

С.В. Куклин, К.К. Гудинов, В.В. Гусев

**РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
МАЛЬТИЙСКИХ МЕХАНИЗМОВ КИНОАППАРАТУРЫ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Санкт-Петербург
2004

**МИНИСТЕРСТВО КУЛЬТУРЫ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ КИНО И ТЕЛЕВИДЕНИЯ»**

Кафедра киновидеоаппаратуры

**С.В. Куклин
К.К. Гудинов
В.В. Гусев**

**РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
МАЛЬТИЙСКИХ МЕХАНИЗМОВ КИНОАППАРАТУРЫ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

**Санкт-Петербург
2004**

УДК 778

Куклин С.В., Гудинов К.К., Гусев В.В. Расчёт и конструирование мальтийских механизмов киноаппаратуры: Учебное пособие. – СПб.: изд. СПбГУКиТ, 2004. - 131 с.

ISBN 5 – 94760 – 039 – 0

Учебное пособие предназначено для студентов факультета приборов и систем кино и телевидения специальности 200101 «Приборостроение» для использования при выполнении курсового проекта, соответствующих разделов дипломного проекта, а также в качестве теоретического материала по курсу «Теория механизмов транспортирования носителей информации».

В предлагаемом издании излагается методика проектирования и расчёта основных элементов, приводятся новые технические решения и конструктивные особенности мальтийских механизмов.

Рецензент: профессор Коломенский Н.Н.

Рекомендовано к изданию в качестве учебного пособия Советом ФПСКиТ.

Протокол № 4 от 26.02 04 г.

ISBN 5 – 94760 – 039 – 0

© СПбГУКиТ, 2004
© Куклин С.В., 2004
© Гудинов К.К., 2004
© Гусев В.В., 2004

ВВЕДЕНИЕ

Данная работа является учебно - методической разработкой темы “Проектирование мальтийских механизмов киноаппаратуры” для студентов очного и заочного отделений факультета приборов и систем кино и телевидения, выполняющих курсовой проект по курсу “Теория механизмов транспортирования носителей информации” (ТМТНИ). Переиздание пособия предпринято в связи с коррекцией расчётной части работы, включающей в себя особенности расчётов с использованием вычислительной техники, а также обновлением парка аппаратуры, находящейся в эксплуатации, и, как следствие, появлением новых конструктивных решений мальтийских механизмов.

Пособие может быть использовано студентами при выполнении соответствующих разделов дипломного проекта, так как в нём излагается методика проектирования и расчёта основных элементов мальтийских механизмов различного типа.

Изложение материала базируется на знании студентами теории и расчёта мальтийских механизмов в объёме курса ТМТНИ, а также курса “Вычислительная техника и основы программирования”.

Пособие содержит четыре главы.

В первой главе сделано краткое обобщение основных требований, предъявляемых к мальтийским механизмам киноаппаратуры, расчёт некоторых геометрических параметров, излагается методика составления технического задания на проектирование.

Во второй главе рассмотрено эскизное проектирование и методика расчёта основных параметров мальтийского механизма.

В третьей главе изложены некоторые вопросы конструирования основных деталей и узлов мальтийских механизмов.

В четвёртой главе приводятся некоторые новые технические решения и конструктивные особенности мальтийских механизмов, позволяющие расширить эксплуатационные возможности кинопроектора, повысить надёжность его работы, долговечность фильмокопий и улучшить качество изображения.

Приложение со справочным и иллюстративным материалом включает в себя чертежи базовых моделей мальтийских механизмов кинопроекторных аппаратов, находящихся в эксплуатации в российской киносети.

1. Разработка технического задания на проектирование мальтийских механизмов киноаппаратуры

1.1. Требования, предъявляемые к мальтийским механизмам

Механизмы прерывистого движения (МПД), получившие большое распространение в киноаппаратуре, представляют собой устройства, преобразующие непрерывное вращательное движение, сообщаемое им передаточным механизмом аппарата, в прерывистое поступательное движение киноленты или другого ленточного носителя (например, паспортной ленты, металлической ленты - шаблона и т.д.) на определённом участке лентопротяжного тракта.

Важнейшими техническими показателями механизмов прерывистого движения киноаппаратуры [1] являются:

- ♦ **Точность** прерывистого передвижения киноленты на шаг кадра N_k , под которой понимается одинаковость положений, занимаемых одноимёнными точками последовательно расположенных кадров (участков киноленты) после перемещения киноленты на шаг кадра.

- ♦ **Коэффициент рациональности** η , определяемый как отношение времени покоя киноленты t_n к периоду работы механизма T , т.е. $\eta = \frac{t_n}{T}$.

- ♦ **Кинематические характеристики** МПД, т.е. функциональные зависимости пути, скорости и ускорений рабочей поверхности лентопротяжного зуба МПД от времени при прерывистом перемещении киноленты на шаг кадра.

- ♦ **Динамическая характеристика** киноленты, транспортируемой МПД - функциональная зависимость усилия транспортирования киноленты от времени при ее прерывистом движении в фильмовом канале.

- ♦ **Конструктивно-технологические характеристики**, определяющие сложность конструкции механизма и технологические особенности изготовления отдельных деталей механизма и его сборки.

♦ **Эксплуатационные характеристики**, отражающие удобство работы с механизмом, простоту и надёжность его регулировок, износоустойчивость деталей, долговечность работы механизма в целом.

Наиболее распространёнными в киноаппаратуре МПД являются мальтийские механизмы. До недавнего времени они применялись почти исключительно в кинопроекционной аппаратуре 35- и 70-мм формата, а также в качестве МПД, транспортирующих паспортную ленту в кинокопировальных аппаратах. В настоящее время мальтийские механизмы получили большее распространение благодаря возможности достижения высокой точности транспортирования киноленты, приемлемых коэффициентов рациональности и особенно высокой износоустойчивости деталей механизмов и надёжности их в работе. Имеются кинокопировальные аппараты прерывистой печати с мальтийскими механизмами в качестве МПД для 35-мм киноленты, а также кинопроекционные аппараты для 16-мм киноленты, в которых прерывистое перемещение киноленты осуществляется четырёхлопастным мальтийским механизмом особой конструкции.

Мальтийские механизмы, осуществляющие перемещение киноленты (либо двух кинолент) в фильмовом канале кинокопировального аппарата, должны отвечать требованиям высокой точности транспортирования киноленты (особенно в аппаратах оптической печати) и долговечности работы, определяемой длительностью сохранения точности транспортирования киноленты в напряженных условиях эксплуатации.

Мальтийские механизмы кинопроекционных аппаратов, в отличие от кинокопировальных, должны обеспечивать и высокий коэффициент рациональности, так как последний связан непосредственно с полезным световым потоком аппарата. Если в кинокопировальном аппарате световой поток перекрывается обтюратором один раз только на время прерывистого перемещения киноленты и экспонирование осуществляется в течение почти всего времени покоя, то в кинопроекционных аппаратах световой поток перекрывается и во время покоя. Вместе с тем известно [1], что повышение коэффициента рациональности мальтийского механизма вы-

зывает резкое увеличение нагрузок в механизме и на транспортируемой им киноленте. Эти причины и привели к тому, что наибольшее распространение в кинопроекционной аппаратуре получили мальтийские механизмы с четырёхлопастным крестом.

При проектировании мальтийских механизмов наиболее важными отправными данными являются:

- **формат применяемой киноленты.**
- **шаг кадра, определяющий размеры скачкового зубчатого барабана.**
- **требуемое значение рабочего угла или коэффициента рациональности механизма.**

Эти параметры связаны между собой.

Так, для кинопроекционной аппаратуры весьма важным является, как указывалось, правильный выбор коэффициента рациональности. Например, коэффициент рациональности простого четырёхлопастного мальтийского механизма $\eta = 0,75$, а коэффициент пропускания обтюратора $\tau = 0,5$; для шестилопастного мальтийского механизма соответственно $\eta = 0,67$, а $\tau = 0,33$.

Скачковый зубчатый барабан четырёхлопастного мальтийского механизма для 70-мм киноленты должен иметь 20 зубьев и диаметр опорной окружности $D_o \approx 30$ мм, для 35-мм киноленты - 16 зубьев и $D_o \approx 23,5$ мм, а для 16-мм киноленты всего 4 зуба и $D_o \approx 9,7$ мм, что неприемлемо, так как для обеспечения надёжного зацепления киноленты с барабаном угол охвата должен превышать 90° , а при столь малом диаметре возможны остаточные деформации киноленты и повреждение эмульсионного слоя. Следовательно, для киноленты 16-мм формата простой четырёхлопастный мальтийский механизм не может быть применён. Для последнего формата, при сохранении требований к коэффициенту рациональности, возможно использовать мальтийский механизм с большим числом лопастей, но имеющий связь с передаточным механизмом посредством кулисного, либо другого ускорителя. Вместе с тем возможно применение и четырёхлопастного мальтийского механизма, но в этом случае (рис. 1.1) скачковый зубчатый барабан должен получать движение не непосредственно от вала креста, а через редуктор, что позволит увеличить число

зубьев, а следовательно, и размер скачкового зубчатого барабана.

