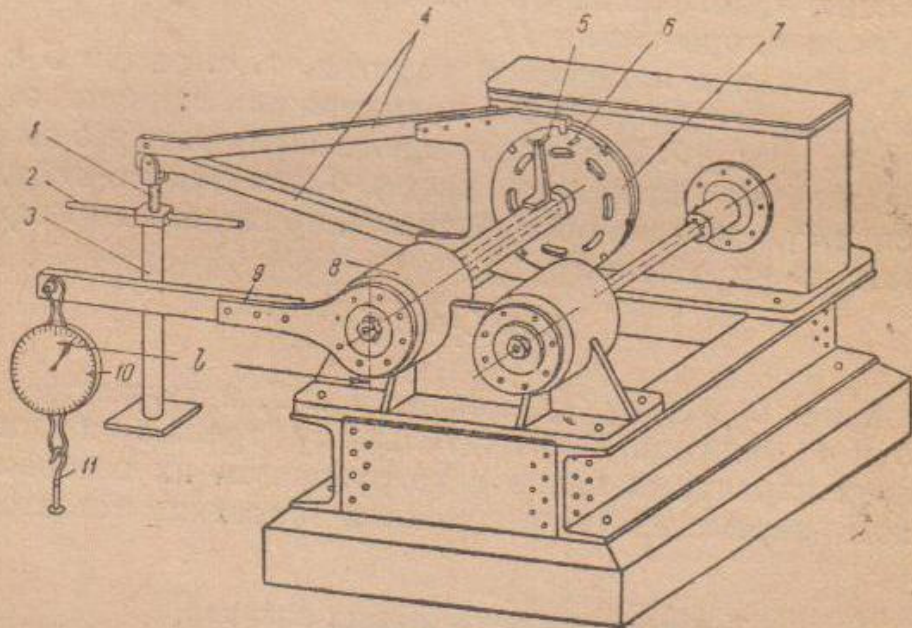
Пружинящий валик нагружают рычагом 4, установленным на фланце 7, где расположен первый конец пружинящего валика. Конец рычага 4 подпирают стойкой. Она представляет собой трубу 3, в которую входит винт 1, укрепленный на рычаге 4. Для закручивания валика винт 1 поднимают воротком 2.

При повороте воротка 2 винт 1 приподнимается, а вместе с ним поднимается и рычаг 4. Под действием усилия, с которым поднимается рычаг 4, динамометр 10 дает соответствующее показание. Если вес рычага 9 с динамометром в точке, где последний подвешен, т. е. на расстоянии l от оси опоры 8, равен G ,

то крутящий момент, действующий на пружинящий валик при показании D динамометра 10 , равен:

$$M = l(G + D). \quad (147)$$

Под влиянием крутящего момента пружинящий валик закручивается, вследствие чего штифты 5 и 6 расходятся. Замеряя расстояние между штифтами при нулевом показании динамометра, т. е. при моменте G , а также после каждого поворота воротка, т. е. при каждом последующем показании динамометра — как при постепенном повышении нагрузки, так и при разгрузке валика, получаем данные для построения тарировочной диаграммы или зависимости между крутящим моментом и расхождением штифтов.



Фиг. 102. Схема тарирования пружинящих валиков.]

Необходимо, чтобы начальное расстояние между штифтами при тарировании валика было равно расстоянию между этими же штифтами при испытании в разгруженном состоянии валиков.

Для испытания карданов мы применяли термически обработанные пружинящие валики диаметром $2,7$ см и длиной прямой их части между шлицованными головками $l = 34$ см.

Зависимость между крутящим моментом M и расхождением штифтов, расположенных на расстоянии $R = 12,35$ см от оси валика при начальном расстоянии между штифтами $S = 66,3$ мм, для указанных выше валиков изображена на фиг. 103.

2. Испытание механизмов на износ по температуре нагревания трущихся деталей и предельные условия их работы

Определение наивыгоднейших условий работы механизма по изменению температуры

Работа трения, возникающая на трущихся поверхностях механизма, неизбежно вызывает их износ, который тем больше, чем больше работа трения, с одной стороны, и продолжительность работы — с другой. Изменение износа трущихся поверх-

ностей в зависимости от изменения условий работы механизма принято определять многократным замером размеров деталей, подвергающихся износу во время их работы. Это дает возможность установить работоспособность и износоустойчивость трущихся поверхностей для принятых при испытании условий работы механизма.

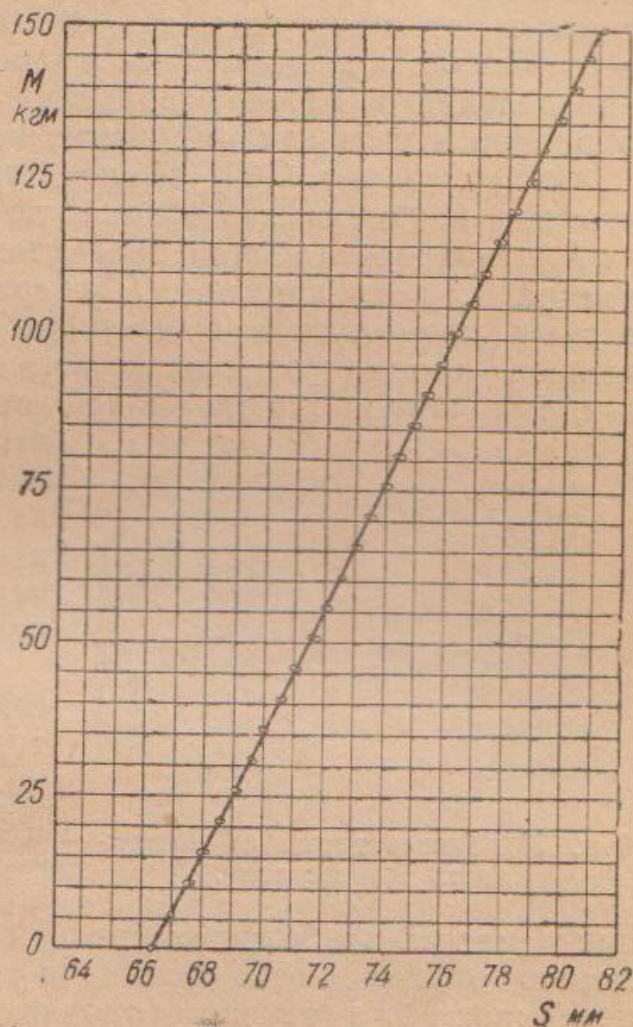
Такой метод исследования работы трущихся сочленений требует весьма аккуратной и многократной разборки и сборки механизма, точного замера трущихся деталей и создания соответствующих условий работы после каждого замера. Вместе с тем данный метод требует весьма длительного срока испытаний и применим лишь в том случае, когда удельная нагрузка и скорость скольжения, т. е. условия работы, не превышают допустимых значений для данной пары.

Удельная нагрузка, достигающая такой величины, при которой износ получается недопустимым, вызывает заедание и задираание трущихся поверхностей. Точно замерить износ таких трущихся поверхностей весьма затруднительно. Вместо износа можно замерить увеличение размеров вала и уменьшение размеров отверстия вследствие

местного прилипания или наволакивания металла с одной детали на другую при заедании, что искажает характер изменения износа деталей. Поэтому установить при таких испытаниях предельные условия работы данной трущейся пары невозможно.

На фиг. 104 изображен примерный разрез трущейся поверхности после задираания. Выступы, обозначенные другой штриховкой, представляют собой частицы металла, перенесенного с другой трущейся поверхности. Вследствие образования больших неровностей измерение деталей с такой поверхностью дает искажение размера на величину δ против первоначального состояния поверхности, отмеченного пунктирной линией.

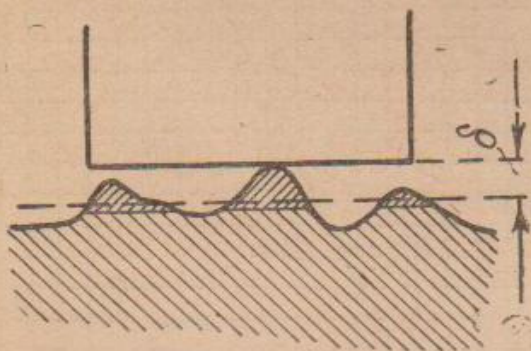
Износ трущихся поверхностей неизбежно сопровождается их нагреванием. Чем больше работа трения, тем больше износ и тем выше нагревание.



Фиг. 103. Диаграмма нагружающего момента.

Наивыгоднейшие условия работы механизма можно определять по изменениям температуры его нагревания в зависимости от времени и изменения условий работы. Такой способ исследования чрезвычайно быстро выявляет условия работы механизма. Вместе с тем изменение температуры дает возможность судить о качестве смазки и состоянии трущихся поверхностей в зависимости от изменения тех же параметров. Данный метод мы и применили при испытании карданов ЗИС-5, проведенных для определения влияния условий их работы, т. е. нагрузки, числа оборотов и угла наклона валов, на нагрев трущихся деталей.

Из уравнения (102) температуры нагрева кардана находим, что при неизменных значениях поверхности охлаждения кардана S , коэффициента теплопередачи между карданами и окружающей средой k , веса кардана G и средней теплоемкости c и при равных промежутках времени работы кардана его температура нагрева пропорциональна количеству тепла L_0 , или работе трения, выделяемой на трущихся поверхностях в 1 сек. Измеряя



Фиг. 104. Разрез трущейся поверхности при заедании.

температуру нагрева при различных условиях работы кардана, мы тем самым находим изменение работы трения, а следовательно, можем судить и о величине допустимой нагрузки.

Наибольший интерес представляет определение температуры в наиболее нагретой части механизма. По величине наивысшей температуры, которую только можно измерить и которая получается на поверхностях тре-

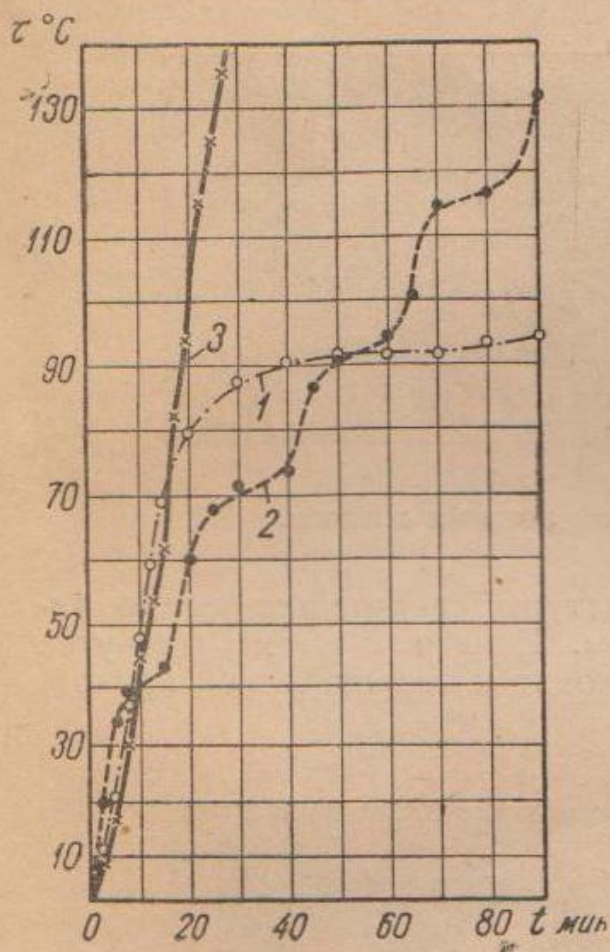
ния в местах наибольших удельных давлений, мы точнее можем судить о качестве и состоянии смазки, о состоянии трущихся поверхностей, а также о прочности соответствующих деталей механизма. Совершенно очевидно, что из двух деталей с одинаковой теплоемкостью и теплопроводностью, трущихся между собой, более нагретой будет та деталь, вес которой меньше. Вследствие этого температуру замеряют в этой детали, в более нагретой ее части.

Тепло, выделяемое с трущихся поверхностей, распространяется по всей массе механизма постепенно, вследствие чего изменение температуры нагрева происходит по кривой до некоторой постоянной величины, т. е. до наступления теплового равновесия. При наступлении теплового равновесия состояние трущихся поверхностей остается по коэффициенту трения неизменным при неизменном состоянии смазки, вследствие чего износ этих поверхностей прямо пропорционален времени их работы.

При изменении условий работы механизма, т. е. нагрузки скорости скольжения или других факторов, тоже должно наступить тепловое равновесие. Так как условия работы, а также фрикционные свойства трущихся поверхностей в этом случае

отличаются от первого, то совершенно очевидно, что значения работы трения, износа и сопровождающего износ нагрева тоже изменяются.

Если удельное давление и скорость скольжения или другие факторы, т. е. k , kv , μkv , начинают превышать значения, допустимые для данной трущейся пары, или значительно их превосходить, теплового равновесия не наступает. С возрастанием тем-



Фиг. 105

Фиг. 105. Диаграммы изменения температуры нагрева карданов при тяжелых условиях их испытаний.

пературы смазка разжижается, ее смазочные свойства ухудшаются и она легче выжимается с трущихся поверхностей, вследствие чего получается еще большее повышение температуры. Все это вызывает на трущихся поверхностях задиры, сначала едва заметные, а потом все более



Фиг. 106. Заедание шипа во втулке кардана.

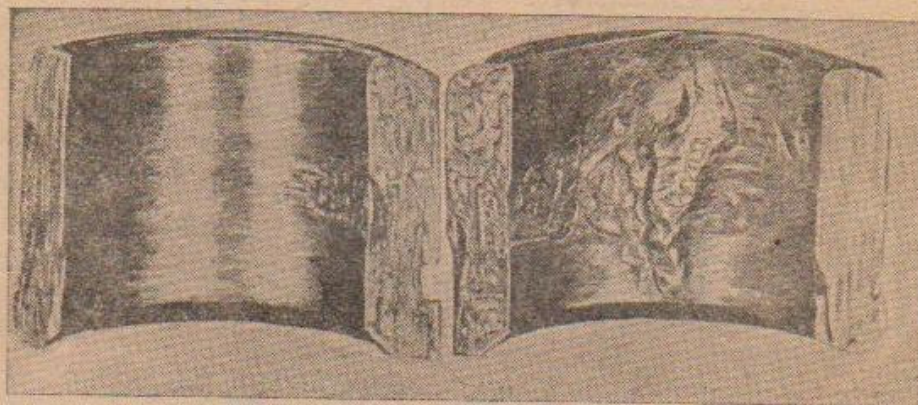
увеличивающиеся, и, наконец, получается полное заедание и разрушение поверхностей.

При таких условиях состояние трущихся поверхностей за каждый небольшой промежуток времени их работы сильно изменяется, коэффициент трения резко возрастает и вместе с этим повышаются работа трения и температура нагревания.

Предельные условия испытаний механизма

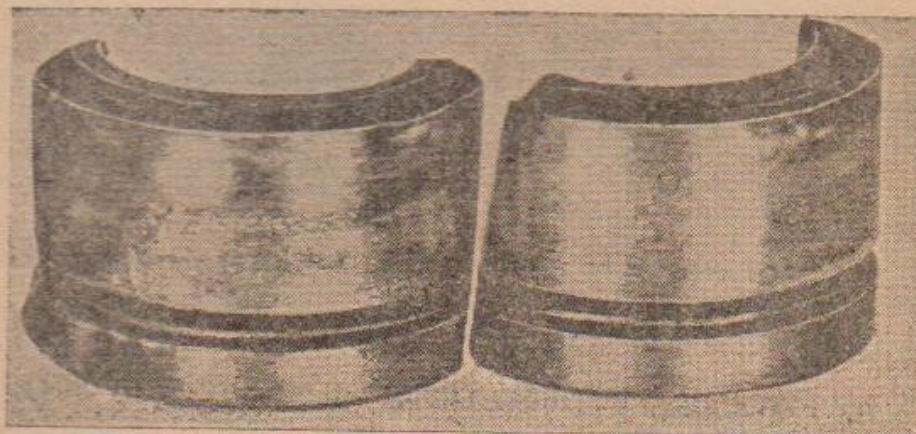
Для иллюстрации влияния состояния трущихся поверхностей на изменение температуры нагрева на фиг. 105 приведены некоторые кривые роста температуры шипов кардана, полученные при установлении методики их испытаний при различных условиях работы.

Кривая *I* (после резкого роста вначале) постепенно выравнивается, стремясь достигнуть некоторой постоянной величины температуры нагрева. Однако полного теплового равновесия не наблюдается. Хотя и незначительно, температура в конце все же растет. Количество тепла, выделяемое на трущихся поверхностях, не вполне равно теплу, уходящему в окружающую среду. Не вполне установившееся тепловое равновесие и до-



Фиг. 107. Разрез втулки после заедания с шипом.

вольно высокое значение температуры свидетельствуют о напряженной работе трущейся пары. Кривая *I* по характеру ее изменения довольно близко подходит к теоретической кривой, изображенной на фиг. 81.



Фиг. 108. Заедание наружной поверхности втулки после заедания с шипом.