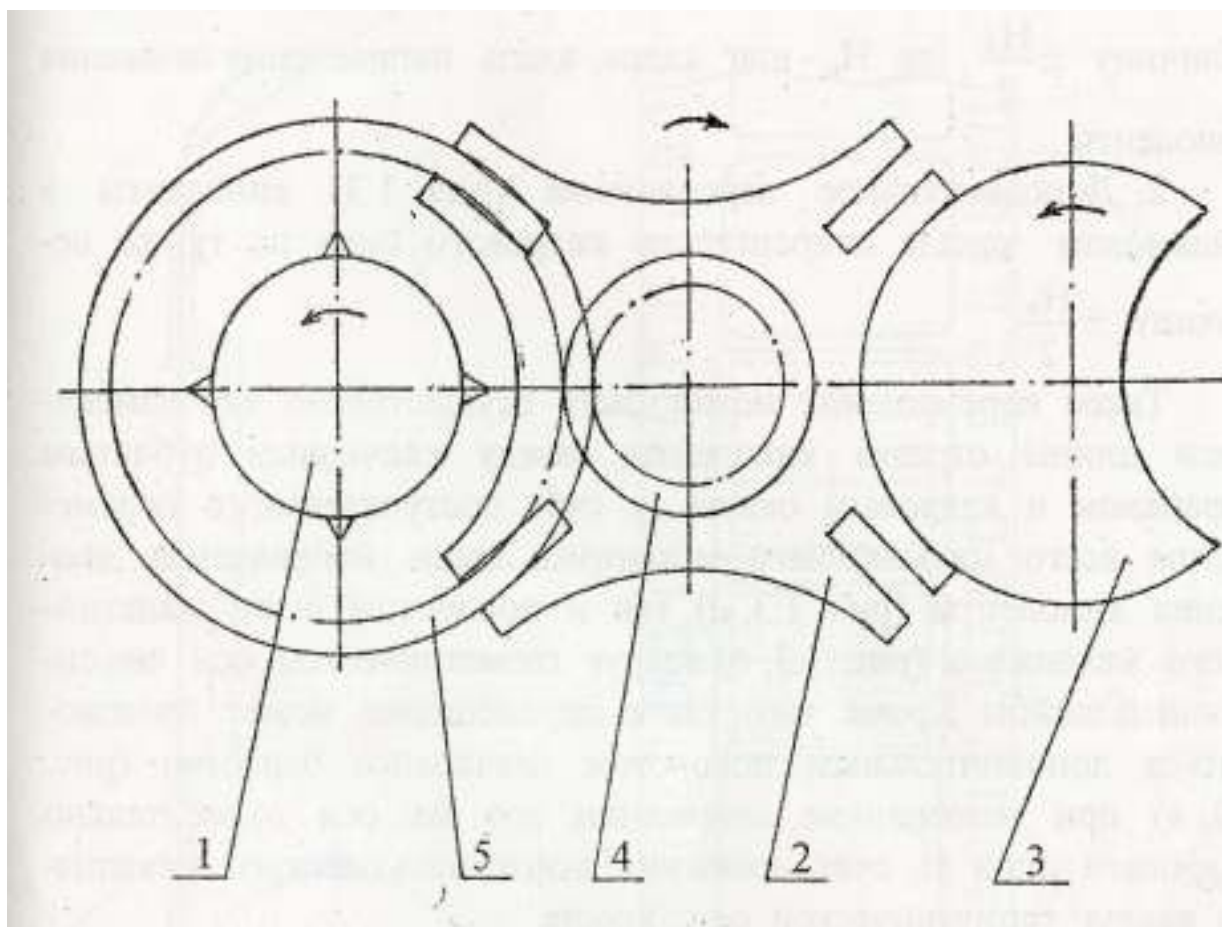


Рис.1.1. Схема передачи движения скачковому зубчатому барабану через редуктор:

1 – скачковый барабан; 2 – мальтийский крест; 3 – фиксирующая шайба эксцентрика; 4,5 – зубчатые колеса

Так, при передаточном отношении $i=3/2$ скачковый барабан может иметь 6 зубьев и $D_0 \approx 14$ мм, при $i=7/4$ - 7 зубьев и $D_0 \approx 17$ мм, при $i=2$ - 8 зубьев и $D_0 \approx 19,4$ мм и т.д.

Следующие требования связаны уже с особенностями построения аппарата, в котором должен быть применен проектируемый мальтийский механизм.

Способы совмещения кадра с кадровым окном аппарата в случае возникновения погрешностей при зарядке либо появившихся в процессе работы несовпадений кадра с границами кадрового окна киноаппарата

Для исправления такой погрешности существуют несколько способов, среди которых преобладают два:

1. Перемещение кадрового окна, заключающееся в изменении (рис. 1.2) положения кадрового (экспозиционного) окна на величину $\pm \frac{H_k}{2}$, где H_k - шаг кадра, вдоль направления движения киноленты;

2. Дополнительное перемещение (рис. 1.3) киноленты в фильмовом канале относительно кадрового окна на ту же величину $\pm \frac{H_k}{2}$.

Такое перемещение может быть осуществлено как изменением длины отрезка киноленты между скачковым зубчатым барабаном и кадровым окном за счёт поступательного перемещения всего мальтийского механизма вдоль направления движения киноленты (рис. 1.3, а), так и поворотом всего мальтийского механизма (рис. 1.3, б) вокруг геометрической оси фиксирующей шайбы. Кроме того, такое перемещение может производиться дополнительным поворотом скачкового барабана (рис. 1.3, в) при неизменном положении его на оси относительно кадрового окна за счёт вращения всего мальтийского механизма вокруг геометрической оси креста.

Из двух способов совмещения кадра с кадровым окном первый более прост, но неизбежно приводит к перемещению вместе с кадровым окном и объектива, а иногда и части осветительной системы. Этот способ связан с повышенными потерями света у кадрового окна либо на подвижном элементе осветительной системы, поэтому находит применение лишь в передвижной и портативной кинопроекционной аппаратуре.

Способ совмещения кадра с кадровым окном дополнительным перемещением киноленты применяется почти исключительно в стационарной кинопроекционной аппаратуре, так как существенно усложняет конструкцию устройства и всего аппарата в целом. При перемещении мальтийского механизма происходит и дополнительный поворот приводной шестерни мальтийского механизма относительно ведущей шестерни передаточного, что вызывает рассогласование работы мальтийского механизма и обтюратора.

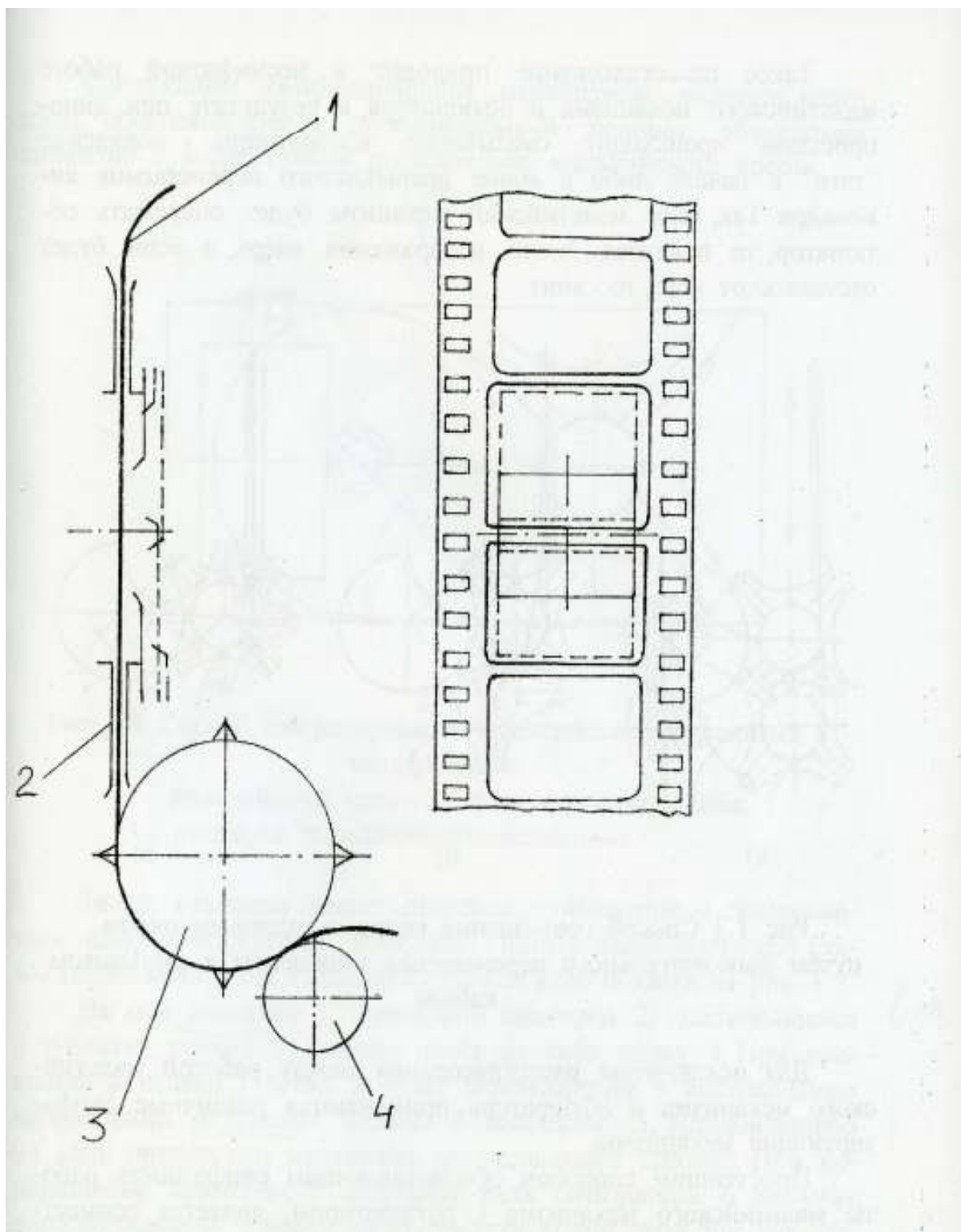


Рис. 1.2. Способ совмещения кадра с кадровым окном
 посредством перемещения кадрового окна:
 1 – кинолента; 2 – кадровое окно; 3 – скачковый барабан;
 4 – придерживающий ролик

Такое рассогласование приводит к несинфазной работе мальтийского механизма и обтюратора. В результате при кинопроекции происходит смазывание изображения - появление “тяги” в начале либо в конце прерывистого перемещения кинокадра. Так, если мальтийский механизм будет опережать обтюратор, то появится “тяга” изображения вверх, а если будет отставать от него, то - вниз.