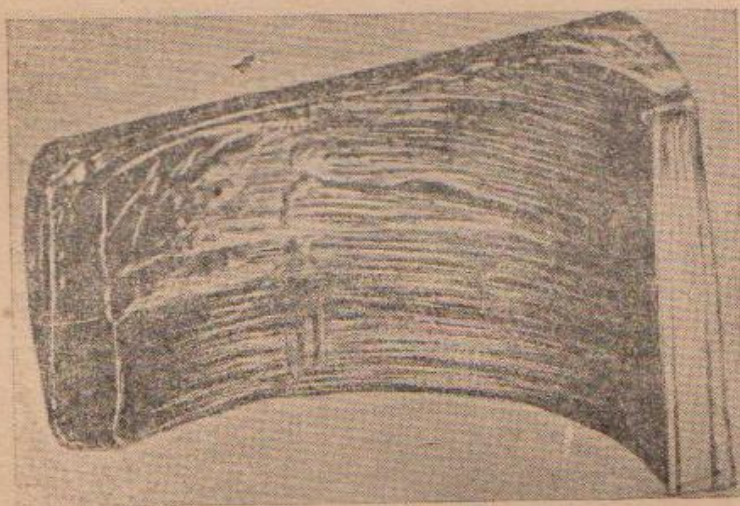
Кривая *2* (фиг. 105) обнаруживает многократное стремление к выравниванию температуры и после каждого такого проявления снова резко возрастает. Кривая *2* получается ступенчатой и теплового равновесия не получается.

Такой ступенчатый рост температуры указывает на то, что началось разрушение трущихся поверхностей, при котором коэффициент трения возрастает скачкообразно. Это свидетель-

ствуется о недопустимых условиях работы трущихся поверхностей в шарнирах кардана.

Кривая 3 показывает непрерывный и резкий рост температуры, стремление к выравниванию едва заметно. Непрерывный резкий рост температуры приводит к выводу, что условия работы весьма сильно отклоняются от допустимых для данной трущейся пары. Удельное давление при этом испытании значительно превышало допустимое, вследствие чего после самого непродолжительного времени работы трущиеся поверхности разрушались и получалось полное заедание шипа крестовины во втулке вилки кардана. Это обнаружилось при разборке его после испытаний.

Шип и разрезанная втулка этого кардана изображены на фиг. 106 и 107. Здесь имеем переход значительной части тела шипа на внутреннюю поверхность втулки. При большой на-



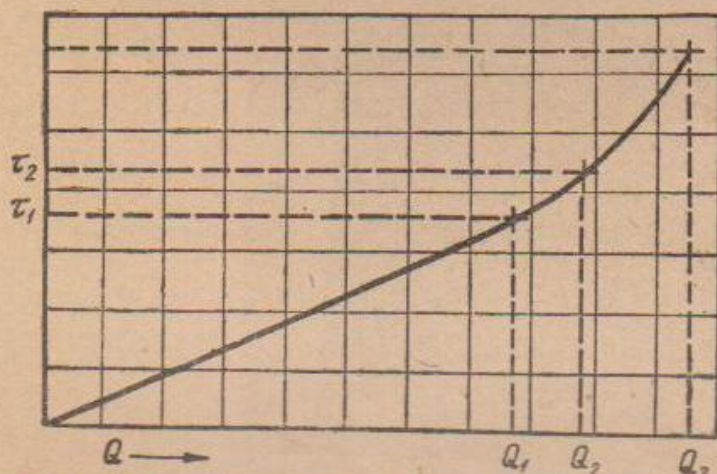
Фиг. 109. Часть вилки кардана после заедания в ней втулки.

грузке и отсутствии надлежащей смазки между трущимися поверхностями в местах их наибольших удельных давлений возникает большая сила трения. Последняя стремится сдвинуть эту часть поверхности и, вследствие знакопеременного ее воздействия, вызывает усталость металла и влечет за собой указанные последствия. Втулка вместе с шипом, как одно целое, поворачивалась в гнезде вилки при работе кардана. Заедание втулки с шипом (и только это) вызывает износ гнезда вилки кардана, в котором втулка не должна поворачиваться. Начавшееся задиранье наружной поверхности той же втулки и внутренней поверхности вилки, ушко которой отрезано, изображено на фиг. 108 и 109. Более яркий пример износа наружной поверхности втулки и гнезда вилки имеем в кардане ГАЗ-А, изображенном на фиг. 72.

Кривые 1, 2 и 3, изображенные на фиг. 105, приведены для иллюстрации изменения температуры нагрева при указанных выше изменениях трущихся поверхностей. При испытании ме-

ханизмов о величине предельных и наивыгоднейших условий их работы можно судить по изменению температуры нагрева при каждом испытании. Кривая 1, изображенная на фиг. 105, указывает на предельные условия испытаний. Более тяжелые условия, при которых изменения температуры происходят, как показывают кривые 2 и 3, недопустимы при испытаниях, так как это вызывает разрушение трущихся поверхностей и испытываемый механизм после этого не пригоден для работы.

Предположим, что изменение температуры τ , получаемой при тепловом равновесии в зависимости от одного из изменяемых параметров Q (нагрузка, число оборотов или угол наклона валов), при испытании механизма происходит по кривой, изображенной на фиг. 110. На основании такой диаграммы можно сказать, что величина параметра Q_1 , при которой кончается прямая пропорциональность изменения температуры, допустима для работы испытываемого механизма при неизменяемых остальных параметрах,



Фиг. 110. Изменение температуры нагрева в зависимости от условий работы.

Работа, передаваемая механизмом в этих условиях за некоторое время t , при передаче секундной работы N_1 равняется:

$$A_1 = N_1 \cdot t.$$

Значение параметра Q_2 , при котором изменение температуры начинает отклоняться от прямой пропорциональности, свидетельствует о повышенном значении работы трения и должно быть предельным. Дальнейшее увеличение, например при значении Q_3 , вызывает быстрый износ, значительно сокращающий время работы механизма. В данных условиях при передаче через механизм секундной работы N_3 передаваемая им работа за то же время t равна

$$A_3 = N_3 \cdot t.$$

Сопоставляя передаваемые механизмом работы при разных условиях, но за одно и то же время t , получаем:

$$\frac{A_3}{A_1} = \frac{N_3}{N_1}.$$

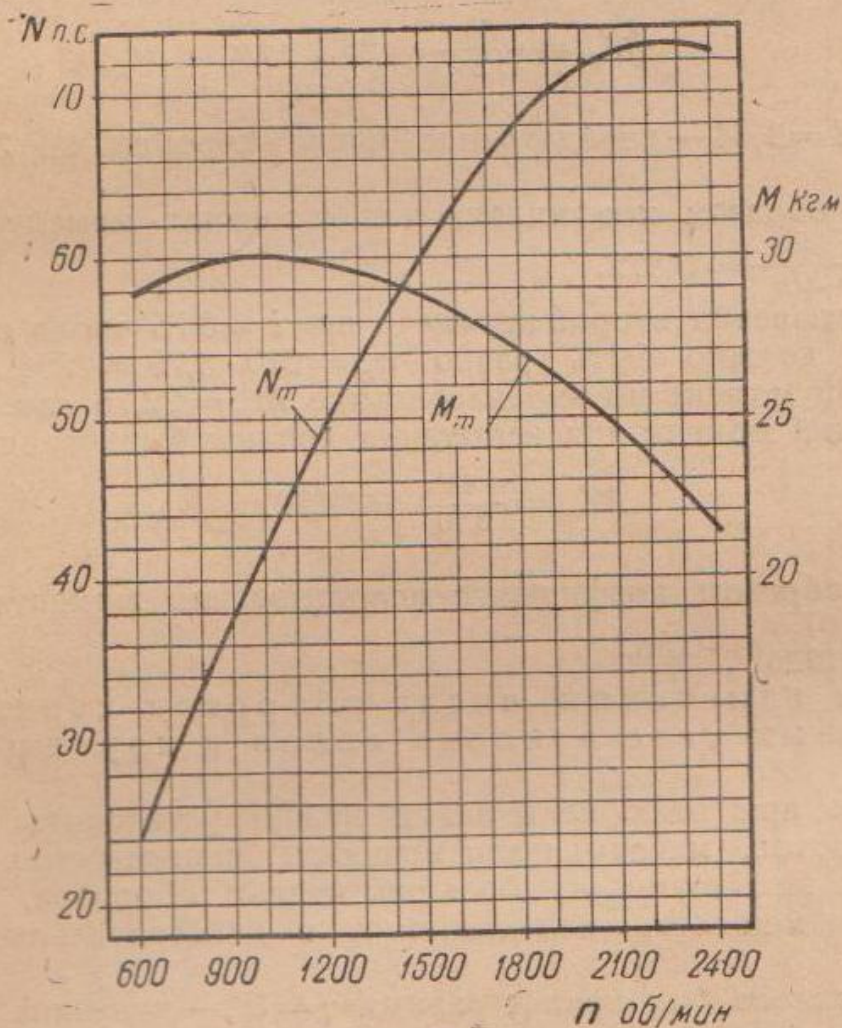
Вместе с тем износ трущихся поверхностей, сопровождаемый в первом случае температурой τ_1 , а в третьем τ_3 , не имеет этой пропорциональности. Поэтому (при одной и той же величине износа) полная работа, передаваемая механизмом, или его долговечность, при первых условиях значительно выше, чем при третьих.

Таким образом, точка, в которой кончается пропорциональное изменение температуры нагрева и после которой начинается более резкое ее возрастание, является пределом температурной пропорциональности, указывающим на наивысшее допустимое значение изменяемого параметра.

3. Испытание карданов ЗИС-5

Условия испытаний

Испытаниям подвергались карданы со скользящими шарнирами типа Спейсер, применяемые на грузовиках автомобильного завода им. Сталина.



Фиг. 111. Характеристика двигателя ЗИС-5.

Для сравнения условий испытаний, т. е. рабочих параметров кардана, с действительными условиями их работы на фиг. 111 приведена характеристика двигателя грузовика ЗИС (N_m — кривая мощности двигателя, M_m — крутящего момента).

Испытания карданов производили при следующих условиях:

1. При изменяющемся угле наклона валов и постоянных значениях крутящего момента и числа оборотов.

Так как угол наклона изменяется до максимально допустимого карданом, то крутящий момент и число оборотов, т. е. мощность, при испытании не должна превышать этих величин, развиваемых двигателем.

При испытаниях крутящий момент принят равным $M = 48$ кгм и число оборотов $n = 610$ об/мин. Это соответствует движению автомобиля, полный вес которого с нагрузкой составляет $G_a = 6100$ кг по песчаной дороге с коэффициентом сопротивления качению $f = 0,12$, со скоростью $v_a = 15$ км/час.

При включении третьей передачи при $i = 1,84$ число оборотов двигателя должно быть равно $n_m = 610 \cdot 1,84 = 1122$ об/мин., крутящий момент по характеристике равен $M_m = 29,9$ кгм. Крутящий момент при испытании должен быть равен

$$M'_m = \frac{48}{1,84} = 26,1 \text{ кгм.}$$

Здесь $i = 1,84$ — передаточное число коробки на 3-й передаче.

Таким образом коэффициент использования момента двигателя $K = \frac{26,1}{29,9} = 0,872$.

При включении второй передачи при $i = 3,75$ число оборотов двигателя должно быть равно $n_m = 610 \cdot 3,75 = 2294$ об/мин, а крутящий момент по характеристике $M_m = 22,75$ кгм.

Крутящий момент при испытании должен быть равен

$$M'_m = \frac{48}{3,75} = 12,78.$$

Таким образом коэффициент использования момента двигателя $K = \frac{12,78}{22,75} = 0,562$.

2. При изменении числа оборотов карданов и постоянных угле наклона валов и крутящем моменте.

Так как при этих испытаниях нужно установить влияние числа оборотов, максимальная мощность, передаваемая карданами при испытании на больших числах оборотов, должна превышать мощность, передаваемую в действительных условиях.

Угол наклона был принят равным $\gamma = 5^\circ$, — величина вполне возможная в действительных условиях. Крутящий момент принят равным $M = 45$ кгм, а число оборотов изменяли от 400 до 1200 об/мин.

Коэффициенты использования или превышения момента двигателя при испытании приведены в табл. 1. Из нее видно, что развиваемый двигателем крутящий момент при выбранных числах оборотов используется на 42% в одном случае и на 152%, т. е. с перегрузкой, — в другом.

3. При изменении крутящего момента, передаваемого карданами, и неизменяемых угле наклона валов и числе оборотов.

Таблица 1

Коэффициенты использования крутящего момента двигателя при испытании карданов

Передаточные числа	Число оборотов двигателя, об/мин.				Крутящий момент двигателя по характеристике, кгм				Крутящий момент двигателя при передаче карданом М-45 кгм	Коэффициент использования или превышения момента М, двигателя при испытании						
	Число оборотов кардана, об/мин.				Число оборотов кардана, об/мин.					Число оборотов кардана, об/мин.						
	400	600	800	1000	1200	400	600	800		1000	1200	400	600	800	1000	1200
1	2640	3960	5280	6600	7920	28,7	23,15	—	—	—	6,82	—	—	—	—	
2	1505	2260	3010	3760	4510	28,7	23,15	—	—	—	11,97	0,418	0,514	—	—	
3	736	1105	1473	1840	2280	29,6	29,9	28,7	26,8	22,9	24,4	0,825	0,817	0,91	1,065	
4	400	600	800	1000	1200	—	28,85	29,8	30,05	29,70	45,00	—	1,06	1,51	1,495	1,515

Таблица 2

Коэффициенты использования крутящего момента двигателя при испытании карданов

Передаточные числа	Число оборотов и крутящий момент двигателя по характеристике при оборотах карданов n = 700				Необходимый крутящий момент двигателя, кгм				Коэффициент использования и превышения момента двигателя при испытании карданов						
	Число оборотов об/мин.				Крутящий момент кгм				Крутящий момент, передаваемый карданами, кгм						
	30	50	75	100	125	30	50	75	100	125	30	50	75	100	125
1	3960	—	—	—	4,55	7,58	11,35	15,16	18,95	—	0,574	—	—	—	—
2	2255	23,2	—	—	7,98	13,3	19,95	26,6	22,2	0,344	0,86	0,86	1,146	1,43	
3	1105	29,9	—	—	16,3	27,2	40,75	54,3	67,9	0,557	0,931	1,395	1,86	2,32	
4	600	28,85	—	—	30	60	75	100	125	1,04	1,73	2,6	3,46	4,33	

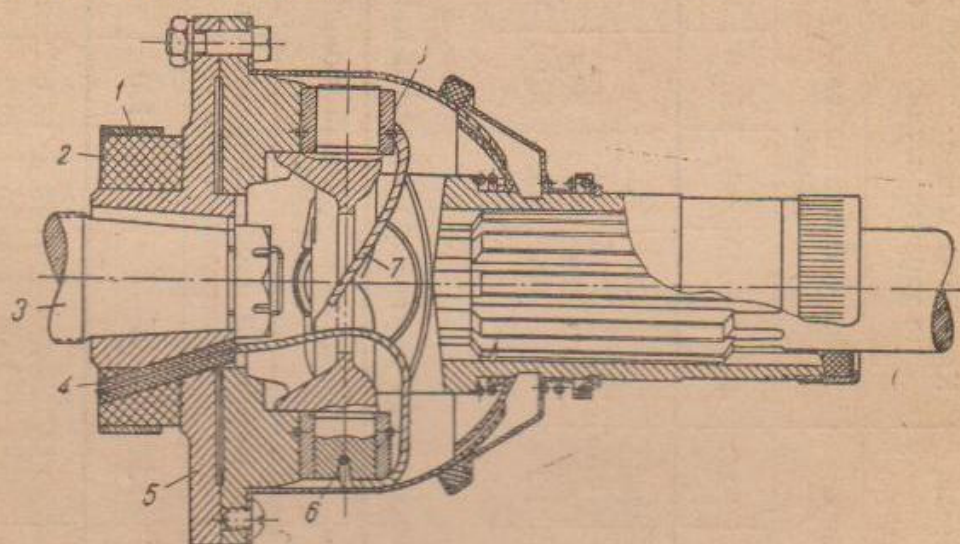
В этом случае нужно выявить влияние крутящего момента на работу карданов. Поэтому передаваемая карданами мощность при испытании с большими значениями крутящего момента должна быть выше действительной мощности в обычных условиях работы автомобиля.

Угол наклона при этих испытаниях приняли равным $\gamma = 5^\circ$, число оборотов $n = 600$ об/мин., а крутящий момент изменяли от 30 до 125 кгм.

Коэффициенты использования и величины превышения момента двигателя при этих испытаниях приведены в табл. 2. Из нее видно, что работа карданов при выбранных значениях крутящего момента двигателя колеблется в больших пределах — от большой недогрузки до значительной перегрузки.

Нагрев карданов ЗИС-5

Температуру нагрева карданов при их испытании измеряли термопарами, установленными в шипах карданов. Изменения электродвижущей силы, обозначающей в некотором масштабе температуру по времени работы карданов, записывали самопишущим гальванометром.



Фиг. 112. Кардан ЗИС-5 с установленной в нем термопарой.

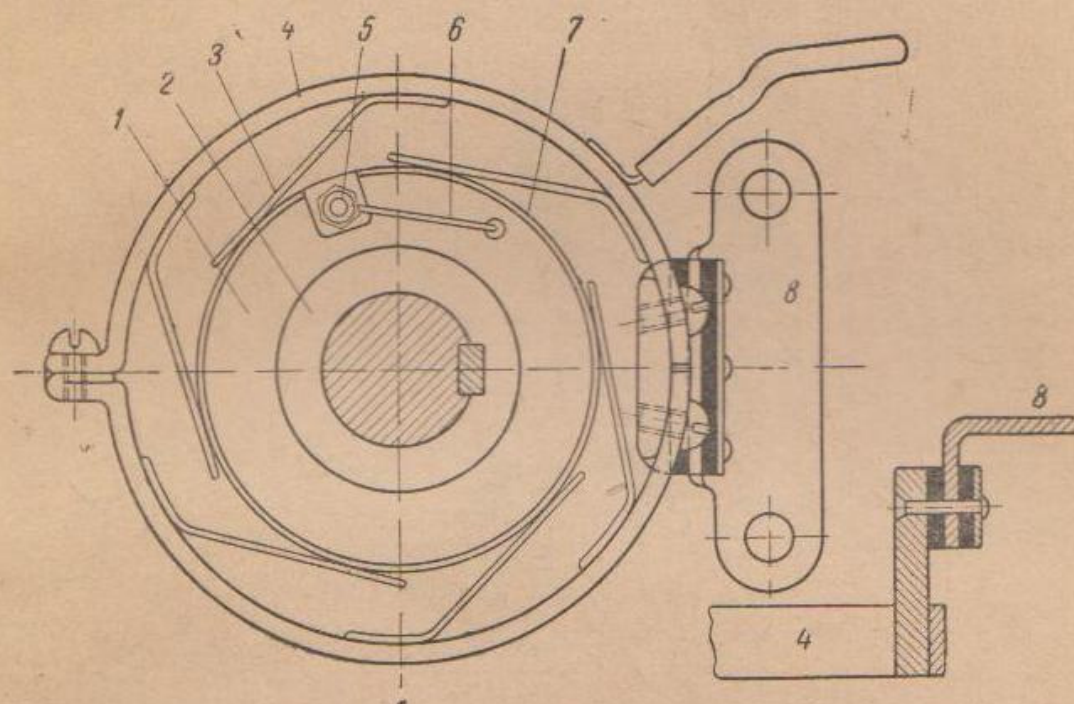
На фиг. 112 изображен кардан с установленной в нем термопарой.

Для термопары применили константановую проволоку, которую припаяли к одной из нагревавшихся деталей.

При проведении пробных испытаний и установлении методики испытаний конец проволоки 7 был припаян с внешней стороны втулки 8. Так как втулка 8 плотно установлена в вилке кардана, масса которой велика, нагрев втулки был несколько ниже нагрева шипа 6 крестовины, имеющей меньшую массу. В дальнейшем, чтобы получить значения более высоких температур, один конец изолированной константановой проволоки припаяли в углублении 6 в торце шипа крестовины, а другой конец

вывели наружу, через изолированное фиброй отверстие 4 во фланце 5 к контакту кольца 1, изолированного от втулки фланца фибровым кольцом 2. Таким образом спай константановой проволоки с крестовиной в точке 6 составляет термопару. Одной частью электрической цепи являются константановая проволока, кольцо 1, щетки, скользящие по кольцу, и провод к гальванометру. Второй частью электрической цепи являются крестовина, втулка, фланец с вилкой, фланец 5, вал 3, щетки, скользящие по этому валу, и провод, отходящий от них к гальванометру.

При применении скользящих контактов в цепи установки необходимо, чтобы трущиеся детали этого контакта были выполнены



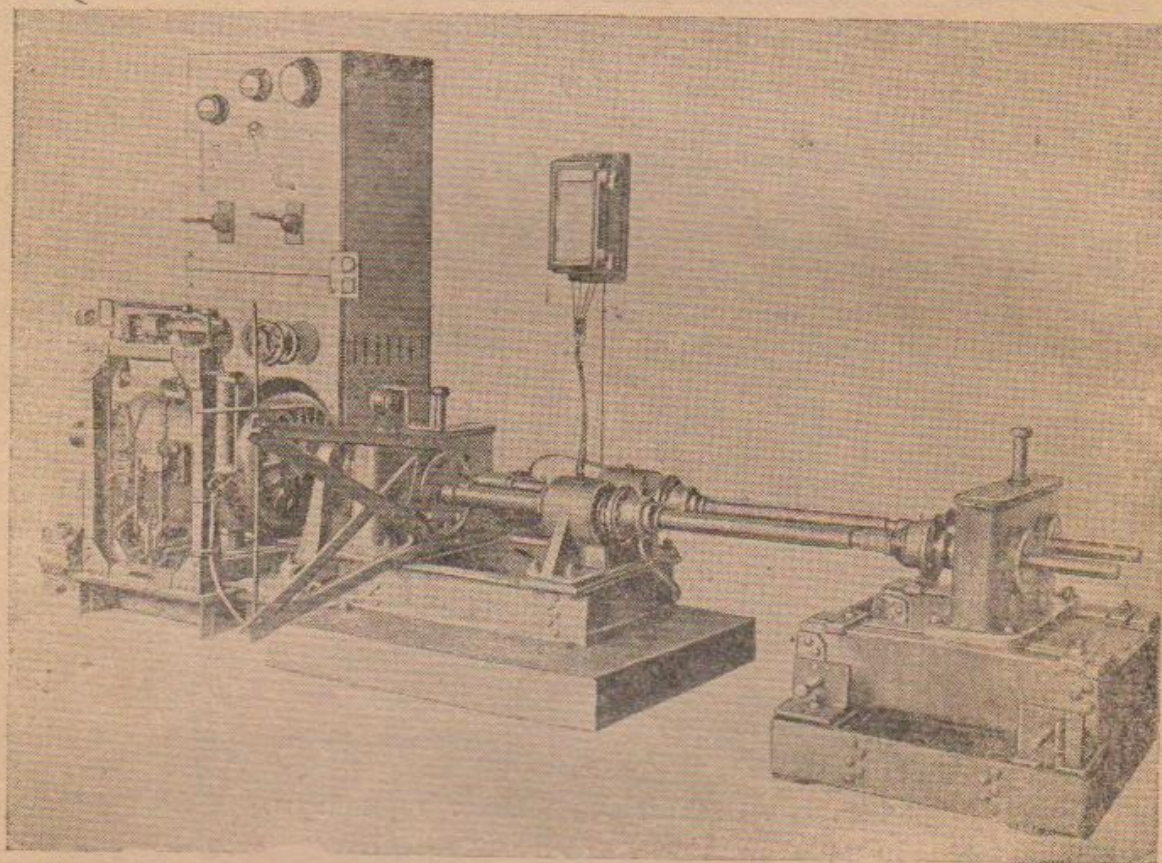
Фиг. 113. Скользящий контакт термопары.

из одинакового металла. При испытании карданов все детали установки получают некоторый нагрев, а вместе с ними нагревается и скользящий контакт. Кроме того, его детали при скольжении одна по другой тоже нагреваются. Если эти детали выполнены из разных металлов, то они являются второй термопарой и при нагреве в точке их соприкосновения возникает электродвижущая сила. Последняя в той или иной степени искажает действительную электродвижущую силу, источником которой является термопара кардана.

При установке кольца контакта на вращающемся валу очень трудно получить точное совпадение оси кольца с осью вращения. При этом происходит биение кольца. При повороте кольца скользящая по нему щетка прижимается с неодинаковой силой, а следовательно, неодинаковой получается и плотность контакта за каждый оборот вала. Не исключена возможность отрыва по инерции щеток в отдельные моменты от кольца и тем самым разрыва электрической цепи. Как то, так и другое зна-

чительно искажает величину электродвижущей силы, возникающей в термопаре кардана и даже вызывает полное отсутствие показаний гальванометра.

Для устранения указанных явлений мы применили скользящий контакт с шестью щетками, смонтированными на общем кольце (фиг. 113). Кольцо контакта 7 установлено на втулке карданного фланца 2 посредством изоляционной втулки 1. К клемме 5 этого кольца подведен провод 6 термопары кардана. Шесть контактных щеток 3 прикреплены к кольцу 4, состоящему из двух частей, соединяемых винтами. В собранном



Фиг. 114. Общий вид установки для испытания карданов.

виде кольцо (фиг. 113) с изоляционными пластинами прикрепляют при помощи кронштейна 8 к опорам 5 и 6 (см. фиг. 98).

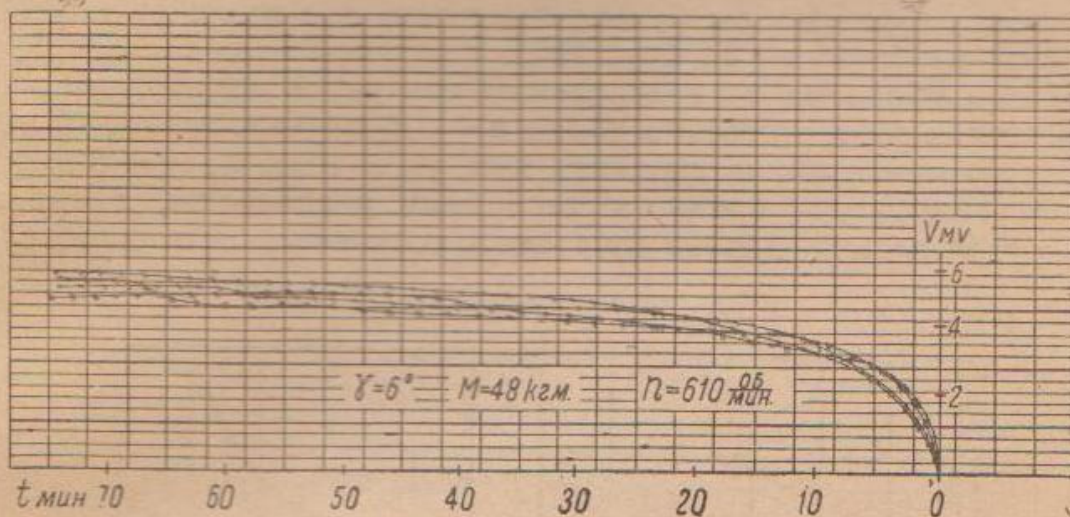
Общий вид установки для испытаний карданов с рычагами для закручивания валов и самопишущий гальванометр для записи температуры нагрева изображены на фиг. 114.

При каждом испытании самопишущий гальванометр записывает точками кривую изменения температуры по времени работы кардана.

Как и следовало ожидать, изменение температуры вначале резко растет, затем прирост температуры заметно снижается и, наконец, выравнивается до некоторой постоянной величины, т. е. до наступления теплового равновесия.

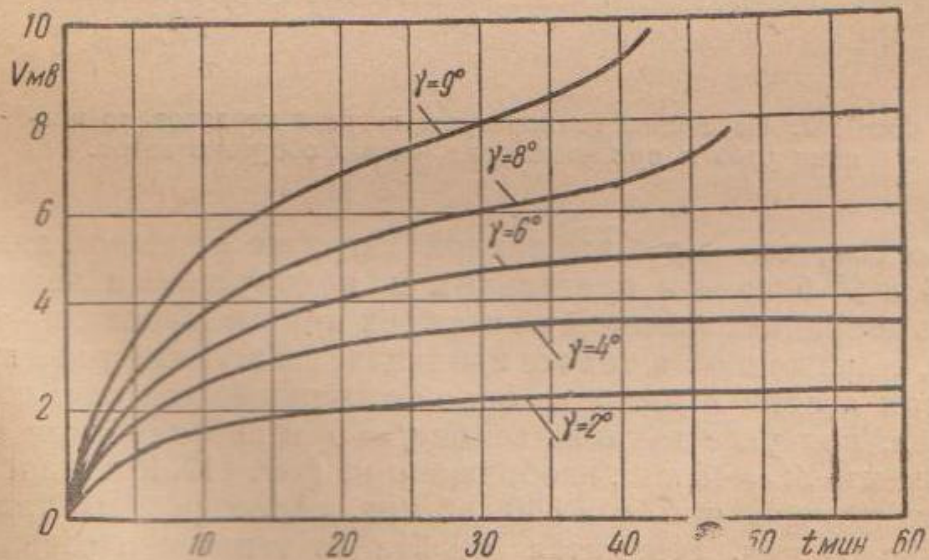
Трущиеся поверхности шипов карданов не обладают совершенно одинаковыми фрикционными свойствами, вследствие чего нельзя ожидать совершенно точных показаний гальвано-

метра для одноименных шипов всех четырех карданов. Для определения некоторой средней величины температуры нагрева шипов термомпары устанавливают на всех одновременно испытываемых карданах. Кривые изменения температуры нагрева шипов всех четырех карданов записывают самопишущим гальванометром, точками разных цветов и сочетаний.



Фиг. 115. Изменение температуры нагрева шипов четырех карданов в зависимости от времени их работы.

Такие кривые, полученные по одному из проведенных испытаний карданов ЗИС-5, изображены на фиг. 115. Для того чтобы можно было отличить точки одной кривой от другой, точки каждой кривой на фиг. 115 соединены тонкими линиями.



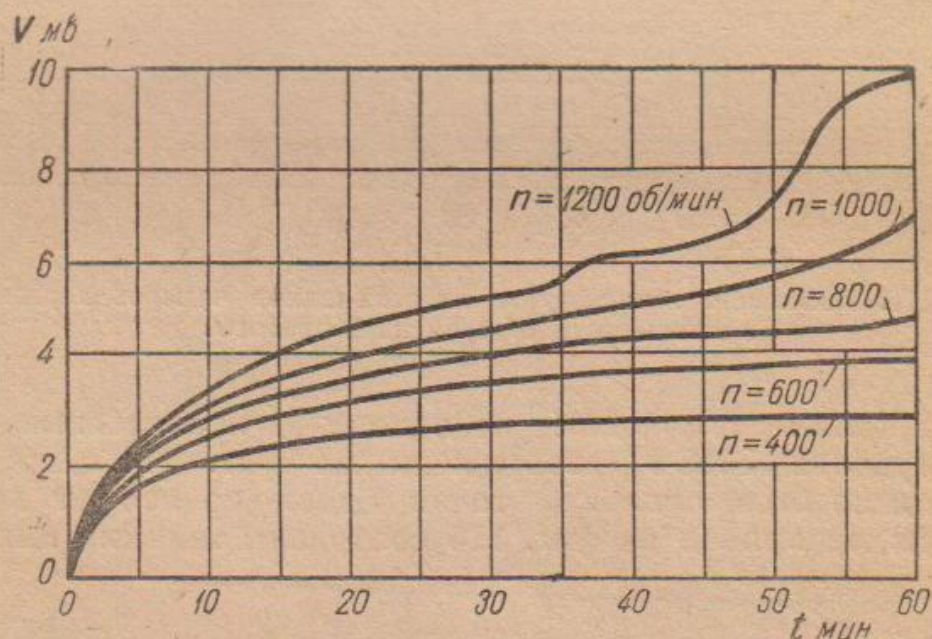
Фиг. 116. Изменение температуры нагрева карданов по времени работы при различных углах наклона валов.

При определении влияния условий работы карданов принимается средняя кривая изменения температуры нагрева по времени — из четырех кривых, записанных гальванометром.

При изменении одного из рабочих параметров кардана, т. е. угла наклона γ , числа оборотов n или крутящего момента M (два параметра оставались неизменными), кривые изменения температуры нагрева различаются между собой.

Совмещенные на одной диаграмме кривые средних значений (из четырех кривых, записанных гальванометром одновременно) изменения температуры (в милливольтгах) для различных углов наклона изображены на фиг. 116.

Число оборотов и передаваемый крутящий момент при этих испытаниях соответственно равны $n = 610$ об/мин. и $M = 48$ кгм. После 40 мин. работы карданов при угле наклона $\gamma = 8^\circ$ изменение температуры близко к тепловому равновесию, а кривая для $\gamma = 9^\circ$ весьма далека от такого состояния. Это свидетель-



Фиг. 117. Изменение температуры нагрева карданов по времени работы при различных числах оборотов валов.