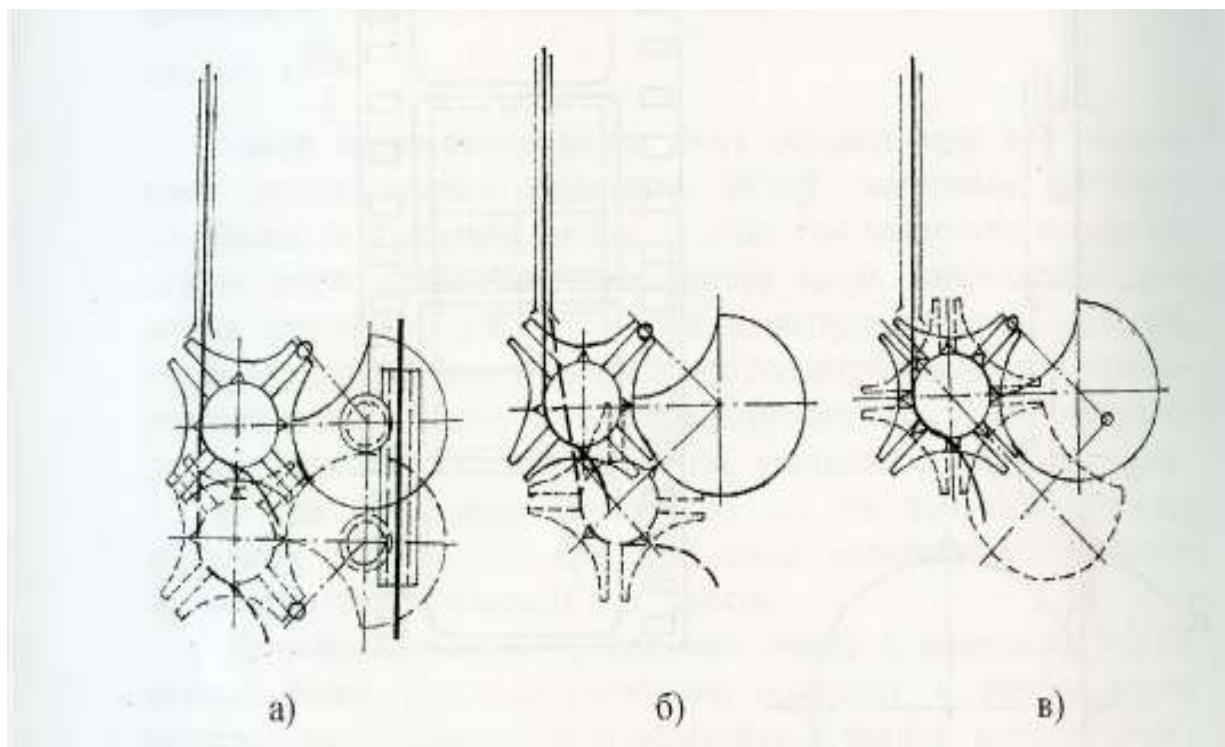


Рис. 1.3. Способ совмещения кадра с кадровым окном путём дополнительного перемещения киноленты в фильмовом канале

Для исключения рассогласования между работой мальтийского механизма и обтюратора применяются различные синфазизирующие механизмы.

Простейшим способом, обеспечивающим синфазность работы мальтийского механизма с обтюратором, является совместное с мальтийским механизмом перемещение шестерни передаточного механизма вдоль вала по скользящей шпонке (рис. 1.4) в случае, если направление поступательного перемещения мальтийского механизма параллельно этому валу.

Следующим синфазирующим механизмом является механизм, обеспечивающий дополнительный поворот обтюратора синфазно с эксцентриком относительно мальтийского креста.

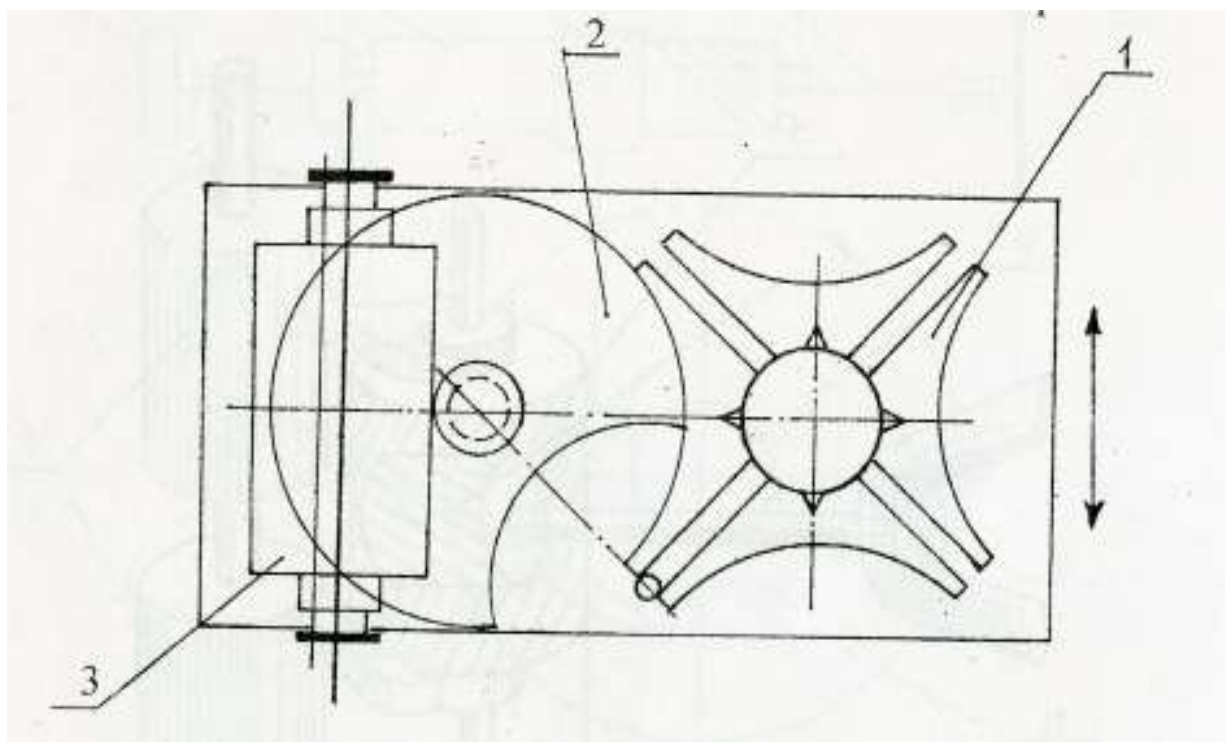


Рис. 1.4. Способ синфазирования мальтийского механизма с обтюратором:

- 1 – мальтийский крест; 2 – фиксирующая шайба;
- 3 - шестерня передаточного механизма

Такой механизм нашел широкое применение в стационарных кинопроекторных аппаратах. Пример кинематической схемы такого механизма в кинопроекторе 23 КПК показан на рис. 1.5.

На оси рукоятки 1 закреплена шестерня 2, зацепляющаяся с зубчатой рейкой 3, которая несёт на себе вилку 4. При вращении рукоятки 1 рейка 3 будет перемещаться в вертикальном направлении и поведёт вилкой 4 шестерню 5, установленную на валу приводного механизма, по скользящей шпонке. При перемещении шестерни 5 шестерня вала обтюратора 6 получит дополнительный поворот на соответствующий угол, так как обе шестерни косозубые.

На рис. 1.6 изображена кинематическая схема синфазирующего механизма кинопроектора “Мео-5Х”.

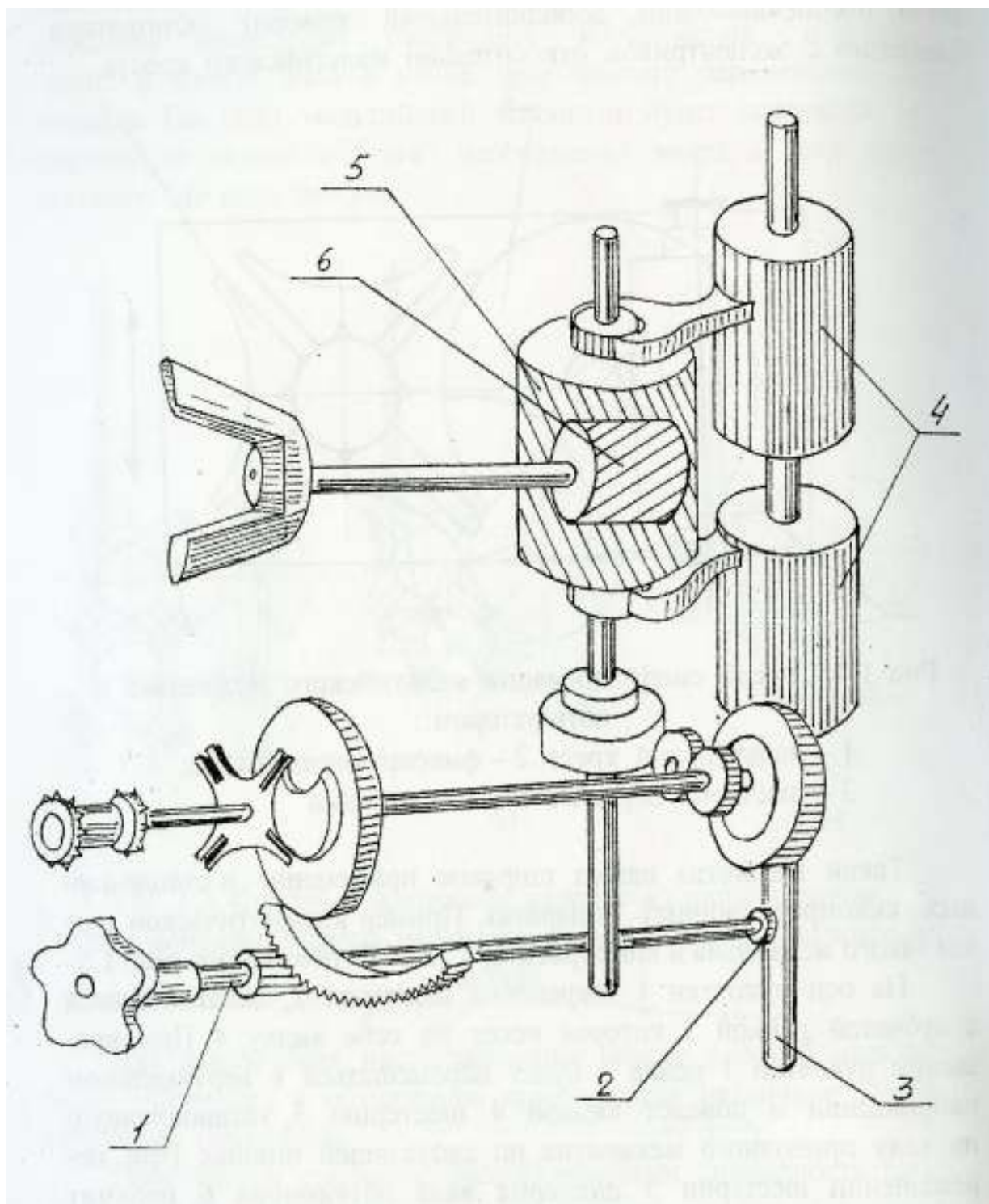


Рис. 1.5. Кинематическая схема синфазирующего механизма кинопроектора 23 КПК – 2:
1 – рукоятка; 2,5 – шестерни; 3 – рейка; 4 – вилка; 6 – obtюратор