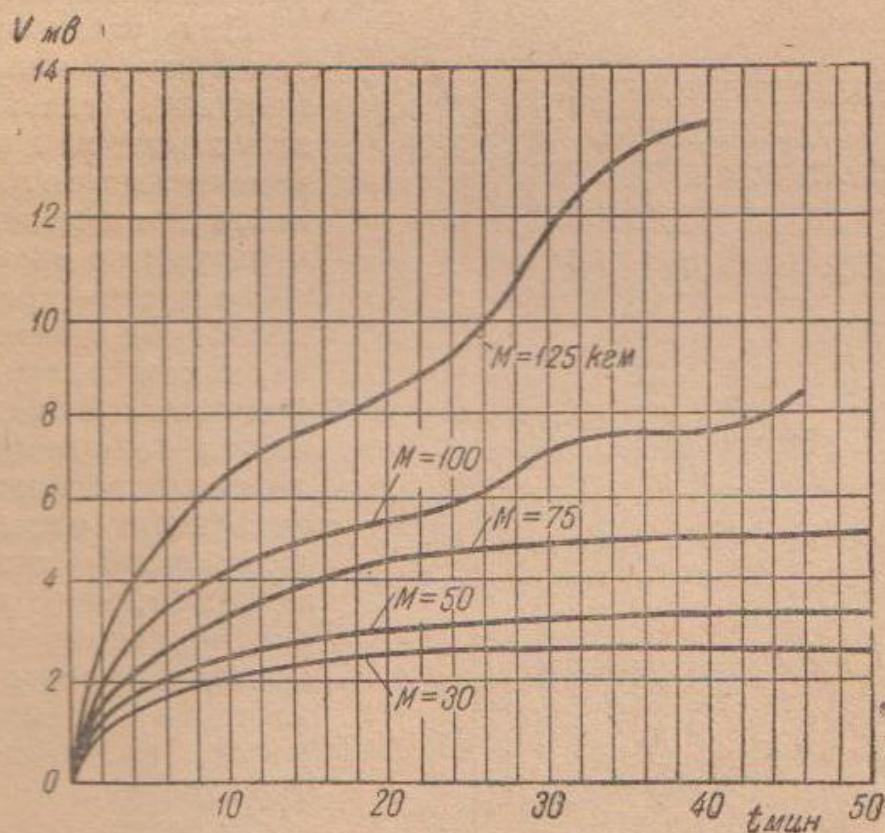
ствует о том, что при выбранной нагрузке карданов значения углов 8 и 9° близки к предельным и недопустимым величинам.

Кривые средних значений из четырех кривых изменения температуры, выраженной в тех же единицах, записанные одна группа за другой и совмещенные на одной диаграмме для разных чисел оборотов, при угле наклона валов $\gamma = 5^\circ$ и передаваемом крутящем моменте $M = 45$ кгм, изображены на фиг. 117. Кривая изменения температуры при $n = 800$ об/мин. после работы карданов в течение 60 мин. стремится отойти от теплового равновесия. Кривая, полученная при $n = 1000$ об/мин. обнаруживает более резкое стремление к повышению, т. е. к нарушению теплового равновесия, а кривая, полученная при $n = 1200$ об/мин., отражает ступенчатый характер изменения температуры и не может притти к тепловому равновесию. Характер изменения температуры при $n = 1200$ об/мин. свидетельствует о недопустимом значении этих оборотов для работы кардана при принятой нагрузке.

Кривые средних значений из четырех кривых изменения температуры нагрева карданов при различных передаваемых крутящих моментах, записанные одна группа за другой и совмещенные на одной диаграмме, изображены на фиг. 118. Угол наклона и число оборотов при этих испытаниях составляли соответственно $\gamma = 5^\circ$ и $n = 600$ об/мин.

Кривые изменения температуры нагрева карданов при $M = 100$ и $M = 125$ кгм имеют ступенчатый характер изменения, что говорит о недопустимой величине нагрузки при выбранной скорости вращения.

Характер изменения температуры нагрева по времени работы может указать на допустимые, предельные или недопустимые условия работы карданов при испытаниях. Если же испытания



Фиг. 118. Изменение температуры нагрева карданов по времени работы при различных значениях передаваемого крутящего момента.

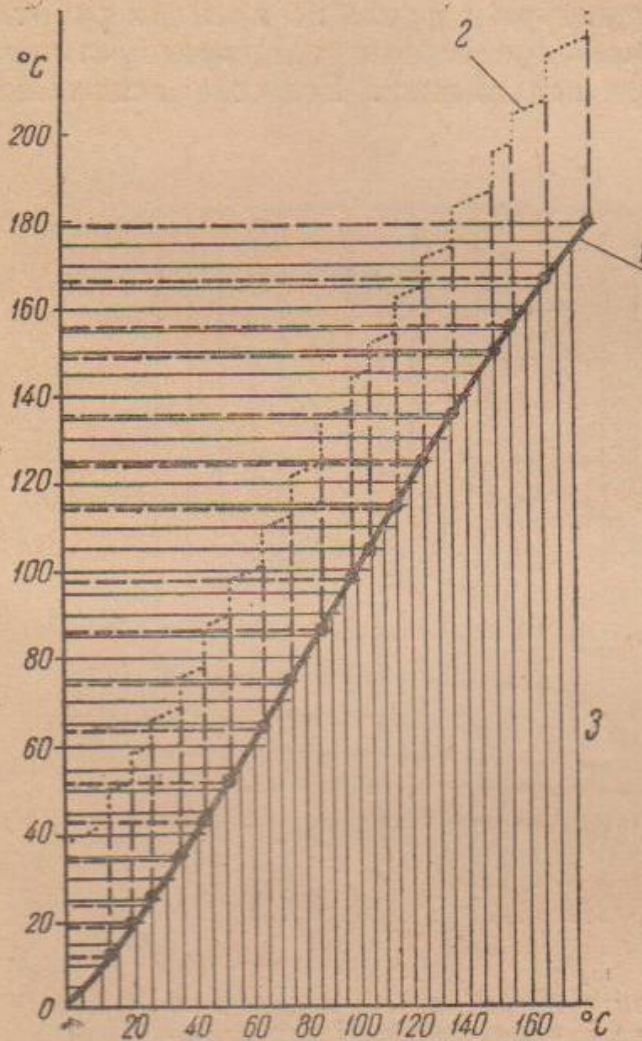
проводят в пределах допустимых или предельно возможных значений γ , n или M , при которых отклонений от теплового равновесия не наступает, такие кривые представляют небольшой интерес.

Кроме того, кривые, записанные гальванометром, недостаточно отражают изменение температуры, выраженной в градусах Цельсия.

Вместе с тем данные кривые записаны по времени работы карданов, а наибольший интерес представляет изменение температуры нагрева карданов в зависимости от изменения рабочих параметров, т. е. γ , n или M .

Тарирование термопары и гальванометра

Для перевода показаний гальванометра в показания термометра необходимо построить шкалу перехода, при помощи которой перестраивают кривые, изображенные на фиг. 116, 117 и 118. Для этого тарировочную термопару, свойства которой соответствуют свойствам термопар карданов, вместе с термометром опускают в масло, нагреваемое до нужной температуры при помощи электрической печи. Изменение температуры нагрева масла записывается самопишущим гальванометром.



Фиг. 119. Тарировочная диаграмма температуры нагрева.

Если по оси абсцисс отложить отрезки, равные расстояниям между вертикальными отрезками записанной тарировочной диаграммы, а по оси ординат отложить в некотором одном масштабе соответствующие этим вертикальным отрезкам значения температур по термометру, то точки пересечения вертикальных линий с соответствующими горизонтальными образуют кривую зависимости показаний гальванометра и термометра.

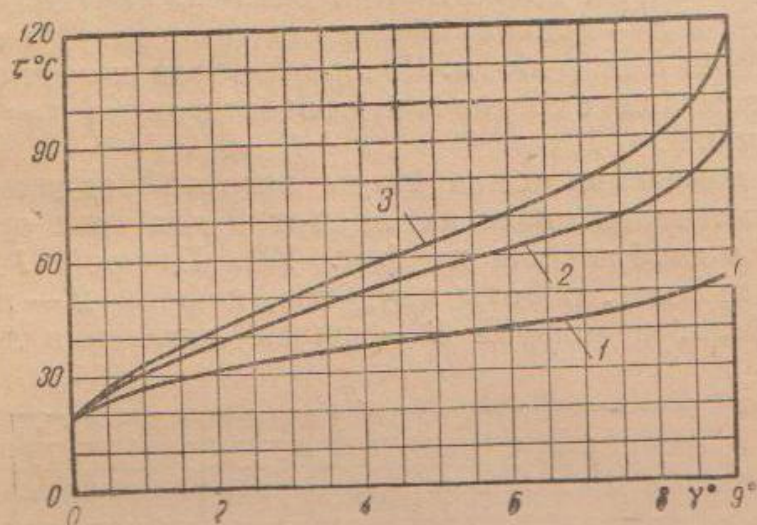
Записанная самопишущим гальванометром тарировочная диаграмма изображена на фиг. 119 (вверху) точками — в виде ступенчатой линии 2. Кривая зависимости показаний гальванометра и термометра изображена ниже сплошной линией 1. Построение этой кривой выполнено на фиг. 119 пунктирными линиями.

При установившейся температуре масла самопишущий гальванометр записывает на диаграмме вертикальные отрезки линий, а при изменении температуры во время подогрева масла — кривые или наклонные отрезки. Отмечая показания термометра при каждой установившейся температуре масла, соответствующей вертикальным отрезкам тарировочной диаграммы, получаем, что каждому вертикальному отрезку последней соответствует значение температуры масла, отсчитанное по термометру.

Если по оси абсцисс отложить отрезки, равные расстояниям между вертикальными отрезками записанной тарировочной диаграммы, а по оси ординат отложить в некотором одном масштабе соответствующие этим вертикальным отрезкам значения температур по термометру, то точки пересечения вертикальных линий с соответствующими горизонтальными образуют кривую зависимости показаний гальванометра и термометра.

Записанная самопишущим гальванометром тарировочная диаграмма изображена на фиг. 119 (вверху) точками — в виде ступенчатой линии 2. Кривая зависимости показаний гальванометра и термометра изображена ниже сплошной линией 1. Построение этой кривой выполнено на фиг. 119 пунктирными линиями.

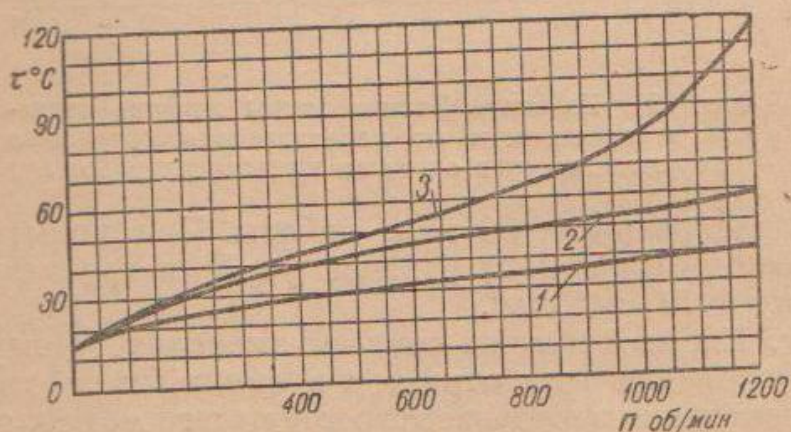
Для построения переходной шкалы от оси ординат через равные интервалы температуры по этой оси, например через 5 или 10°, проводят горизонтальные линии, и из точек пересечения последних с кривой проводят вертикальные линии на ось абсцисс. Получаемые на последней отрезки и дают интересу-



Фиг. 120. Изменение температуры нагрева карданов в зависимости от угла наклона валов для трех отрезков времени их работы.

ющую нас шкалу, изображенную на фиг. 119 внизу. Построение шкалы выполнено сплошными тонкими линиями 3.

По шкале, полученной в соответствии с указанным способом, определяют температуру согласно кривым, изображенным на



Фиг. 121. Изменение температуры нагрева карданов в зависимости от изменения числа оборотов вращения валов для трех отрезков времени их работы.

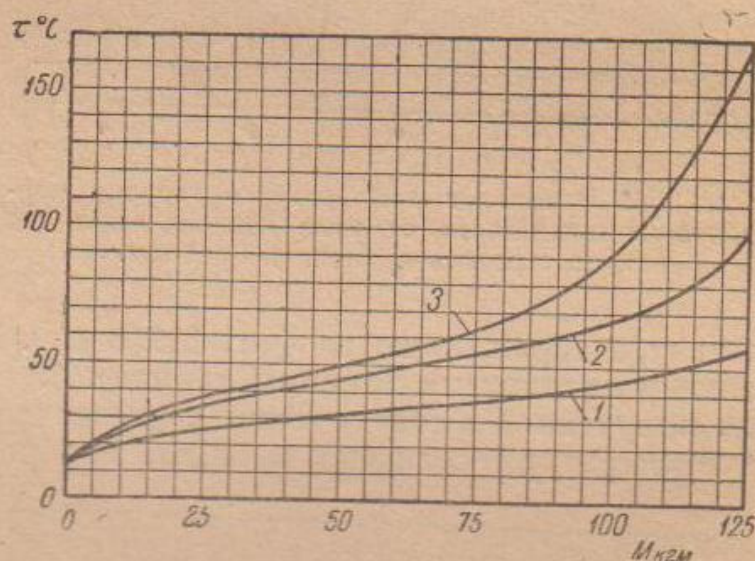
фиг. 116, 117 и 118, для нескольких отрезков времени работы карданов при каждом значении изменяемого рабочего параметра, т. е. γ , n или M .

К полученным значениям температуры нагрева карданов прибавляют начальную температуру, т. е. температуру окружающего воздуха. По полученным таким образом значениям строят кри-

вые изменения температуры нагрева карданов в зависимости от изменения их рабочих параметров.

На фиг. 120 изображены кривые изменения температуры нагрева карданов в зависимости от изменения угла наклона валов для трех отрезков времени их работы. Цифрой 1 обозначена кривая температуры после 5 мин. работы, цифрой 2 — после 20 мин. и цифрой 3 — кривая изменения температуры нагрева карданов после 40 мин. работы. Число оборотов и крутящий момент при этих испытаниях составляли соответственно $n = 610$ об/мин. и $M = 48$ кгм.

Кривые изменения температуры нагрева карданов в зависимости от изменения числа их оборотов для трех отрезков времени работы изображены на фиг. 121. Цифрой 1 обозначена кривая после 5 мин. работы карданов, цифрой 2 — кривая после 20 мин. работы и цифрой 3 — кривая изменения температуры



Фиг. 122. Изменение температуры нагрева карданов в зависимости от передаваемого крутящего момента для трех отрезков времени их работы.

нагрева карданов после 60 мин. работы. При испытаниях угол наклона валов был принят равным $\gamma = 5^\circ$, а передаваемый крутящий момент $M = 45$ кгм.

На фиг. 122 изображены кривые изменения температуры нагрева карданов для трех отрезков времени их работы в зависимости от изменения передаваемого крутящего момента. Цифрой 1 обозначена кривая изменения температуры после 5 мин. работы карданов, цифрой 2 — после 20 мин. работы и цифрой 3 — кривая температуры после 40 мин. работы карданов. При этих испытаниях угол наклона валов $\gamma = 5^\circ$ и число оборотов $n = 600$ об/мин.

4. Предел температурной пропорциональности

Ранее предполагалось, что изменение температуры нагрева карданов будет пропорционально изменению работы трения, а следовательно, будет пропорционально также (или близко к этому) и изменению рабочих параметров кардана, т. е. γ , n или M .

Полученные экспериментальным путем кривые (см. фиг. 120, 121 и 122) не обнаруживают пропорционального изменения температуры ни с одним из указанных параметров (γ , l или M). Это свидетельствует о том, что вместе с количеством выделяемого тепла L_0 и другие члены уравнения температуры нагрева [см. уравнение (102)] не остаются постоянными. При постепенном увеличении количества тепла L_0 увеличивается и объем (вес G) нагреваемой части кардана, а вместе с ним возрастает и поверхность охлаждения S .

Таким образом, при увеличении количества выделяемого тепла L_0 значение дроби

$$\frac{e \frac{tSk}{Gc} - 1}{Ske \frac{tSk}{Gc}}$$

уменьшается, вследствие чего температура нагрева τ изменяется не пропорционально L_0 , а по некоторой кривой, выпуклость которой обращена вверх. При этом ее кривизна достигает наибольшей величины при малых $q = \frac{tSk}{Gc}$ и, уменьшаясь с увеличением как q , так и L_0 , приближается к прямолинейной форме.

Такое изменение температуры происходит до тех пор, пока значения веса G и поверхности охлаждения S не достигают предела, т. е. максимальных своих значений, после чего начинается резкое возрастание температуры нагрева. Резкое возрастание температуры нагрева карданов происходит и при интенсивном выделении тепла с трущихся поверхностей, когда количество тепла, выделяемое с трущихся поверхностей, превышает количество тепла, отдаваемого за это же время в окружающую среду при охлаждении.

С некоторым приближением можно считать, что до угла наклона, равного приблизительно $\gamma = 7^\circ 30'$, для изменения температуры нагрева кардана действителен закон прямой пропорциональности. Начиная с $\gamma = 8^\circ$ интенсивность изменения температуры резко возрастает. Такой же характер изменения температуры, но в несколько меньшей степени, наблюдается и по другим отрезкам времени работы карданов.

Вследствие этого (при принятых в данных испытаниях нагрузке и скорости вращения) угол наклона валов $\gamma = 8^\circ$ нужно считать предельным. С повышением его наступает и повышенная работа трения.

То же наблюдается в характере изменения температуры нагрева и при изменении скорости вращения карданов. В этом случае изменение температуры по закону прямой пропорциональности, с некоторым приближением, происходит примерно до 900—1000 об/мин., после чего температура нагрева начинает резко расти, а следовательно, резко повышается и работа трения. Аналогичную картину изменений температуры наблюдаем и при изменении крутящего момента. Можно принять (с некоторым приближением), что допустимое значение передаваемого крутящего

момента $M = 90 \text{ кгм}$. В случае превышения этого значения, температура нагрева начинает резко расти, а следовательно, повышается и работа трения.

При повышении температуры нагрева масло постепенно разжижается и смазывание трущихся поверхностей ухудшается. В результате, при неизменных значениях удельных давлений, коэффициент трения постепенно возрастает, что повышает работу трения, а следовательно, и температуру нагрева. Поэтому предел температурной пропорциональности не может быть резко обозначен на кривой изменения температуры. Вследствие этого предельное значение того или иного рабочего параметра кардана можно установить только с некоторым приближением.

5. Коэффициент полезного действия кардана

Значений коэффициентов трения для трущихся поверхностей шарниров кардана с возвратно-качательным их движением при различных условиях его работы не имеется. Поэтому к. п. д. кардана можно определить только экспериментальным путем.

При испытании карданов на установке, выполненной по замкнутой схеме, мощность, развиваемая балансирным электромотором при передаче усилия от одного вала к другому, затрачивается на преодоление трения, возникающего между трущимися и катящимися деталями установки и испытываемых карданов. Циркуляция этой мощности по валам установки и распределение ее по отдельным узлам и механизмам установки зависят от направления вращения валов, направления их закручивания при нагрузке статическим моментом и соотношения жесткостей пружинящих валиков.

Уравнений для определения к. п. д. карданов на установках, выполненных по замкнутой схеме, в литературе не встречается, поэтому на данном вопросе следует остановиться подробнее.

Установка для испытания карданов, как мы уже видели, состоит из двух пар цилиндрических шестерен и четырех испытываемых карданов.

Несомненно, что потери на трение в шестернях должны входить в уравнение к. п. д. карданов, как один из составляющих его членов.

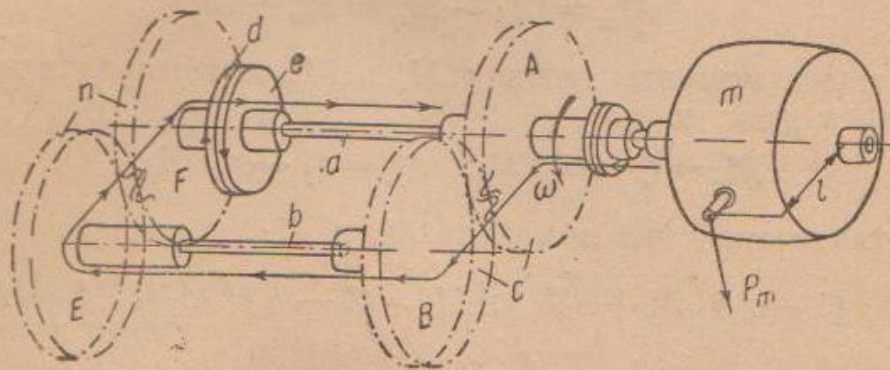
Для того чтобы не оперировать громоздкими уравнениями при определении влияния указанных выше факторов, т. е. направления вращения и закручивания валиков, рассмотрим этот вопрос на более простом примере испытаний.

К. п. д. шестеренчатой передачи

На фиг. 123 изображена схема станка для испытания нагруженных шестерен. Шестерни n и c нагружают силами упругости установленных между ними пружинящих валиков a и b , которые закручиваются при перемещении фланцев e и d — один относительно другого. При смещении фланцев e и d в стороны, указанные стрелками, закручивание пружинящих валиков про-

исходит в одну сторону в соответствии с перемещением фланцев d и e . При вращении вала электромотора m в сторону, указанную стрелкой ω , шестерни A и E являются ведущими, а шестерни B и F — ведомыми, вследствие чего усилие от вала электромотора передается валам установки в направлении, указанном стрелками по контуру схемы.

Предположим сначала, что из двух пар испытываемых шестерен, выполненных с передаточным числом, равным единице, трение в шестернях n отсутствует. Вследствие этого моменты на валах a и b должны быть равны между собой и равны нагружающему систему моменту M . Момент электромотора, передаваемый через шестерню A , должен быть равен моменту трения M_c в шестернях c . Так как система нагружена моментом M , передаваемый шестерней A момент M_A больше момента, передаваемого сцепляющейся с ней шестерней, а также валом b , на величину момента трения, равную M_c .



Фиг. 123. Схема установки с замкнутой системой для испытания шестерен.

Таким образом момент, передаваемый шестерней A , равен

$$M_A = M + M_c. \quad (148)$$

Разность между последним моментом и моментом на валу a , равным $M_a = M$, дает нам значение момента электромотора:

$$M_m = M_A - M_a = M_c. \quad (149)$$

При наличии же трения и в шестернях n момент трения, в них, равный M_n , вызывает изменение моментов на валах a и b .

Как только шестерня A начинает поворачиваться в сторону, указанную стрелкой ω , момент на валу a уменьшается на величину M_x . Если угол закрутки вала a от момента M равен α под действием момента M_x , вал a раскручивается на угол $d\alpha$.

В то же время вал b , выполненный совершенно таким же, как и вал a , закручивается на ту же величину $d\alpha$, вследствие чего момент его возрастает на величину M_x .

Раскручивание одного валика и дополнительное закручивание другого происходят до тех пор, пока разность между моментами этих валов не достигнет значения, равного моменту трения в шестернях n , т. е.

$$M_b - M_a = M + M_x - (M - M_x) = M_n,$$

откуда

$$M_x = \frac{M_n}{2}.$$

Таким образом, для того чтобы преодолеть трение в шестернях n и последние начали вращаться, моменты на валах a и b должны иметь следующие значения:

$$M_a = M - \frac{M_n}{2}; \quad M_b = M + \frac{M_n}{2}.$$

Момент, передаваемый шестерней A , вследствие этого равен

$$M_A = M_b + M_c = M + \frac{M_n}{2} + M_c.$$

Разность между моментом, передаваемым шестерней A , и моментом на валу a дает нам значение момента электромотора:

$$M_m = M_A - M_a = M_n + M_c. \quad (150)$$

Выражаем моменты трения M_n и M_c в шестеренчатых передачах через их к. п. д.:

$$M_n = (1 - \eta_n) M_b; \quad M_c = (1 - \eta_c) M_A.$$

Подставив значения моментов M_b и M_A , получаем:

$$M_n = (1 - \eta_n) \left(M + \frac{M_n}{2} \right); \quad M_c = (1 - \eta_c) \left(M + \frac{M_n}{2} + M_c \right).$$

Отсюда

$$M_n = \frac{2(1 - \eta_n)}{1 + \eta_n} \cdot M; \quad M_c = \frac{2(1 - \eta_c)}{\eta_c(1 + \eta_c)} M.$$

Подставив значения M_n и M_c в выражение момента электромотора, получаем:

$$M_m = \frac{2(1 - \eta_n \cdot \eta_c)}{\eta_c(1 + \eta_n)} \cdot M. \quad (151)$$

Учитывая незначительность изменений передаваемых моментов M_A , M_b и M_a , можем принять, что к. п. д. обеих пар шестерен, выполненных одинаково, равны между собой.

Обозначаем к. п. д. передачи через $\eta_{ш}$. Тогда для момента электромотора получаем следующее выражение:

$$M_m = \frac{2(1 - \eta_{ш}^2)}{\eta_{ш}(1 + \eta_{ш})} \cdot M = \frac{2(1 - \eta_{ш})}{\eta_{ш}} \cdot M. \quad (152)$$

Обозначаем отношение момента электромотора M_m , который замеряют при испытании, к моменту M , нагружающему систему, через x . Решая уравнение (152) относительно $\eta_{ш}$, получаем:

$$\eta_{ш} = \frac{2}{2 + x}, \quad (153)$$

где

$$x = \frac{M_m}{M}. \quad (154)$$

Такое же выражение к. п. д. шестерен получаем при вращении вала электромотора в сторону, обратную указанной стрелкой ω (фиг. 123), и при обратном закручивании пружинящих валиков a и b , т. е. при обратном смещении фланцев e и d — одного относительно другого. Иными словами, такое же выражение к. п. д. шестерен получаем при условии, что шестерня A , связанная с валом электромотора, является также ведущей.

При вращении вала электромотора в процессе испытания шестерен в сторону, обратную указанной на фиг. 123 стрелкой ω , при том же закручивании пружинящих валиков передача усилия происходит в направлении, обратном изображенному на этой фигуре стрелками по контуру.

Рассуждая, как и в предыдущем случае, получаем для крутящих моментов следующие выражения:

$$\begin{aligned}M'_a &= M + M'_c + \frac{M'_n}{2}; \\M'_b &= M + M'_c - \frac{M'_n}{2}; \\M_A &= M'_b - M'_c = M - \frac{M'_n}{2}.\end{aligned}$$

Разность моментов M'_a и M'_A дает нам значение момента электромотора:

$$M'_m = M'_a - M'_A = M'_c + M'_n. \quad (155)$$

Выражая M'_n и M'_c через к. п. д. шестерен, находим:

$$\begin{aligned}M'_c &= (1 - \eta_c) M'_b \text{ или } M'_c = \frac{1 - \eta_c}{\eta_c} M - \frac{1 - \eta_c}{2\eta_c} M'_n = \\&= \frac{1 - \eta_c}{\eta_c} \left(M - \frac{M'_n}{2} \right).\end{aligned}$$

$$M'_n = (1 - \eta_n) M'_a \text{ или } M'_n = \frac{2(1 - \eta_n)}{1 + \eta_n} (M + M'_c).$$

Решая совместно уравнения M'_c и M'_n , находим:

$$M'_c = \frac{2\eta_n(1 - \eta_c)}{2\eta_n\eta_c - \eta_c + 1} \cdot M \text{ и } M'_n = \frac{2(1 - \eta_n)}{2\eta_n\eta_c - \eta_n + 1} \cdot M.$$

Подставляя найденные значения M'_c и M'_n в уравнение (155) момента M'_m , получаем:

$$M'_m = \frac{2(1 - \eta_c\eta_n)}{2\eta_n\eta_c - \eta_n + 1} \cdot M. \quad (156)$$

Считаем, что к. п. д. обеих пар шестерен равны между собой и равны $\eta_{ш}$. Обозначаем отношение момента электромотора M'_m

к нагружающему моменту M через x_1 и решая уравнение (156), находим:

$$\eta_{ш} = \frac{x_1 \pm \sqrt{16 + 8x_1 - 7x_1^2}}{2(2x_1 + 2)}. \quad (157)$$

Такое же выражение к. п. д. шестерен получаем и при вращении вала электромотора в сторону, указанную на фиг. 123 стрелкой ω , но при обратном закручивании пружинящих валиков a и b , т. е. при обратном смещении фланцев e и d — одного относительно другого. Иными словами, такое уравнение к. п. д. шестерен получаем при условии, что шестерня A , связанная с валом электромотора, является ведомой.

Совершенно очевидно, что для определения к. п. д. шестеренчатой передачи уравнение (153) значительно проще уравнения (157). Поэтому шестерне, связанной с валом электромотора, нужно придавать вращение в сторону действия силы от ее зубьев, или электромотор должен вращаться в том направлении, при котором связанная с его валом шестерня является ведущей.

Мы рассмотрели случай испытания шестерен одинаковых размеров с применением двух одинаковых пружинящих валиков.

Рассмотрим случай, когда испытываемые шестерни выполнены с передаточным числом i , а пружинящие валики, различающиеся между собой, имеют разную упругость, т. е. разные углы закручивания от действия равных моментов.

Вводим следующие обозначения:

k_a — жесткость валика a , т. е. крутящий момент, соответствующий единице угла закручивания валика;

k_b — жесткость валика b ;

Z_a — число зубьев шестерен, установленных на валу a ;

Z_b — число зубьев шестерен, установленных на валу b .

При вращении шестерни A в сторону, указанную на фиг. 123 стрелкой ω , крутящие моменты на валиках a и b составляют:

$$M_a = M - M_x; \quad M_b = M + M_y.$$

Дополнительное закручивание одного валика и раскручивание другого происходят до тех пор, пока разность между моментами M_a и M_b не станет равна моменту трения в шестернях n , т. е.

$$M_b - M_a = M_y + M_x = M_n.$$

Выразив моменты M_x и M_y через жесткости валиков и их углы закручивания $d\alpha$ и $d\beta$ и беря отношение этих моментов, получаем:

$$\frac{M_x}{M_y} = \frac{k_a \cdot d\alpha}{k_b \cdot d\beta}.$$

В этом выражении отношение углов поворота шестерен не что иное, как передаточное число i , равное

$$i = \frac{d\alpha}{d\beta} = \frac{Z_b}{Z_a}.$$

Отношение жесткостей, постоянных в пределах упругости валиков, обозначаем через $\delta = \frac{k_a}{k_b}$. Подставляя это значение и решая последнее уравнение относительно M_x , получаем:

$$M_x = M_y \cdot \delta \cdot i.$$

Подставив последнее значение в уравнение момента шестерен M_n , находим:

$$M_y \cdot (1 + \delta \cdot i) = M_n.$$

Отсюда

$$M_y = \frac{M_n}{1 + \delta \cdot i} \text{ и } M_x = M_n \frac{\delta \cdot i}{1 + \delta \cdot i}.$$

Уравнения крутящих моментов на валиках a и b , после подстановки значений M_x и M_y , принимают вид:

$$M_c = M - \frac{\delta \cdot i}{1 + \delta \cdot i} M_n \text{ и } M_b = M + \frac{1}{1 + \delta \cdot i} M_n.$$

Момент, передаваемый шестерней A , равен

$$M_A = M_b + M_c = M + M_c + \frac{1}{1 + \delta \cdot i} \cdot M_n.$$

Момент электромотора получаем, как разность моментов M_A и M_a , т. е.

$$M_m = M_A - M_a = M_c + M_n. \quad (158)$$

Выражая моменты M_c и M_n через к. п. д. передач, решая их совместно и принимая $\eta_c = \eta_n = \eta_{ш}$, находим окончательное выражение к. п. д. шестерен:

$$\eta_{ш}^2 (1 + x + \delta \cdot i) + \eta_{ш} \cdot x \cdot \delta \cdot i - (1 + \delta \cdot i) = 0. \quad (159)$$

В этом уравнении, как и выше, x — отношение момента электромотора M_m , который замеряют при испытании, к моменту нагрузки M , который замеряют, нагружая установку, т. е.

$$x = \frac{M_m}{M}.$$

Для того чтобы уравнение к. п. д. шестеренчатой передачи было более простым, жесткости пружинящих валиков должны иметь между собой следующую зависимость:

$$\frac{k_a}{k_b} = \delta = \frac{1}{i}.$$

При этом условии уравнение к. п. д. принимает вид:

$$\eta_{ш}^2 (x + 2) + \eta_{ш} \cdot x - 2 = 0,$$

откуда

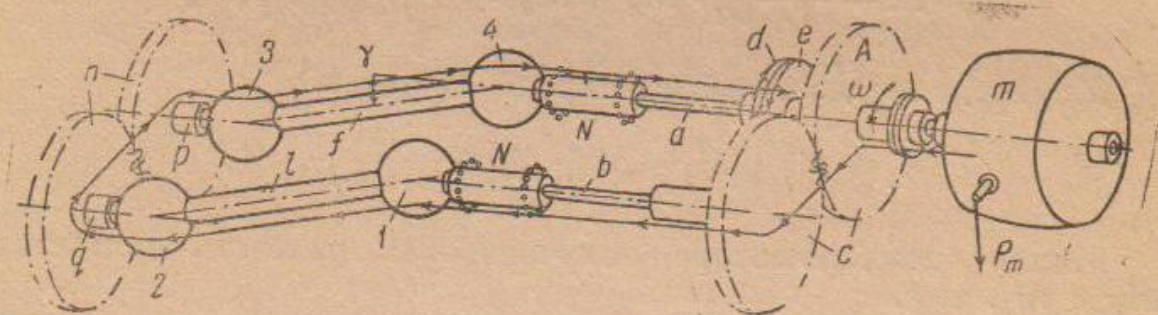
$$\eta_{ш} = \frac{2}{2 + x}.$$

Как видим, введение в систему пружинящих валиков с различной жесткостью и не удовлетворяющих последнему требованию значительно усложняет определение к. п. д. шестеренчатой передачи или другого механизма.

К. п. д. карданов

Выше установлено, что для получения наиболее простого уравнения к. п. д. механизма необходимо, чтобы: 1) жесткости обеих параллельных ветвей замкнутой системы были одинаковыми и 2) вал электромотора вращался в направлении, при котором связанная с валом шестерня является ведущей.