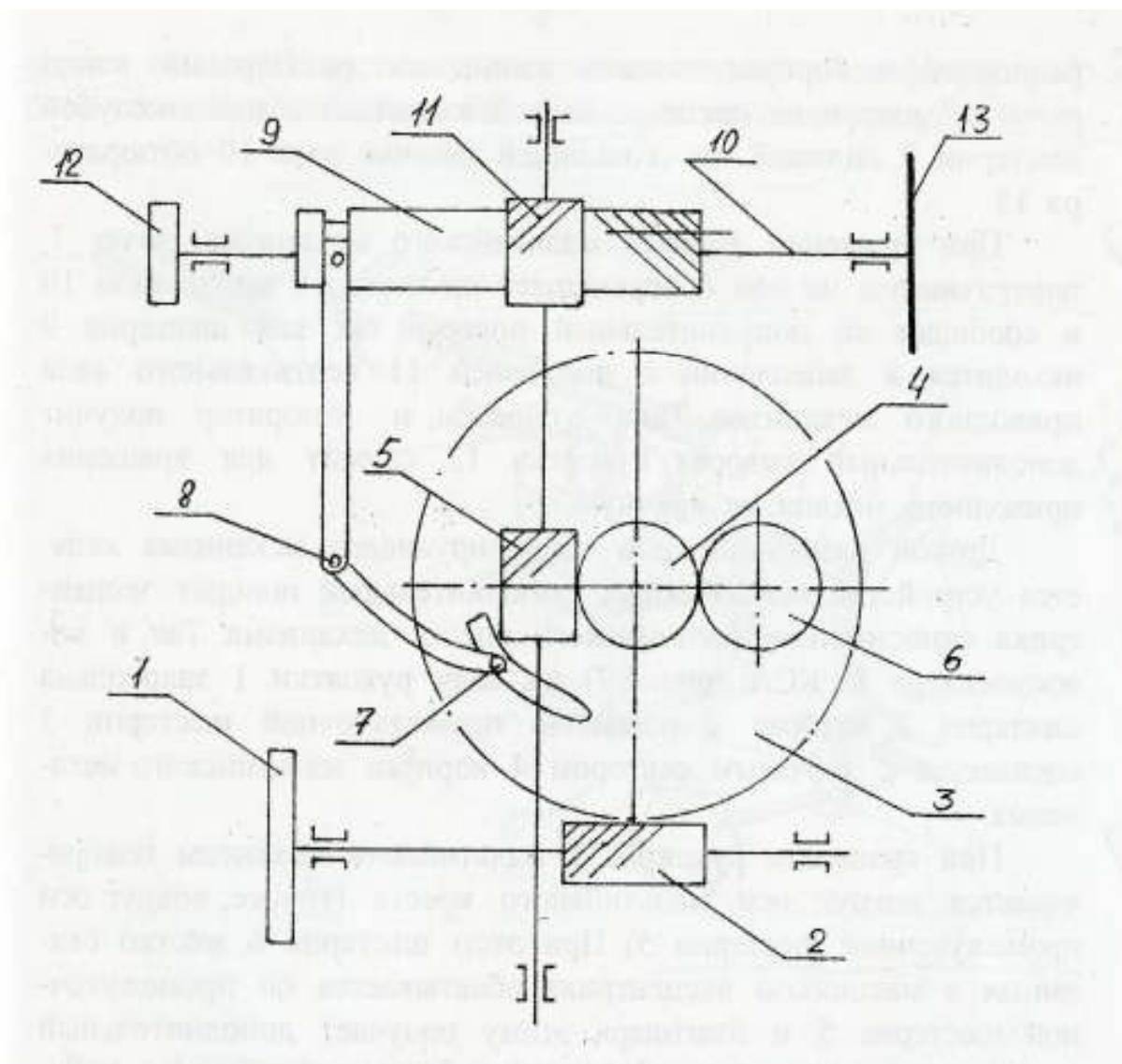


Рис. 1.6. Кинематическая схема синфазизирующего механизма кинопроектора Мео – 5Х:

1,12 – рукоятки; 2 – червяк; 3,4,5,9,11 – шестерни; 6 – эксцентрик;
7 – рычаг; 8 – ось; 10 – вал; 13 – obtюратор

При повороте рукоятки 1 червяк 2 поворачивает пластмассовую шестерню 3, жёстко связанную с коробкой мальтийского механизма. Шестерня 3 располагается соосно с промежуточной шестерней 4, передающей вращение от шестерни 5 вертикального вала приводного механизма на шестерню эксцентрика 6. В шестерне 3 имеется паз, расположенный эксцентрично относительно оси шестерен 3 и 4. В пазу помещается палец рычага 7, имеющего возможность качаться на оси 8, укрепленной в корпусе головки кино-

проектора. Верхний конец рычага 7 шарнирно связан с вилкой, входящей в паз косозубой шестерни 9, сидящей на скользящей шпонке вала 10 обтюратора 13.

При вращении корпуса мальтийского механизма рычаг 7, поворачиваясь на оси 8, перемещает шестерню 9 вдоль вала 10 и сообщает ей дополнительный поворот, так как шестерня 9 находится в зацеплении с шестерней 11 вертикального вала приводного механизма. Таким образом, и обтюратор получит дополнительный поворот. Рукоятка 12 служит для вращения приводного механизма вручную.

Другой разновидностью синфазирующего механизма является устройство, исключаящее дополнительный поворот эксцентрика относительно мальтийского креста механизма. Так, в кинопроекторе 35 КСА (рис. 1.7) на валу рукоятки 1 закреплена шестерня 2, которая с помощью промежуточной шестерни 3 сцепляется с зубчатым сектором 4 корпуса мальтийского механизма.

При вращении рукоятки 1 мальтийский механизм поворачивается вокруг оси мальтийского креста (точнее, вокруг оси промежуточной шестерни 5). При этом шестерня 6, жёстко связанная с маховиком эксцентрика, обкатывается по промежуточной шестерне 5 и благодаря этому получает дополнительный поворот, нарушающий синфазность работы мальтийского механизма и обтюратора. Но одновременно шестерня 7, жёстко связанная с корпусом мальтийского механизма и расположенная соосно с шестерней 5, поворачивается на тот же угол, что и шестерня 6, обкатываясь по червяку - рейке 8, сидящей в скобакаретке 9, которая охватывает шестерню 10. При этом скобакаретка будет перемещаться вдоль стрелки и потянет за собой шестерню 10, связанную с вертикальным валом 11 приводного механизма посредством скользящей шпонки. Поскольку шестерни 5 и 10 - косозубые, то при продольном смещении шестерни 10 шестерня 6 через промежуточную шестерню 5 получит поворот на тот же угол, что и при обкатывании по шестерне 5, но в противоположном направлении.

В результате шестерня 6 не получит дополнительного поворота относительно передаточного механизма и синфазная ра-

This diagram shows an exploded view of a mechanical assembly. The components are numbered as follows:

- 1**: A small gear or pinion.
- 2**: A shaft or pin passing through the gear in 1.
- 3**: A larger gear or pinion.
- 4**: A large, curved, semi-circular component, possibly a cover or a large gear.
- 5**: A small gear or pinion.
- 6**: A shaft or pin passing through the gear in 5.
- 7**: A small gear or pinion.
- 8**: A shaft or pin passing through the gear in 7.
- 9**: A central cylindrical component with a flange.
- 10**: A larger cylindrical component with a flange, mounted on top of 9.
- 11**: A shaft or pin passing through the center of 9 and 10.
- 12**: A small gear or pinion mounted on the shaft in 11.

1,12 – рукоятки; 2,3,5,6,7,10 – шестерни; 4 – зубчатый сектор; 8 – червяк – рейка; 9 – скоба – каретка; 11 – вертикальный вал

На рис. 1.8 приведена схема синфазизирующего механизма кинопроектора КП-30 Н.

тится (или вывинтится) во втулку 9 и переместится вдоль оси 7, увлекая за собой шестерни 2 и 3.

Вследствие чего косозубые шестерни 2 и 3 получают дополнительный поворот, так как шестерня 2 находится в зацеплении с червяком 1. Шестерня 4 тоже получит дополнительный поворот, но в противоположном направлении. В результате нарушения синфазности работы мальтийского механизма и обтюлятора не произойдет.

Палец 11 имеет некоторый эксцентриситет. При повороте пальца ось 7 будет также поворачиваться и смещать втулку 6 с шестернями 2 и 3 вдоль оси 7 независимо от механизма совмещения кадра. Таким образом, поворачивая палец 11, можно устранить “тягу” обтюлятора в процессе работы кинопроектора.