На фиг. 124 изображена схема установки для испытания карданов 1, 2, 3 и 4 в нагруженном состоянии. При смещении фланцев d и e одного относительно другого по указанным на них стрелкам вал электромотора вращается в сторону, обозначен-



Фиг. 124. Схема установки с замкнутой системой для испытания карданов

ную стрелкой ω . При этом усилие от одного вала установки к другому передается в направлении, указанном стрелками по контуру.

Не приводя рассуждений, которые мы применяли, рассматривая установку для испытания шестерен, напишем моменты, действующие на валах a, f, p, q, l, b , а также момент, передаваемый шестерней A при нагрузке установки моментом M :

$$\begin{aligned} M_a &= M - M_3 - M_4 - \frac{M_n}{2}; & M_f &= M - M_3 - \frac{M_n}{2}; \\ M_p &= M - \frac{M_n}{2}; & M_q &= M + \frac{M_n}{2}; & M_l &= M + M_1 + M_2 + \frac{M_n}{2}; \\ M_b &= M + M_2 + \frac{M_n}{2} + M_1; & M_A &= M + M_1 + M_2 + \frac{M_n}{2} + M_c. \end{aligned}$$

Разность между моментами M_A и M_a дает нам значение момента электромотора:

$$M_m = M_A - M_a = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_n + M_c. \quad (160)$$

Выражаем моменты трения в карданах M_1, M_2, M_3 и M_4 и моменты трения в шестернях M_n и M_c через к. п. д. этих ме-

ханизмов и через моменты, действующие перед этими механизмами:

$$M_1 = (1 - \eta_1) M_b; \quad M_2 = (1 - \eta_2) M_b; \quad M_3 = (1 - \eta_3) M_p; \\ M_4 = (1 - \eta_4) M_f; \quad M_n = (1 - \eta_n) M_q; \quad M_c = (1 - \eta_c) M_A.$$

Подставив в последние уравнения значения моментов M_b , M_p , M_f , M_q и M_A и решая их, получаем:

$$M_1 = \frac{2(1 - \eta_1)}{\eta_1 \eta_2 (1 + \eta_n)} M; \quad M_2 = \frac{2(1 - \eta_2)}{\eta_2 (1 + \eta_n)} \cdot M; \\ M_3 = \frac{2 \eta_n (1 - \eta_3)}{1 + \eta_n} \cdot M; \quad M_4 = \frac{2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 (1 - \eta_4)}{1 + \eta_n} \cdot M; \\ M_n = \frac{2(1 - \eta_n)}{1 + \eta_n} \cdot M; \quad M_c = \frac{2(1 - \eta_c)}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_c (1 + \eta_n)} \cdot M.$$

Подставив в уравнение момента электромотора полученные значения отдельных моментов трения, находим:

$$M_m = \frac{2(1 - \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_n \cdot \eta_c)}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_c (1 + \eta_n)} \cdot M. \quad (161)$$

Учитывая, что разница между моментами на валах небольшая, можем с достаточно высокой степенью точности принять, что к. п. д. карданов равны между собой и равны η_k . Принимаем также к. п. д. шестеренчатых передач равными между собой и равными $\eta_{ш}$. Вследствие этого уравнение (161) принимает вид:

$$M_m = \frac{2(1 - \eta_k^4 \cdot \eta_{ш}^2)}{\eta_k^2 \cdot \eta_{ш} (1 + \eta_{ш})} \cdot M. \quad (162)$$

Обозначая отношение момента электромотора M_m к моменту M , нагружающему установку, через y

$$y = \frac{M_m}{M}$$

и решая уравнение (162) относительно η_k , находим:

$$\eta_k = \sqrt{\frac{-y(\eta_{ш} + \eta_{ш}^2) \pm \sqrt{(\eta_{ш} + \eta_{ш}^2)^2 \cdot y^2 + 16 \cdot \eta_{ш}^3}}{4\eta_{ш}^2}}. \quad (162')$$

Из полученных корней берем действительный корень. Тогда уравнение к. п. д. кардана принимает следующий вид:

$$\eta_k = \frac{1}{2\eta_{ш}} \sqrt{\sqrt{(\eta_{ш} + \eta_{ш}^2)^2 \cdot y^2 + 16 \cdot \eta_{ш}^3} - y(\eta_{ш} + \eta_{ш}^2)}$$

или

$$\eta_k = \frac{1}{2\sqrt{\eta_{ш}}} \sqrt{\sqrt{y(1 + \eta_{ш})^2 + 16} - y(1 + \eta_{ш})}. \quad (163)$$

Кроме момента электромотора, который замеряют во время испытания карданов — при установке их валов под некоторым

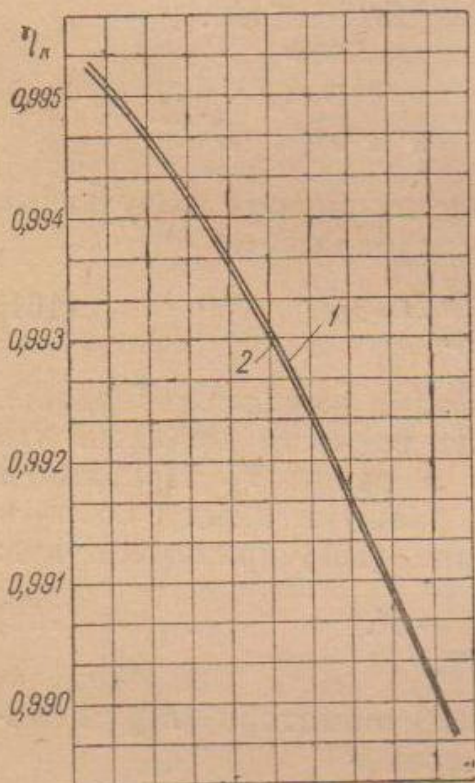
углом, и нагружающего момента, мы должны знать еще к. п. д. шестеренчатых передач.

Располагая валы установки так, чтобы угол между ними был равен нулю, проводим испытание шестерен при нагрузке тем же моментом и при тех же оборотах, которые были приняты для испытания карданов, установленных под углом.

Замеряя момент электромотора (при этом пренебрегая бесконечно малым изменением потерь на трение в опорах 3 и 11 валов и опорах шестерен 7, см. фиг. 96) по уравнению (153) определяем к. п. д. шестеренчатой передачи. Полученное значение подставляем в уравнение (163).

Решение уравнения (163) и пользование им нельзя считать простыми, учитывая также, что получаемые величины мало отличаются от единицы.

Рассмотрим еще способ определения к. п. д. кардана по данным, которые можно получить экспериментальным путем, т. е. по моменту балансирного электромотора. Этот способ дает некоторые отклонения от точных значений, но зато несложен. При таком способе сперва, установив карданы под углом, по моменту электромотора измеряют сумму моментов трения в опорах установки во всех карданах и обеих парах шестерен, а затем, установив карданы без угла наклона, измеряют сумму моментов трения только в опорах установки и шестернях. Вычитая вторую сумму из первой, получаем с некоторым приближением сумму моментов трения в карданах:



Фиг. 125. Изменение к. п. д. карданов по точной и упрощенной формулам.

$$M_0 - M_{ш} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4. \quad (164)$$

Передаваемые карданами и шестернями крутящие моменты весьма мало различаются между собой. Точно так же моменты трения в карданах, а также в шестернях порознь очень мало различаются между собой.

С небольшой погрешностью можно принять, что моменты трения в карданах равны между собой и что крутящие моменты, передаваемые карданами, тоже равны между собой и равны крутящему моменту M , измеряемому при нагрузке установки.

Исходя из сказанного, находим, что:

$$M_0 - M_{ш} = 4 M_k = 4(1 - \eta_k) M. \quad (165)$$

Отсюда выводим приближенную формулу:

$$\eta_k = 1 - \frac{M_0 - M_{ш}}{4M} = 1 - \frac{y - x}{4}. \quad (166)$$

Пользуясь полученными значениями моментов электромотора при испытании карданов, находим разность значений к. п. д., получаемых при их определении по уравнениям (163) и (166).

На фиг. 125 изображены кривые к. п. д., подсчитанные по уравнениям: точному (163) и приближенному (166).

Как видим, различие в значениях к. п. д., подсчитанных по точному (кривая 1) и приближенному (кривая 2) уравнениям, ничтожно и им практически можно пренебречь. Для определения к. п. д. кардана с приближением можно рекомендовать уравнение (166), результаты которого весьма близки к значениям, получаемым по уравнению (163), и которое удобно благодаря его несложности. Ошибка при пользовании уравнением (166) составляет 0,000067.

Как видим, для определения к. п. д. кардана необходимо получить следующие крутящие моменты, замеряемые на весах балансирующего электромотора: 1) момент M_0 , преодолевающий трение в опорах установки, карданах и шестернях; 2) момент $M_{ш}$, преодолевающий трение в опорах установки и шестернях (без карданов).

Первые моменты замеряют одновременно с измерением (т. е. с записью) температуры нагрева карданов при испытании. Совершенно очевидно, что к. п. д. кардана изменяется в зависимости от изменения рабочих его параметров, т. е. угла наклона соединяемых им валов, от числа оборотов и величины передаваемого крутящего момента. В соответствии с этим и определяют изменение величины крутящих моментов электромотора.

6. Параметры, характеризующие работу карданов ЗИС-5

Скорости скольжения

Значения скоростей скольжения трущихся поверхностей шипов, определяемые по уравнениям (72) и (73) в соответствии с выбранными значениями рабочих параметров карданов при испытании, т. е. γ и n , приведены в табл. 3 и 4.

Таблица 3

Максимальные скорости скольжения в шипах в зависимости от угла наклона валов при $n = 610$ об/мин., $\omega = 63,879$ и $r = 1,1$ см

γ°	$\text{tg } \gamma$	$\sin \gamma$	$(v_1)_{\text{max}}$ см/сек	$(v_2)_{\text{max}}$ см/сек
2	0,034920	0,034899	2,453	2,452
4	0,069926	0,069756	4,91	4,90
6	0,105104	0,104528	7,38	7,34
8	0,140540	0,139173	9,87	9,78
9	0,158384	0,156434	11,13	10,99

Таблица 4

Максимальные скорости скольжения в шипах в зависимости от числа оборотов карданов при $\gamma = 5^\circ$,
 $r \cdot \operatorname{tg} \gamma = 0,0962363$ и $r \cdot \sin \gamma = 0,09587127$

n об/мин.	ω	$(v_1)_{\max}$ см/сек	$(v_2)_{\max}$ см/сек
400	41,888	4,03	4,02
600	62,832	6,05	6,02
800	83,776	8,06	8,03
1000	104,720	10,08	10,04
1200	125,664	12,09	12,05

Максимальные скорости скольжения при изменяющемся крутящем моменте, передаваемом карданами, при $n = 600$ об/мин, $\omega = 62,832$ и $\gamma = 5^\circ$ составляют $(v_1)_{\max} = 6,05$ см/сек и $(v_2)_{\max} = 6,02$ см/сек.

Удельные давления

Величины удельных давлений на трущихся поверхностях шипов, определяемые по уравнениям (75) и (76) в соответствии с выбранными значениями рабочих параметров карданов при их испытании, т. е. γ и M , приведены в табл. 5 и 6.

Таблица 5

Удельные давления в шипах кардана в зависимости от угла наклона валов при $M = 48$ кгм,
 $r = 1,1$ см, $R = 5,471$ см и $h = 2,06$ см

γ°	$\cos \gamma$	k_{\min} кг/см ²	k_{\max} кг/см ²
2	0,99939	96,80	96,85
4	0,99756	96,80	97,03
6	0,99452	96,80	97,33
8	0,99027	96,80	97,75
9	0,98769	96,80	98,00

Таблица 6

Удельное давление в шипах кардана в зависимости от передаваемого карданами момента при $\gamma = 5^\circ$, $R = 5,471$ см, $r = 1,1$ см и $h = 2,06$ см

M , кгм	k_{\min} , кг/см ²	k_{\max} , кг/см ²
30	60,50	60,73
50	100,83	101,21
75	151,24	151,82
100	201,66	202,43
125	252,07	253,03

Удельные давления на трущихся поверхностях шипов карданов при изменяющихся числа оборотов и постоянных значениях $\gamma = 5^\circ$ и $M = 45$ кгм составляют

$$k_{\min} = 90,7 \text{ кг/см}^2 \text{ и } k_{\max} = 91,1 \text{ кг/см}^2.$$

Произведения скоростей скольжения и удельных давлений в шипах кардана

Значения этих произведений, определяемые по уравнениям (81), (84) и (85), в соответствии с выбранными при испытаниях рабочими параметрами карданов, приведены в табл. 7, 8 и 9.

Таблица 7

Значения kv в зависимости от угла наклона валов при $n = 610$ об/мин, $\omega = 63,879$, $M = 48$ кгм, $R = 5,471$ см и $h = 2,06$ см

γ°	$\text{tg } \gamma$	$\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma}$	Значения kv , кг/см сек		
			$(kv)_{\max}$	$(kv_1)_{\text{cp}}$	$(kv_2)_{\text{cp}}$
2	0,034925	0,034920	238	151,3	151,3
4	0,069926	0,069876	476	302,5	302,6
6	0,105104	0,104915	715,5	454,5	455,5
8	0,140540	0,14 078	968	607	609
9	0,158384	0,157725	1075	684	686

Таблица 8

в зависимости от числа оборотов карданов при $M = 45$ кгм, $\gamma = 5^\circ$, $R = 5,471$ см и $h = 2,06$ см

n об/мин	ω	Значения kv , кг/см сек		
		$(kv)_{\max}$	$(kv_1)_{\text{cp}}$	$(kv_2)_{\text{cp}}$
400	41,888	365	232,8	232,4
600	62,832	547	348,8	348,3
800	83,776	730	465,5	464,5
1000	101,720	918,5	582,0	581,0
1200	125,664	1096,0	698,0	697,5

Таблица 9

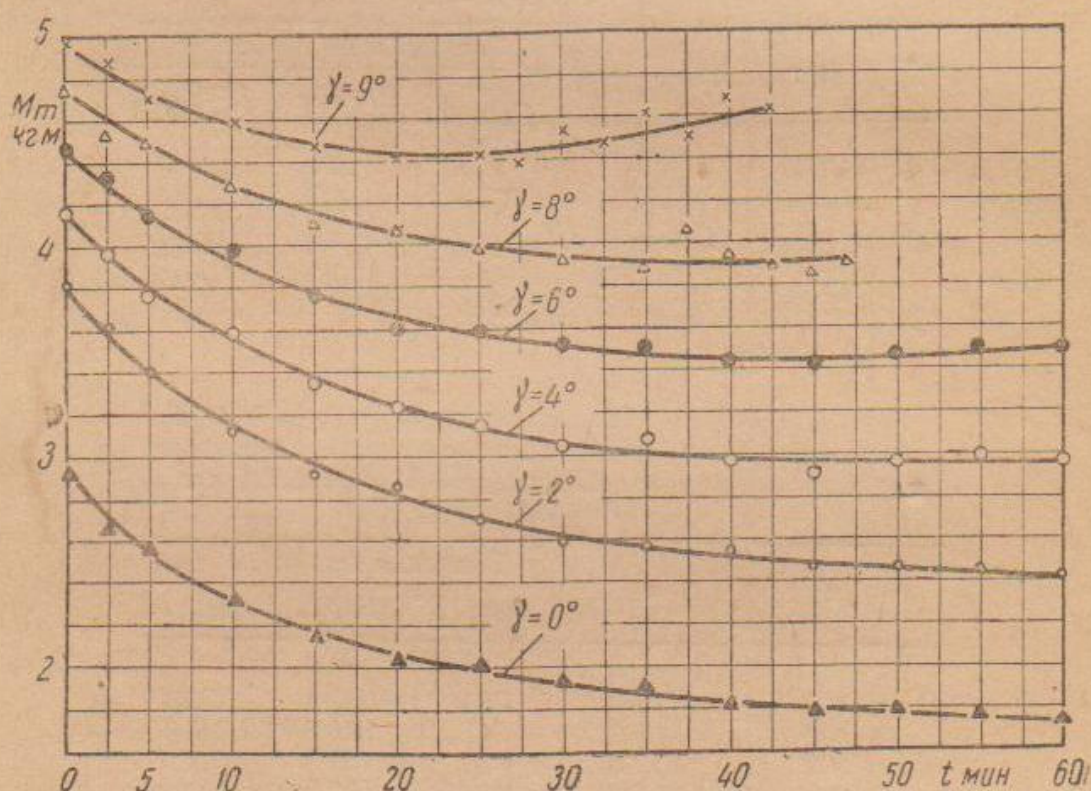
Значения kv в зависимости от передаваемого карданами крутящего момента при $n = 600$ об/мин, $\omega = 62,832$, $\gamma = 5^\circ$, $R = 5,471$ см и $h = 2,06$ см

M кгм	Значения kv , кг/см сек		
	$(kv)_{\max}$	$(kv_1)_{\text{cp}}$	$(kv_2)_{\text{cp}}$
30	365	232,5	232,5
50	609	387	357
75	914	581	581
100	1219	775	775
125	1524	968	968

Зависимость к. п. д. кардана от угла наклона валов.

На фиг. 126 изображены кривые изменения крутящего момента M электромотора в зависимости от времени работы карданов при разных углах наклона γ соединяемых ими валов, при $n = 610$ об/мин и нагружающем установку крутящем моменте $M = 48$ кгм.

Нижняя кривая, для $\gamma = 0$, представляет изменение крутящего момента электромотора, преодолевающего только трение в опорах установки и шестернях. Пользуясь уравнением (166), по разности моментов определяют значения к. п. д. кардана в зависимости от изменения угла наклона валов. Вместе с тем время работы

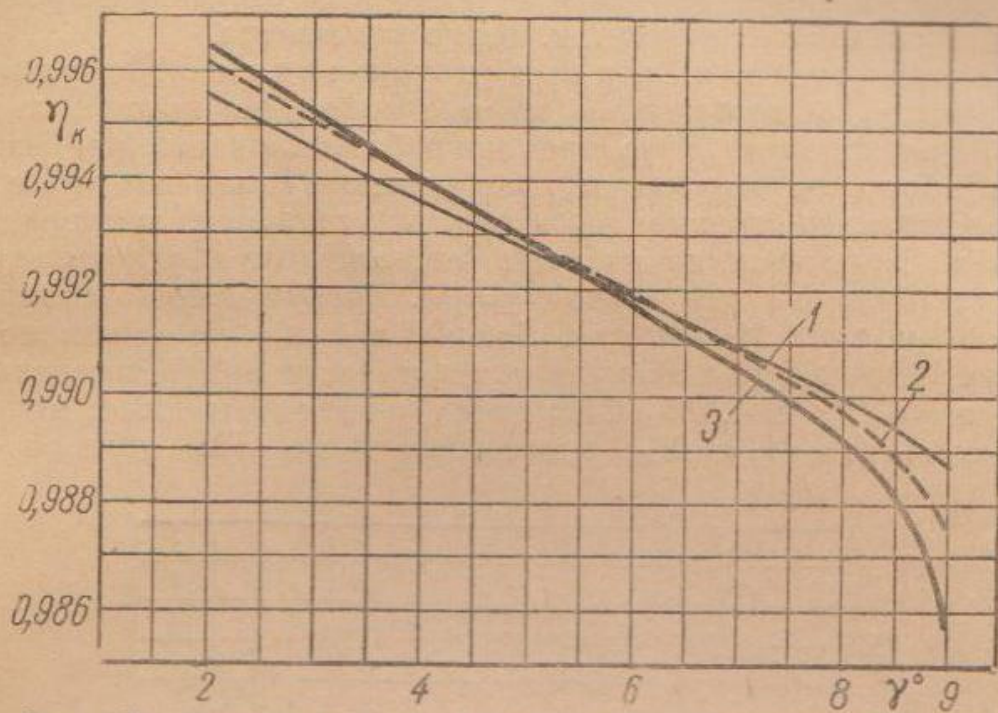


Фиг. 126. Изменение крутящего момента трения по времени работы карданов при различных углах наклона валов.

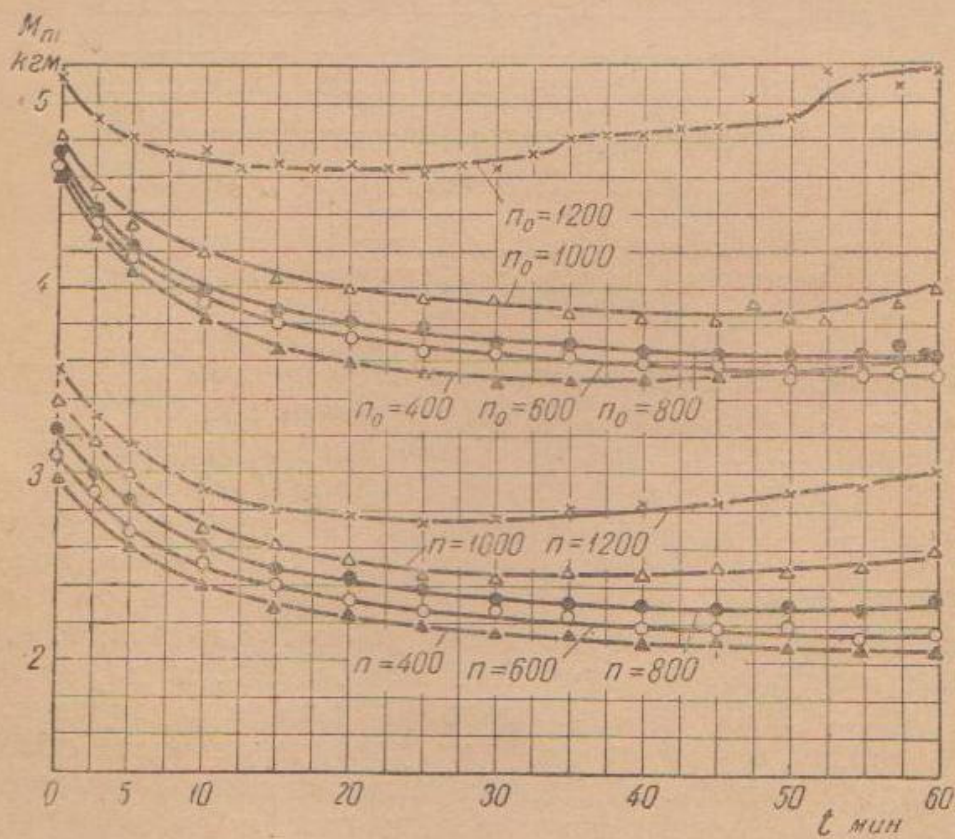
кардана в той или иной степени отражается на величине к. п. д. Поэтому изменение к. п. д. определяют для различных отрезков времени работы кардана.

На фиг. 127 изображено изменение к. п. д. кардана ЗИС-5, в зависимости от угла наклона его валов, для трех отрезков времени, при $n = 610$ об/мин и крутящем моменте $M = 48$ кгм.

Цифрой 1 обозначена кривая после 5 мин. работы кардана, цифрой 2—после 20 мин. и цифрой 3—после 40 мин. работы кардана. Все три кривые к. п. д. изменяются почти прямолинейно до угла наклона валов $\gamma = 8^\circ$, после которого его изменение резко снижается. С увеличением угла наклона валов увеличивается и работа трения, вследствие чего растет и температура нагрева.



Фиг. 127. Изменение к. п. д. карданов в зависимости от угла наклона валов для трех отрезков времени их работы.

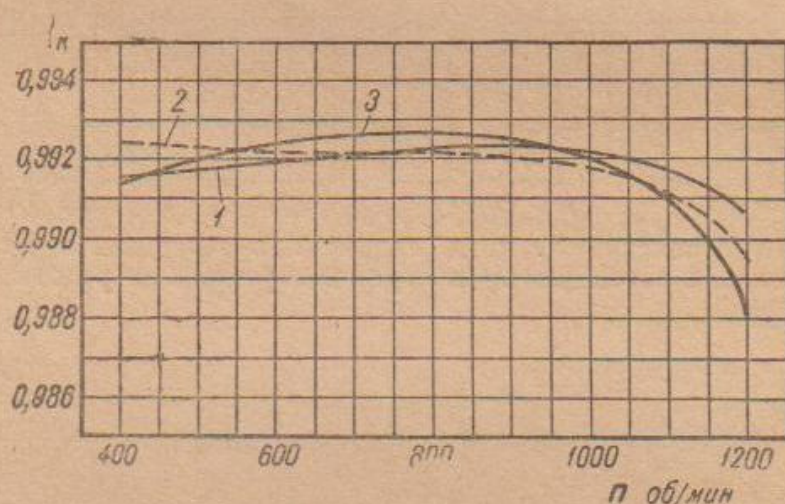


Фиг. 128. Изменение крутящего момента трения по времени работы карданов при различных числах оборотов вращения валов.

В результате, как уже было отмечено, масло разжижается и смазка трущихся поверхностей ухудшается, что влечет за собой повышение коэффициента трения и тем самым повышение работы трения, а следовательно, к. п. д. резко снижается.

Зависимость к. п. д. кардана от числа оборотов

На фиг. 128 изображены кривые изменения крутящего момента M электромотора по времени работы карданов при разных числах оборотов. Кривые n_0 отображают изменение момента, преодолевающего трение M_0 в опорах установки, шестернях и карданах. При этих испытаниях соединенные карданами валы были установлены под углом $\gamma = 5^\circ$. Нагружающий установку крутящий момент $M = 45 \text{ кгм}$. Кривые n отображают изменение момента M только в опорах установки и шестернях (без карданов) при угле $\gamma = 0^\circ$, т. е. M_m . Пользуясь уравнением (166), по разности моментов M_0 и M_m , определяемой по этим кривым для



Фиг. 129. Изменение к. п. д. карданов в зависимости от изменения числа оборотов вращения валов для трех отрезков времени их работы.

одного и того же значения числа оборотов кардана, подсчитывают значения к. п. д. кардана для трех отрезков времени его работы.

Изменение к. п. д. кардана в зависимости от изменения числа оборотов показано на фиг. 129. Цифрой 1 обозначена кривая после 5 мин. работы кардана, цифрой 2 — после 20 мин. его работы и цифрой 3 — после 60 мин. работы кардана. Кривые получены при $M = 45 \text{ кгм}$ и $\gamma = 5^\circ$.

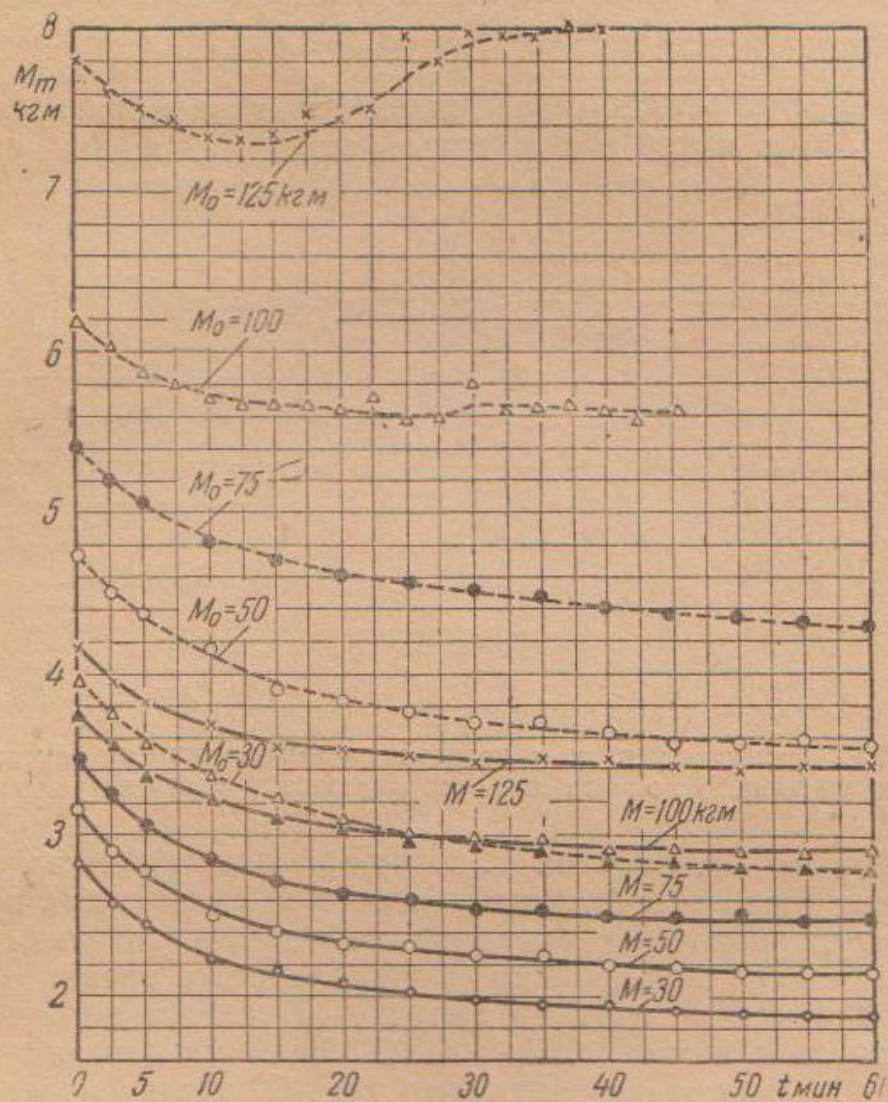
При малых отрезках времени работы кардана, т. е. пока масло не потеряло большой его вязкости, к. п. д. изменяется весьма мало. При продолжительной работе карданов к. п. д. сначала возрастает, а затем, при увеличении числа оборотов, резко падает, так как под действием повышенной температуры вязкость масла значительно понижается и смазка трущихся поверхностей становится недостаточной.

По максимальному значению к. п. д. кардана допускаемое и наиболее выгодное число оборотов при угле наклона валов $\gamma = 5^\circ$ и крутящем моменте $M = 45 \text{ кгм}$ колеблется в пределах 800—900 об/мин.

Зависимость к. п. д. кардана от передаваемого карданом крутящего момента

Изменение крутящего момента электромотора M по времени работы карданов разных значений, нагружающего установку крутящего момента M показано на фиг. 130.

Кривые со знаком M_0 представляют изменение крутящего момента, преодолевающего трение в установке с шестернями и



Фиг. 130. Изменение крутящего момента трения по времени работы карданов при различных значениях передаваемого крутящего момента.

карданами вместе. Валы карданов были установлены под углом $\gamma = 5^\circ$ и нагружены крутящими моментами различной величины при постоянном числе оборотов $n = 600$ об/мин. Кривые M отображают изменение момента электромотора, преодолевающего трение только в опорах установки и шестернях и для тех же значений нагружающих установку крутящих моментов. При этом валы, соединяемые карданами, установлены по одной оси, т. е. $\gamma = 0^\circ$, число оборотов $n = 600$ об/мин. Из фиг. 130 по разности моментов, т. е. $M_0 - M$, для одного и того же значения крутящего момента, нагружающего установку, пользуясь уравнением (166),

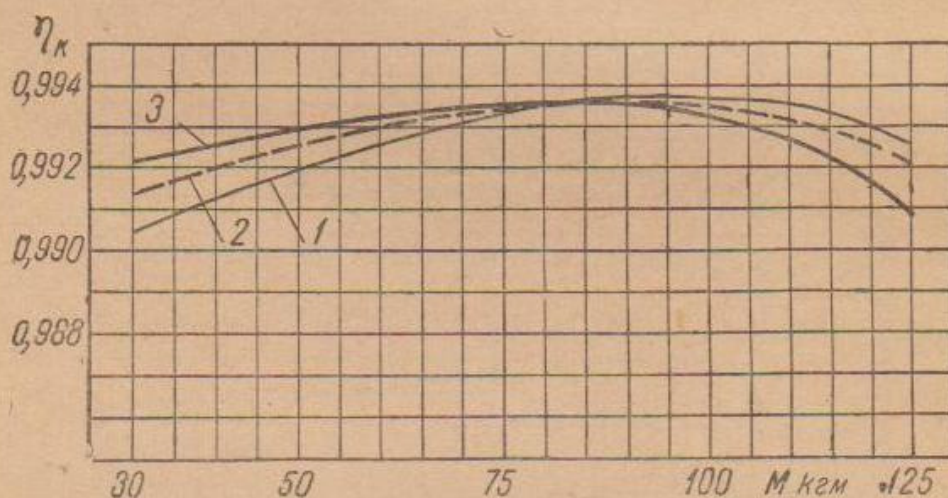
определяют значения к. п. д. кардана для трех отрезков времени его работы.

Тем же путем определяют значения к. п. д. для всех значений момента, нагружающего установку.

Изменение к. п. д. кардана в зависимости от величины передаваемого крутящего момента показано на фиг. 131.

Цифрой 1 обозначена кривая после 5 мин. работы кардана, цифрой 2—после 20 мин. его работы и цифрой 3—после 40 мин. работы кардана. Эти значения получены при $n = 600$ об/мин и $\gamma = 5^\circ$.

При малых и больших величинах передаваемого крутящего момента к. п. д. имеет пониженные значения, а при средних значениях крутящего момента—наибольшие значения.



Фиг. 131. Изменение к. п. д. карданов в зависимости от передаваемого крутящего момента для трех отрезков времени их работы.

Пониженные значения к. п. д. при малых величинах крутящего момента вызваны большой вязкостью смазки, для преодоления молекулярного трения которой требуется затратить большее усилие, чем для преодоления молекулярного трения смазки пониженной вязкости, которая получается вследствие подогрева при повышенной нагрузке. При дальнейшем увеличении крутящего момента возрастает и работа трения, а следовательно, и нагрев, вследствие чего смазка становится еще более жидкой. Смазочные свойства масла при этом становятся неудовлетворительными, смазка выжимается и трущиеся поверхности работают полусухими. При дальнейшем же увеличении нагрузки, т. е. крутящего момента, когда удельные давления начинают значительно превышать допустимые их величины, трущиеся поверхности начинают заедать. После непродолжительной работы при этих условиях происходит полное заедание шипа крестовины с втулкой, последняя начинает вращаться вместе с шипом крестовины (как одно целое) в гнезде вилки кардана.