Помимо приведённых выше, существуют способы совмещения кадра с кадровым окном, не требующие синфазизирующего механизма. Так, в передвижных кинопроекторах типа ПК и стационарных облегчённых кинопроекторах типа СК совмещение кадра фильмокопии с кадровым окном осуществляется за счёт введения дополнительного неподвижного ролика 1, расположенного между фильмовым каналом 2 и скачковым барабаном 3, который перемещается с помощью реечной передачи 4 в направлении стрелки А (рис. 1.9), вытягивая киноленту 5 во время работы аппарата.

Недостатками данного способа являются дополнительный износ киноленты, а также необходимость увеличения её прерывисто транспортируемого участка.

В кинопроекторе FP – 30 немецкой фирмы «Bauer» применяется способ коррекции положения кадра путём поворота скачкового барабана относительно вала мальтийского креста. В этом механизме (рис. 1.10) вал креста выполнен разрезным и состоит из двух частей, соединённых пластмассовой муфтой, имеющей внутреннюю и наружную резьбу. При повороте колеса 5 в направлении стрелки В, муфта перемещается по стрелке А, сообщая дополнительный поворот скачковому барабану 1 относительно сохраняющего неподвижность вала креста 4. Недостатком такой системы является то, что в силу динамических нагрузок происходит быстрый износ муфты, которая к тому же

требует очень точного изготовления.

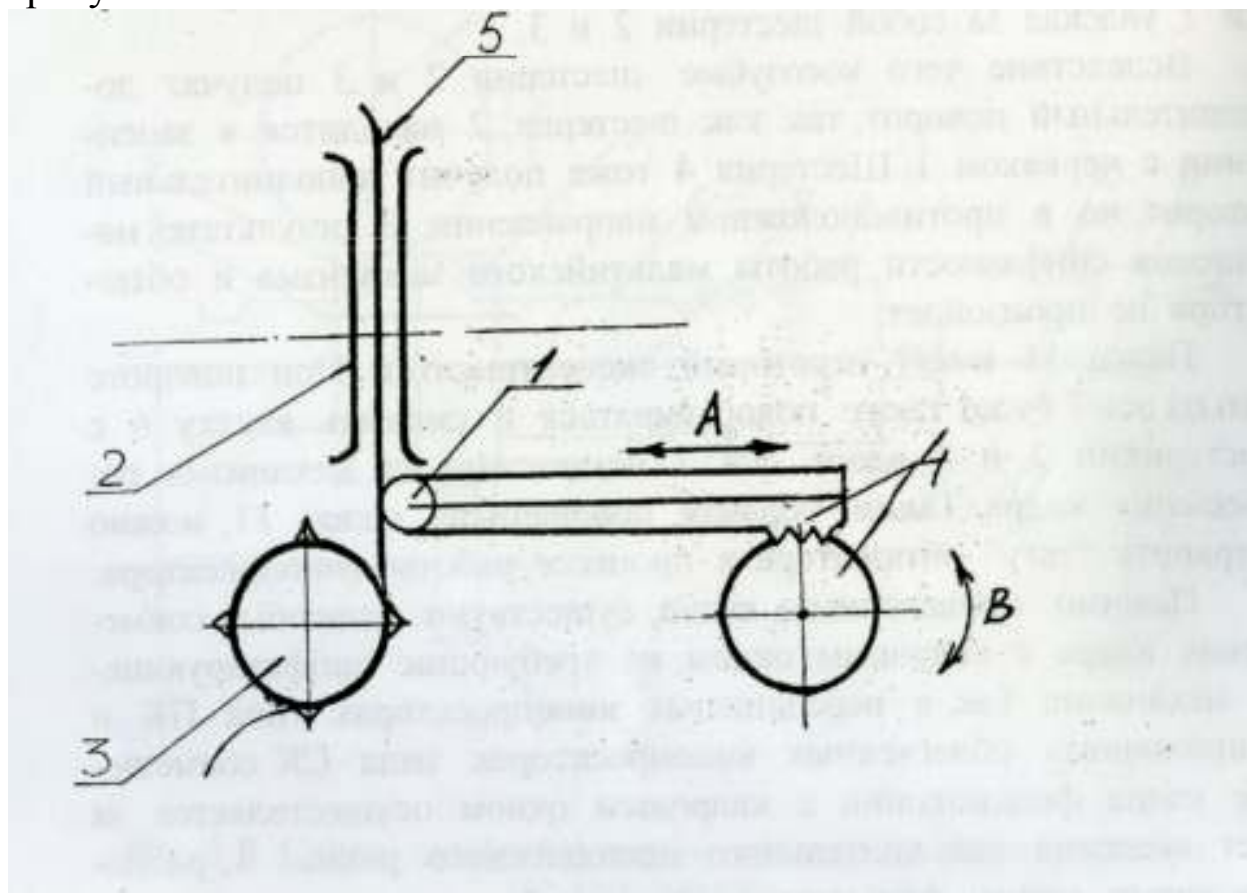


Рис. 1.9. Схема механизма совмещения кадра с рамкой с помощью дополнительного ролика:

1 – неподвижный ролик; 2 – фильмовый канал; 3 – скачковый барабан; 4 – ременная передача; 5 - кинолента

Одним из перспективных является способ коррекции кадра, разработанный на кафедре киновидеоаппаратуры СПбГУКиТ. Совмещение кадра с кадровым окном осуществляется за счёт дополнительного поворота скачкового барабана относительно вала мальтийского креста. Перед осуществлением этого поворота скачковый барабан отсоединяют от вала креста, а после - жёстко с ним соединяют. Один из вариантов конструкции устройства приведён на рис. 1.11, а более подробное описание имеется в литературе [2].

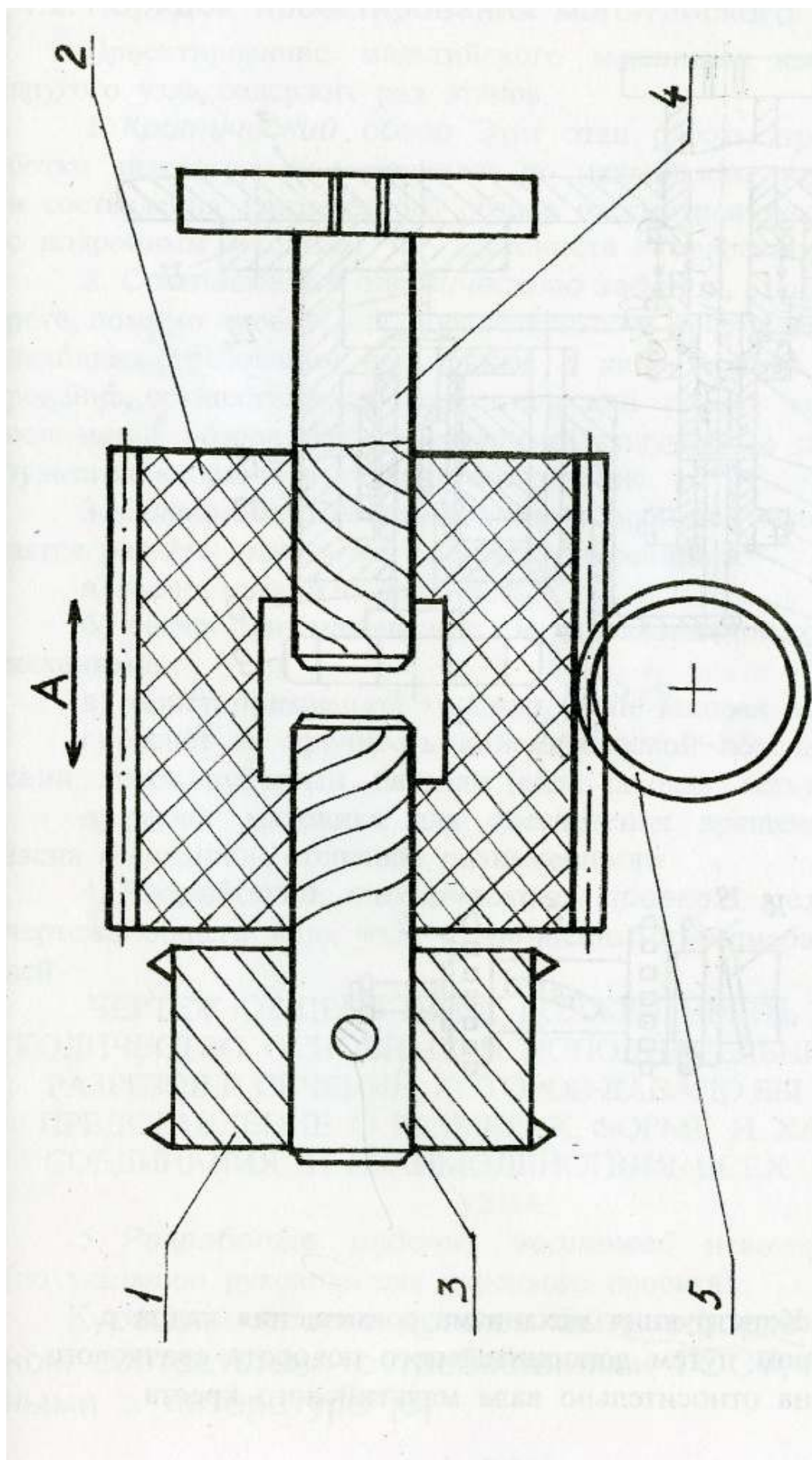


Рис. 1.10. Схема механизма совмещения кадра с кадровым окном кинопроектора FR – 30:
 1 – скачковый барабан; 2 – пластмассовая муфта; 3 – вал барабана; 4 – мальтийский крест
 на валу; 5 – зубчатое колесо

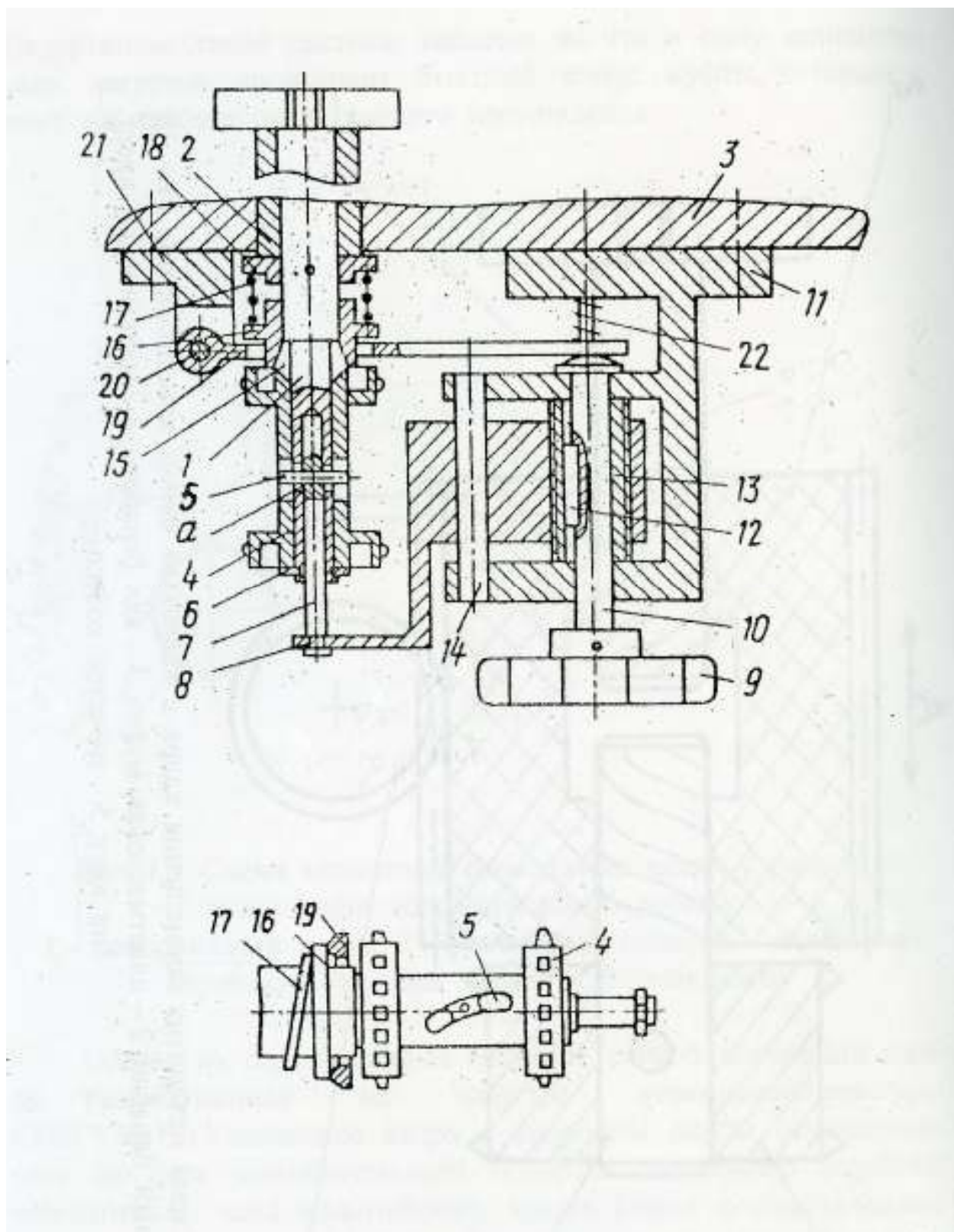


Рис. 1.11. Конструкция механизма совмещения кадра с кадровым окном путём дополнительного поворота скачкового барабана относительно вала мальтийского креста

1.2. Порядок проектирования мальтийского механизма

Проектирование мальтийского механизма, как и любого другого узла, содержит ряд этапов.

1. *Критический обзор*. Этот этап работы требует проработки литературных материалов по механизмам подобного типа и составления критического обзора рассмотренных конструкций с подробным анализом их достоинств и недостатков.

2. *Составление технического задания*, в процессе которого, помимо требований, определённых в критическом обзоре и исходных требований, полученных в виде задания на проектирование, осуществляется геометрический расчёт выбранной на основании обзора схемы механизма; полученные при этом результаты вносятся в техническое задание.

3. *Эскизное проектирование*, в процессе которого проводятся расчёты отдельных элементов механизма:

- а) расчёт пальца на прочность,
- б) расчёт кинематических и динамической характеристик механизма,
- в) расчёт прижимной колодки (если таковая имеется),
- г) расчёт на прочность кинематической передачи мальтийский крест - зубчатый барабан (если таковая есть),
- д) расчёт маховика для обеспечения вращения ведущего звена с заданной степенью равномерности.

4. *Разработка технического проекта*, т.е. подробного чертежа общего вида узла с уточнёнными размерами его деталей.

ЧЕРТЕЖ ОБЩЕГО ВИДА ДОЛЖЕН ИМЕТЬ ТАКОЕ КОЛИЧЕСТВО ОСНОВНЫХ И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ВИДОВ, РАЗРЕЗОВ И СЕЧЕНИЙ, КОТОРОЕ ДАВАЛО БЫ ПОЛНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ О РАЗМЕРАХ, ФОРМЕ И ХАРАКТЕРЕ СОЕДИНЕНИЯ И ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВСЕХ ДЕТАЛЕЙ УЗЛА.

5. *Разработка рабочих чертежей* некоторых деталей (по указанию руководителя курсового проекта).

Курсовой проект должен быть оформлен в точном соответствии с требованиями ГОСТ, приведёнными в литературе [3].

1.3. Техническое задание на проектируемый механизм

Наиболее важным этапом разработки конструкторской документации при проектировании того или иного устройства является составление технического задания. Техническое задание является индивидуальным документом для каждой разработки, отражающим не только основные параметры и выходные технические показатели проектируемого устройства, но и его конструктивные и технологические особенности, назначение эксплуатационных регулировок, особые требования к материалам и покрытиям деталей устройств.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ ДОЛЖНО СОДЕРЖАТЬ ИСЧЕРПЫВАЮЩУЮ ИНФОРМАЦИЮ ДЛЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ УСТРОЙСТВА, КОТОРОЕ ПО НЕМУ РАЗРАБАТЫВАЕТСЯ.

Отсюда следует, что техническое задание на разработку конструкции не может быть составлено на основании общих соображений и представлений. Составлению технического задания всегда предшествует детальное рассмотрение устройств, аналогичных предложенному для конструирования с подробным разбором не только их достоинств и недостатков по выходным показателям, но и с разбором всех элементов конструкции подетально. На основании такого обзора определяется принципиальная схема будущего устройства, а также его ориентировочные габаритные размеры, выбираются и отдельные элементы конструкций (опоры, схемы корпусных деталей и расположение органов управления и регулирования, привод, материалы).

На основании критического обзора аналогичных устройств составляется техническое задание на разрабатываемую конструкцию.

Этапы составления технического задания следующие:

1. Постановка задачи.

В этой части работы составляется основной шаблон технического задания, и уточняются принципиальные особенности, определяющие характер конструкции.

2. Разработка кинематической схемы мальтийского механизма в целом. В процессе разработки схемы уточняются геометрические размеры основных элементов механизма.

3. Формулирование развернутого технического задания на конструирование.

1.3.1. Геометрический расчет элементов схемы механизма

После уточнения задачи и составления шаблона технического задания на разработку требуемого мальтийского механизма необходимо изобразить полную кинематическую схему механизма с тем, чтобы иметь возможность рассчитать все её геометрические элементы.

а) Расчёт межосевого расстояния мальтийского креста и эксцентрика.

В связи с тем, что большинство мальтийских механизмов выполняются с тангенциальным входом пальца эксцентрика в шлиц мальтийского креста, рассмотрим расчёт межосевого расстояния именно для этого варианта. Методика этого расчёта будет сохраняться для всех разновидностей механизмов.

При рассмотрении базового треугольника (рис. 1.12) видно, что межосевое расстояние L

$$L = \frac{r}{\sin \beta_n} = \frac{r}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad (1.1)$$

где L - расстояние между осями мальтийского креста и эксцентрика;

r - радиус эксцентрика;

Z - число лопастей мальтийского креста;

β_n - половина угла деления мальтийского креста.

Однако этой формулы недостаточно, чтобы безошибочно выбрать межосевое расстояние. Многое зависит от типа мальтийского креста и размеров пальца эксцентрика. Так, для мальтийского креста со сквозными шлицами минимальное межосевое расстояние будет зависеть от диаметра пальца и диаметра вала креста.

В этом случае (рис. 1.13)

$$L_{\min} = r + \frac{D_B + d_n}{2}, \quad (1.2)$$

где D_B - диаметр вала креста;

d_n - диаметр пальца эксцентрика.