По полученным изменениям к. п. д. карданов устанавливают наивыгоднейшие и предельные значения передаваемого крутящего момента для данного кардана в соответствии с принятыми при испытании двумя другими параметрами.

Это значение передаваемого крутящего момента, определяемое по максимальному значению к. п. д., колеблется в пределах $M = 85-95$ кгм при принятых угле наклона валов $\gamma = 5^\circ$ и число оборотов $n = 600$ об/мин.

7. Коэффициент трения и удельная работа трения в шипах кардана

Наибольший интерес для оценки работы карданов в общем случае представляет определение допустимых и наивыгоднейших значений параметров, отнесенных к единице трущихся поверхностей.

Величина коэффициента трения поверхностей шарниров кардана, совершающих возвратно-качательное движение, совершенно неизвестна.

В условиях работы кардана скорость скольжения трущихся поверхностей его шарниров изменяется от максимального значения одного знака до нуля и от нуля до максимального значения другого знака. При этом коэффициент трения меняется от некоторой величины, равной трению скольжения при максимальной скорости, до величины трения покоя при скорости скольжения, равной нулю, и затем изменяется до величины трения скольжения при максимальной скорости скольжения другого направления.

Таким образом, среднее значение коэффициента трения за один оборот ведущего вала находится между значениями трения покоя, с одной стороны, и трения скольжения при максимальной скорости — с другой.

Выше была установлена зависимость между к. п. д. и его конструктивными параметрами R и r , коэффициентом трения и углом наклона.

Изменение к. п. д. в зависимости от величины b , равной

$$b = \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{\mu^2}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \mu^2}},$$

при различных углах наклона валов, изображено на фиг. 86. Кроме того, изменение величины b в зависимости от коэффициента трения μ при различных отношениях радиусов R и r изображено на фиг. 87.

Вместе с тем мы имеем значения к. п. д., получаемые экспериментальным путем при заданных углах наклона валов, в зависимости от изменения условий работы кардана, т. е. числа оборотов или передаваемого крутящего момента. По величине к. п. д., полученной экспериментальным путем, при известном угле наклона между валами, по фиг. 86 можно определить значение коэффициента b .

Зная отношение радиусов R и r и пользуясь полученным значением b , определяют величину коэффициента трения μ . Этот способ определения коэффициента трения можно применить для тех

конструкций карданов, в которых предохранительные устройства против утечки масла (сальники) поставлены на шипах кардана.

Для кардана Спайсер, который используют на автомобиле ЗИС-5 и конструкция которого изображена на фиг. 12, этот способ определения коэффициента трения неприменим. Как уже было указано, в сальниковом устройстве кожуха кардана Спайсер происходят дополнительные потери на трение, которые могут достигать большой величины. Поэтому для шипов этого кардана значения коэффициента трения, определяемые указанным способом, получаются сильно завышенными, несоответствующими действительным значениям.

В карданах других конструкций трение сальников на шипах почти не оказывает влияния, и значение коэффициента трения получается весьма близким к истинному. По полученным для этих карданов значениям коэффициента трения μ и $k\nu$ можно определить и работу трения, отнесенную к единице трущихся поверхностей, т. е. удельную, $\mu k\nu$.

8. Заключение

Скорости скольжения, удельные давления, их произведения изменяются прямо пропорционально изменению соответствующих рабочих параметров кардана, т. е. угла наклона валов, числа оборотов или передаваемого крутящего момента.

Что касается удельной работы трения и температуры нагрева, то характер изменения этих величин в зависимости от изменения рабочих параметров кардана обусловлен исключительно изменениями коэффициента трения между трущимися поверхностями. Значения последнего зависят от качества смазки и состояния трущихся поверхностей. Поэтому к. п. д., предел температурной пропорциональности и предел пропорционального изменения удельной работы трения должны являться решающими факторами при определении предельных и наиболее выгоднейших условий работы кардана, т. е. γ , n или M , с точки зрения минимального износа трущихся поверхностей и наибольшей отдачи передаваемой карданом мощности.

Из рассмотрения кривых изменения температуры нагрева по времени работы карданов, а также кривых изменения температуры нагрева в зависимости от изменения рабочих параметров, изображенных на фиг. 116—118 и 120—122, следует, что предел температурной пропорциональности, т. е. предельные значения рабочих параметров кардана ЗИС-5, таковы: угол наклона валов γ составляет около 8° при $M=48$ кгм и $n=610$ об/мин.; число оборотов n находится в пределах 900—1000 об/мин. при $M=45$ кгм и $\gamma=5^\circ$; крутящий момент M составляет около 90 кгм при $n=600$ об/мин. и $\gamma=5^\circ$.

Из рассмотрения кривых изменения к. п. д., изображенных на фиг. 117, 129 и 131, находим, что резкое отклонение его значения от прямой пропорциональности в сторону понижения наблюдается, начиная с угла наклона 8° , а следовательно, наиболее выгоднейшее значение угла наклона валов равняется $\gamma=8^\circ$ при числе оборотов $n=610$ об/мин. и крутящем моменте $M=48$ кгм.

Наивыгоднейшее значение числа оборотов колеблется в пределах 800—900 при $M = 45$ кгм и $\gamma = 5^\circ$.

Наивыгоднейшее значение передаваемого крутящего момента находится в пределах 85—95 кгм при $n = 600$ об/мин. и $\gamma = 5^\circ$.

Довольно близкое совпадение допускаемых значений рабочих параметров кардана, т. е. γ , n и M , полученных в результате двух различных методов испытаний, свидетельствует, что предложенный нами метод испытаний механизмов по температуре нагрева себя оправдывает.

Если правильность этого метода подтверждается общепринятым — по к. п. д. — для механизма со сложным возвратно-качательным движением трущихся деталей, то он действителен и для механизмов с простой кинематикой деталей.

По изложенному выше методу, т. е. по к. п. д., значения коэффициента трения и удельной работы трения для кардана Спайсер со скользящими шарнирами и шаровым колпаком для смазки получают завышенными. Несмотря на это, для испытываемых карданов ЗИС-5 мы получили и эти данные.

Установить экспериментальным путем порознь потери на трение в шарнирах и шаровом кожухе для смазки невозможно. Суммарные же потери, отнесенные к шарнирам кардана, получились весьма высокими. Так, коэффициент трения по углу наклона валов изменяется от 0,4—0,5 при $\gamma = 2^\circ$ до 0,3—0,28 при $\gamma = 8^\circ$ и до 0,28—0,36 при $\gamma = 9^\circ$.

В зависимости от числа оборотов кардана коэффициент составлял: 0,35—0,38 при $n = 400$ об/мин., 0,32—0,35 при $n = 800$ об/мин. и 0,41—0,52 при $n = 1200$ об/мин.

В зависимости от передаваемого крутящего момента коэффициент трения составлял 0,35—0,42 при $M = 30$ кгм, 0,28 при $M = 80—100$ кгм и 0,32—0,4 при $M = 125$ кгм.

Чрезвычайно высокие значения коэффициента трения при благоприятных условиях работы трущихся поверхностей свидетельствуют, что потери на трение в сальниковом устройстве для смазки кардана Спайсер весьма велики.

Полукарданы. Основным недостатком жесткого полукардана является чрезмерный износ его соприкасающихся поверхностей. Естественно, что работа жесткого полукардана сопровождается также шумом. В этом отношении преимуществами обладают мягкие полукарданы. Они не только бесшумны, но и отличаются способностью амортизировать действие динамических сил.

Из существующих конструкций наибольший интерес представляют дисковые и звенчатые мягкие полукарданы. Основным недостатком мягких полукарданов является то, что вследствие большой упругости ни звенья, ни диски не обеспечивают центрирования валов, что значительно снижает их критические числа оборотов. Поэтому мягкие полукарданы необходимо применять с центрирующими устройствами для валов.

Жесткий кардан. Из рассмотренных типов жесткого кардана наибольшее распространение получили карданы типа Спайсер и Кливленд. Сопоставляя эти конструкции со скользя-

щими шарнирами, нужно отметить, что в отношении смазки трущиеся поверхности кардана Кливленд находятся в более благоприятных условиях, чем карданы Спайсер, а следовательно, они меньше подвержены износу и разрушениям.

Вследствие недостаточной смазки трущихся поверхностей и дополнительных потерь на трение, карданы Спайсер имеют более низкий к. п. д., чем карданы Кливленд. Максимально возможный угол отклонения валов в кардане Спайсер ограничивается диаметрами втулки вилки, с одной стороны, и отверстия для нее в шаровом колпаке, удерживающем смазку, — с другой стороны. Угол отклонения валов в этом кардане не превышает 14—16°. Кардан Кливленд допускает угол отклонения валов до 30—35°.

Из этого следует, что кардан Кливленд обладает преимуществами по сравнению с карданом Спайсер со скользящими шарнирами. Применением в шипах кардана подшипников качения, вместо подшипников скольжения, преследуется не повышение к. п. д. кардана, а только устранение износа шарниров и связанных с ним вредных явлений в работе других механизмов передачи.

Благодаря хорошему удержанию смазки подшипники качения долговечны, не требуют большого ухода в эксплуатации, вследствие чего карданы с игольчатыми подшипниками получили большое распространение в автомобильной технике.

Синхронные карданы. Из рассмотренных конструкций синхронных карданов представляют интерес сдвоенные карданы Механик, Деннис и Тракта, а с шариками — типа Вейса и Рзеппа. Карданы типа Механик и Деннис при наличии игольчатых подшипников в шарнирах отличаются износоустойчивостью, надежностью в работе и не требуют большого ухода в эксплуатации. Большие габаритные размеры и вес несколько ограничивают их применение в приводе к управляемым колесам.

В этом отношении кардан Тракта лучше. К числу недостатков этого кардана относится наличие трения скольжения между всеми его сопряженными поверхностями. Поэтому потери на трение и износ поверхностей в кардане Тракта выше, чем в карданах с игольчатыми подшипниками. При наличии достаточно больших трущихся поверхностей и надлежащей смазки большого износа этого кардана ожидать не следует, вследствие чего его можно отнести к числу работоспособных и надежных карданов.

Основным преимуществом кардана Тракта является то, что, благодаря достаточно большим расчетным сечениям его деталей, он отличается прочностью, что позволяет применять для изготовления этого кардана простые углеродистые стали.

В карданах с шариками типа Вейса и Рзеппа, у которых поверхности соприкосновения между шариками и лунками малы, напряжения смятия достигают весьма большой величины. Это обстоятельство и стремление получить кардан с малыми габаритными размерами заставляют применять для таких карданов легированные стали. Скольжение между шариками и лунками в кардане Рзеппа несколько выше, чем в кардане Вейса, вслед-

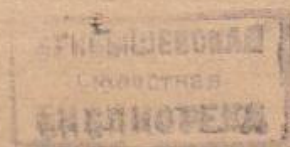
ствие принудительного деления угла между валами и плоскостью центров шариков. Вместе с тем при одинаковых габаритных размерах напряжения смятия между шариками и лунками в кардане Рзеппа должны быть ниже, чем в кардане Вейса, при передаче через них крутящего момента равного значения. Пониженное значение смятия объясняется тем, что в кардане Рзеппа усилие от одной обоймы к другой передают все шесть шариков, а в кардане Вейса усилие от одной вилки к другой передается только двумя шариками. Действующие между шариками и лунками силы в кардане Рзеппа имеют большее отклонение от окружных усилий, чем в кардане Вейса. Изменение напряжений смятия между шариками и лунками в кардане Вейса напоминает параболическую форму. В кардане Рзеппа изменение напряжений смятия имеет форму криволинейного треугольника.

Учитывая, что число рабочих шариков в кардане Рзеппа в три раза больше, чем в кардане Вейса, максимальные напряжения смятия в первом не имеют трехкратного превосходства по сравнению с максимальными напряжениями смятия во втором. Поэтому износ катящихся поверхностей в кардане Рзеппа должен быть ниже, чем в кардане Вейса.

В кардане Вейса усилие передается через два шарика, так же как в кардане Тракта—через два ушка вилки. При одинаковых габаритных размерах и значении передаваемого момента максимальные напряжения смятия в кардане Вейса выше, чем в кардане Тракта, вследствие большого различия поверхностей соприкосновения деталей, передающих это усилие. Как по напряжениям смятия, так и по применяемым материалам кардан Тракта представляет больший практический интерес, чем кардан Вейса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А., акад., Курс устройства автомобиля, Гострансиздат, 1933.
2. Чудаков Е. А., акад., Конструкции и расчет автомобиля, ОГИЗ, 1936.
3. Чудаков Е. А., акад., Расчет автомобиля. ОНТИ, 1936.
4. Чудаков Е. А., акад., Испытания автомобиля и его механизмов, ОГИЗ, 1931.
5. Лойцянский Л. Г. и Лурье А. И., Теоретическая механика, ч. I, ОНТИ, 1934.
6. Журн. „Автотракторное дело“ № 1, 1936.
7. Журн. „Мотор“ № 8, 1936.
8. Журн. „Мотор“ № 6 и 8, 1937.
9. Журн. „Мотор“ № 11/12, 1939.
10. Журн. „Автотракторное дело“ № 10, 1940.
11. Журн. „Сельскохозяйственная машина“ № 8/9, 10 и 11, 1936.
12. Журн. „Сельскохозяйственная машина“ № 4, 1937.
13. Журн. „Сельскохозяйственная машина“ № 11, 1938.
14. Journ. „Automobile Engineer“ VII, 1930.
15. Journ. „Automobile Engineer“ XXVII, 1937.
16. Journ. „Automotive Industries“ 15, Dec., 1940.
17. Расчет и проектирование деталей с.-х. машин, ОНТИ, 1938.
18. Теория, конструкция и производство с.-х. машин, Машгиз, 1940.



0199578

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Конструкции карданных механизмов	
1. Назначение и классификация карданных механизмов	5
2. Полные карданы	6
3. Полукарданы	15
4. Карданы с равными угловыми скоростями вращения валов	18
5. Смазка карданных механизмов	33
Теория и расчет карданных механизмов	
1. Кинематика карданного механизма	36
2. Динамика карданного механизма	52
3. Расчет карданной передачи на прочность	54
4. Критическое число оборотов карданного вала	63
5. Износ карданных механизмов	68
6. Нагрев карданных механизмов	81
7. К. п. д. карданного механизма	83
8. Работа трения и к. п. д. с учетом моментов трения в шипах кардана	86
9. Дополнительные потери на трение и к. п. д. кардана Спайсер	94
10. Силы, действующие между деталями карданов Вейса и Рзенпа	97
11. Оценка конструкций	104
Испытания карданных механизмов	
1. Установки для испытания карданов	107
2. Испытание механизмов на износ по температуре нагревания трущихся деталей и предельные условия их работы	116
3. Испытание карданов ЗИС-5	123
4. Предел температурной пропорциональности	134
5. Коэффициент полезного действия кардана	136
6. Параметры, характеризующие работу карданов ЗИС-5	145
7. Коэффициент трения и удельная работа трения в шипах кардана	153
8. Заключение	154
Литература	158

Редактор В. В. Ржавинский
Техред Б. И. Модель

Сдано в набор 6/II-1945 г.
Подписано к печати 26/X 1945 г.
Тираж 8 000 экз. А 24165. Печ. л. 10.
Учетн. изд. л. 12. Цена 9 руб.
Заказ 1056.

1-я типография Машгиза,
Ленинград, ул. Моисеенко, д. 10.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
5	8-я снизу	карданный механизм	карданные механизмы
37	6-я сверху	CM	OM
49	10-я сверху	$\beta_1 \beta_2 = \gamma$	$\beta_1 + \beta_2 = \gamma$
61	1-я снизу	$= \frac{4 P_k}{\pi d^2} =$	$= \frac{4 P}{\pi d^2} =$
78	1-я снизу	$= \frac{M_1}{2R} \cdot \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma} \cdot$ $\cdot \mu \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}} \cdot \omega_1 r$	$= \frac{M_1}{2R} \cdot \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma} \cdot$ $\cdot \mu \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma} \cdot \omega_1 r$
79	10-я снизу	$\frac{A_{x1}}{B_2}$ и $\frac{A_{x2}}{B_2}$	$\frac{A_1}{B_2}$ и $\frac{A_2}{B_2}$
88	5-я снизу	$= 2 P_1 \mu r \omega_1 \sqrt{\frac{R^2}{R^2 \cdot r^2 \mu^2} \dots}$	$= 2 P_1 \mu r \omega_1 \sqrt{\frac{R^2}{R^2 - r^2 \mu^2} \dots}$
88	14-я сверху	P	P_k
99	13-я снизу	$P_1 = \frac{M \cdot R_1}{R_1 + R_2}$	$P_1 = \frac{M \cdot R_1}{R_1^2 + R_2^2}$