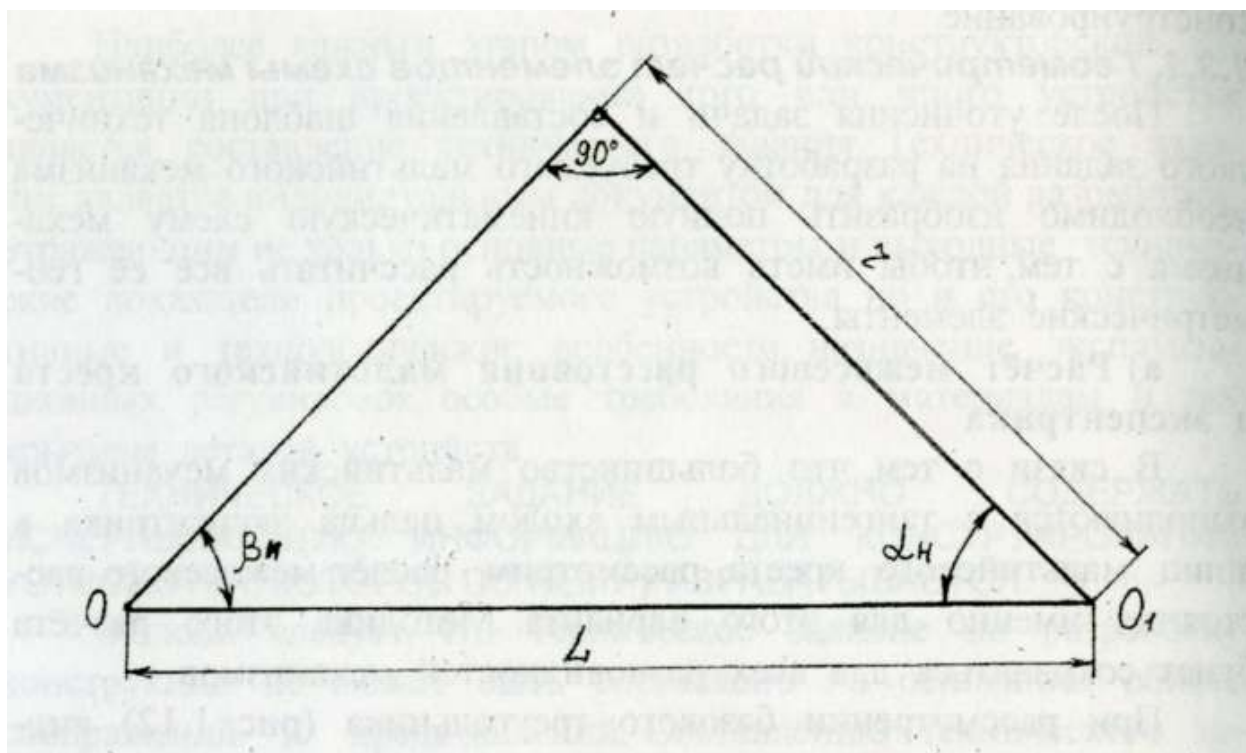


Рис. 1.12. Базовый треугольник

Отсюда

$$r = L_{\min} - \frac{D_B + d_{\Pi}}{2} \quad (1.3)$$

Если в формулу (1.1) подставить вместо r полученное выражение, то после преобразований получим

$$L_{\min} = \frac{D_B + d_{\Pi}}{2 \left(1 - \sin \frac{180^\circ}{Z} \right)} \quad (1.4)$$

В последнее время в кинопроекторной аппаратуре применяется всё чаще мальтийский крест с торцевыми шлицами, изготовленными на проход попарно. В этом случае (рис. 1.14) минимальное межосевое расстояние ограничивается участком шлица, в котором палец может находиться надёжно и не возникнет опасности его выскакивания.

На рисунке буквой ℓ обозначено расстояние от оси креста до ближайшего положения оси пальца, ограниченного остриями при пересечении стенок шлицов креста.

Так как ℓ - это высота равнобедренного треугольника, образованного осью креста (вершина и ширина шлица), равной

диаметру пальца (основание треугольника), то

$$\ell = \frac{d_{\text{п}}}{2 \operatorname{tg} \varphi}, \quad (1.5)$$

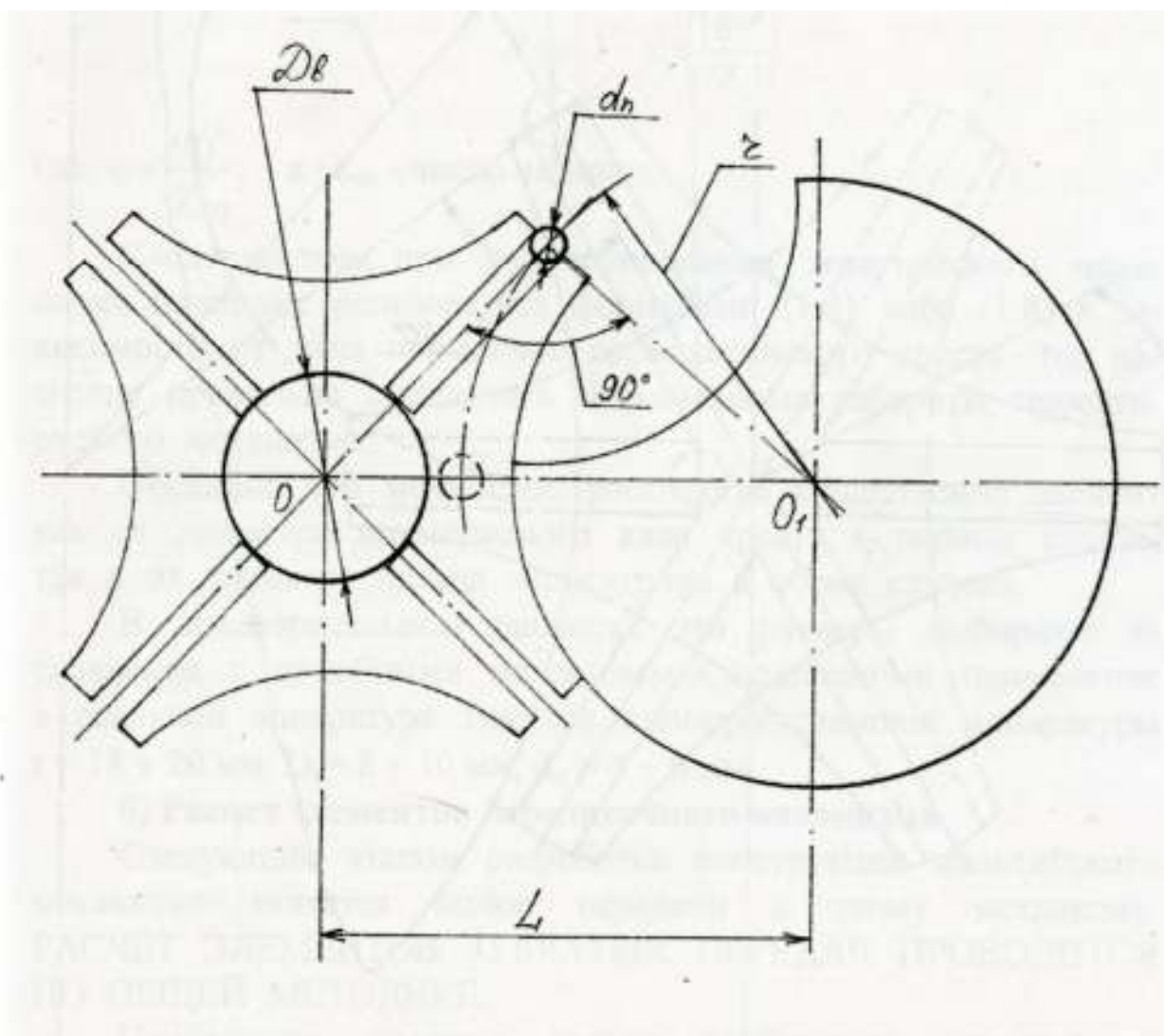


Рис. 1.13. Траектория движения пальца эксцентрика и мальтийского креста со сквозными шлицами

где φ - половина угла при вершине этого треугольника.

Из рис. 1.14 видно, что для такого варианта мальтийского механизма

$$r = L_{\min} - \ell \quad (1.6)$$

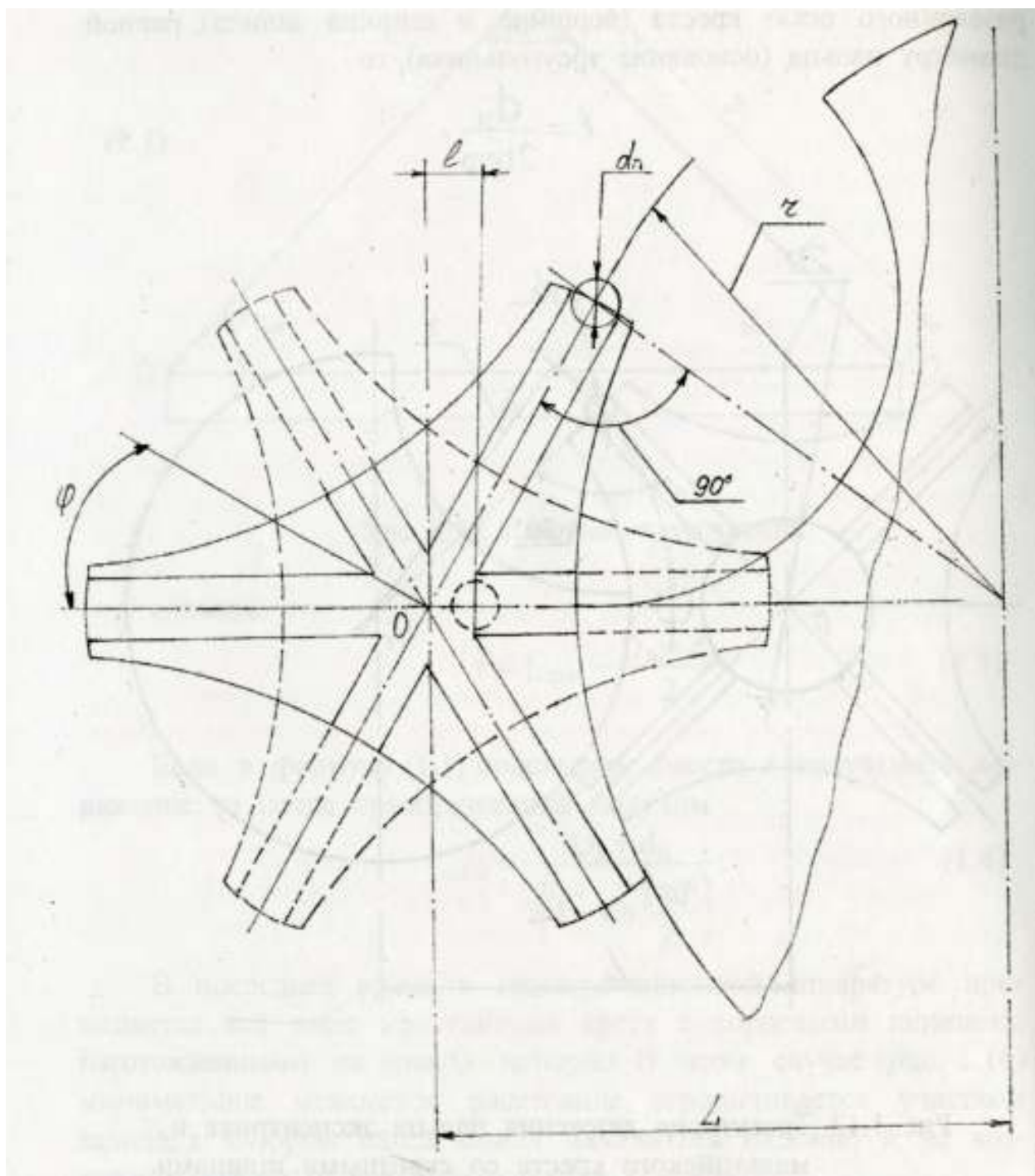


Рис. 1.14. Траектория движения пальца эксцентрика и мальтийского креста с торцевыми шлицами

Подставив выражение (1.5) и (1.6) в формулу (1.1), получим

$$L_{\min} = \frac{L - \frac{d_{\pi}}{2 \operatorname{tg} \varphi}}{\sin \frac{180^{\circ}}{Z}} \quad (1.7)$$

Или после ряда преобразований

$$L_{\min} = \frac{d_{\pi}}{2 \operatorname{tg} \varphi \left(1 - \sin \frac{180^{\circ}}{Z} \right)} \quad (1.8)$$

где $\varphi = \frac{90^{\circ}}{Z_{\text{ш}}}$, а $Z_{\text{ш}}$ - число шлицов.

Следовательно, при конструировании мальтийского механизма надлежит пользоваться формулами (1.4) либо (1.8) в зависимости от типа применяемого мальтийского креста. Это позволит правильно определить минимальные габариты проектируемого механизма.

Очевидно, что межосевое расстояние существенно зависит как от диаметра применяемого вала креста в первом случае, так и от диаметра пальца эксцентрика в обоих случаях.

В предварительном наброске эти размеры выбирают из сравнения с подобными механизмами, нашедшими применение в реальной аппаратуре. Так, для кинопроекторной аппаратуры $r = 18 \div 20$ мм, $D_{\text{в}} = 8 \div 10$ мм, $d_{\pi} = 4 \div 6$ мм.

б) Расчет элементов передаточного механизма

Следующим этапом разработки конструкции мальтийского механизма является выбор передачи к этому механизму. РАСЧЁТ ЭЛЕМЕНТОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРОВОДИТСЯ ПО ОБЩЕЙ МЕТОДИКЕ.

Необходимо отметить только особенность мальтийских механизмов, обеспечивающих совмещение кадра с кадровым окном при помощи поворота механизма вокруг оси креста. Такой мальтийский механизм должен иметь передачу к эксцентрику через промежуточное зубчатое колесо, соосное с мальтийским крестом. Следовательно, эта пара (ведомая шестерня и промежуточная) должна рассчитываться и строиться по определённому ранее межосевому расстоянию.

К минимальному межосевому расстоянию более критичны мальтийские механизмы с малым числом лопастей (особенно 3-х лопастные). В других случаях этот размер, чаще всего, определяется из конструктивных соображений. Тем более, что с точки зрения точности работы механизма желательно увеличение диаметра фиксирующей шайбы, а, как следствие, и межосевого расстояния. Таким образом, окончательный выбор этого геометрического показателя требует сложного компромиссного подхода и не имеет конкретных численных рекомендаций.

1.3.2. Составление развернутого технического задания

На основании определённых ранее технических требований на разрабатываемый узел (см. п. 1.1) и геометрического расчёта элементов схемы механизма составляется развёрнутое техническое задание, включающее все необходимые данные для проектирования узла.

Техническое задание является основным документом при проектировании, поэтому каждый пункт его должен быть предварительно серьёзно обоснован. Ниже приводится расширенный пример технического задания, отдельные пункты которого могут быть опущены в каждом конкретном случае.

К эскизному проектированию узла следует приступить только после согласования технического задания с руководителем проекта.

МИНИСТЕРСТВО КУЛЬТУРЫ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
**«САНКТ - ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ КИНО И ТЕЛЕВИДЕНИЯ»**

Факультет мультимедиа аппаратуры

Кафедра киновидеоаппаратуры

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

«Проектирование конструкции мальтийского механизма»

Шифр: СПбГУКиТ КП 32 00 00 ТЗ

Санкт-Петербург
2011

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

1. Цель и назначение разработки

Целью разработки является мальтийский механизм, предназначенный для стационарного 35-мм кинопроекторного аппарата, выпускаемого мелкими сериями, эксплуатируемого в условиях двухсменной работы.

2. Источники разработки

2.1. Задание на разработку курсового проекта, утвержденное руководителем.

3. Технические требования

3.1. Требования к конструкции

3.1.1 Конструкция мальтийского механизма должна обеспечивать удобство сборки и регулировки.

3.1.2. Габаритные размеры должны быть не более:

длина

ширина

высота

3.1.3. Масса мальтийского механизма должна быть не более

.....

3.2. Показатели назначения

3.2.1. Формат киноленты по ГОСТ

3.2.2. Шаг кадра

3.2.3. Коэффициент рациональности не менее

3.2.4. Точность работы механизма не хуже

3.2.5. Привод к механизму осуществляется от

3.2.6. Условия смазки (централизованная под давлением, картерная, местная капельная, самосмазывающиеся материалы, твердая, консистентная)

3.2.7. Число лопастей креста

3.2.8. Число зубьев зубчатого барабана

3.2.9. Число венцов зубчатого барабана

3.2.10. Количество пальцев эксцентрика

3.2.11. Размер пальца эксцентрика

- 3.2.12. Угол перекрытия эксцентрика
- 3.2.13. Конструктивные особенности узла эксцентрика (вал с фиксирующей шайбой сборный, цельный, палец консольный, с дополнительной опорой, в подшипниках)
- 3.2.14. Зубчатый барабан на валу креста с передачей от вала креста к валу барабана
- 3.2.15. Регулировка положения скачкового барабана вдоль оси креста обеспечивается
- 3.2.16. Взаимное расположение опор креста, шайбы, дополнительных передач
- 3.2.17. Тип механизма совмещения кадра с кадровым окном:
- 3.2.18. Тип синфазизирующего механизма (с раскрытием его особенностей)
- 3.2.19. Регулировка сопряжения крест - фиксирующая шайба
- 3.2.20. Регулировка характера входа пальца эксцентрика в шлиц креста
- 3.2.21. Регулировка сопряжения мальтийского механизма с передаточным механизмом
- 3.2.22. Особенности крепления механизма в корпусе аппарата с учётом ремонтоспособности узла
- 3.3. Требования к надёжности
- 3.3.1. Нарботка на отказ должна составлять не менее час.
- 3.4. Требования к технологичности
- 3.4.1. Конструкция мальтийского механизма должна быть технологичной, обеспечивать возможность изготовления деталей с использованием современных, прогрессивных методов технологии.
- 3.5. Требования к уровню унификации и стандартизации

Всего листов

Лист

3.5.1. В конструкции опытного образца должны быть использованы отдельные узлы и детали из серийно выпускаемой продукции аналогичного назначения, не снижающие качественных показателей, технологичности, требований техники безопасности, эстетических и эргономических показателей.

3.5.2. Показатель уровня унификации и стандартизации должен быть не ниже %.

Особые требования: материал креста, материал пальца, материал фиксирующей шайбы, материал опор основных деталей и тип подшипников, расположение маховика и т.п.

Примечание. Отдельные пункты технического задания могут уточняться в процессе проектирования по согласованию с руководителем.

Дата

Составлено

студент

Согласовано

руководитель

Уточнения к техническому заданию

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.

Внесены

Согласовано

2. Эскизное проектирование и расчёт мальтийских механизмов

2.1. Эскизное проектирование

Эскизное проектирование представляет собой основной этап конструирования узла, в процессе которого элементы схемы приобретают формы отдельных деталей. В процессе эскизного проектирования определяются все размеры деталей мальтийского механизма, проводятся все силовые расчёты, уточняются размеры, заложенные ранее в схему, с целью обеспечения надлежащей прочности основных несущих деталей.

Во время эскизного проектирования могут уточняться и изменяться отдельные пункты технического задания с обязательным согласованием с руководителем проекта.

Выходным документом эскизного проектирования является чертёж общего вида узла со всеми необходимыми размерами и сечениями его, уточняющими форму и особенности сопряжения деталей узла. Этот чертёж должен содержать полную информацию для выполнения рабочих чертежей каждой детали, входящей в узел.

На чертеже общего вида конструктор проставляет важные и ответственные размеры отдельных деталей и сопряжений с тем, чтобы при детализовке не допустить ошибок в размерах деталей узла.

2.1.1. Определение коэффициента рациональности мальтийского механизма

Коэффициент рациональности мальтийского механизма - отношение времени покоя киноленты $t_{\text{п}}$ к периоду работы механизма T

$$\eta = \frac{t_{\text{п}}}{T} = \frac{T - t_{\text{д}}}{T} \quad (2.1)$$

или

$$\eta = \frac{360^\circ - 2\alpha_{\text{н}}}{360^\circ} = 1 - \frac{\alpha_{\text{н}}}{180^\circ} \quad (2.2)$$

Коэффициент рациональности мальтийского механизма можно определить и через углы базового треугольника:

$$\eta = \frac{2\beta_n + 2\gamma}{360^\circ} = \frac{\frac{360^\circ}{Z} + 2\gamma}{360^\circ} = \frac{1}{Z} + \frac{\gamma}{180^\circ} \quad (2.3)$$

Для мальтийских механизмов с двумя пальцами эксцентрика, как показано на рис. 2.1,

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{t_n}{T} = \frac{T - t_d}{T} = \frac{\varphi - 2\alpha_n}{\varphi} = \frac{\varphi - (360^\circ - 2\beta_n - 2\gamma)}{\varphi} = \\ &= 1 - \frac{360^\circ}{\varphi} + \frac{360^\circ}{Z \cdot \varphi} + \frac{2\gamma}{\varphi}, \end{aligned} \quad (2.4)$$

где $\varphi = 180^\circ$ для двухпальцевых механизмов.

Для мальтийских механизмов с трёхлопастным крестом $\eta = 0,83$; с четырёхлопастным - $\eta = 0,75$; с шестилопастным - $\eta = 0,66$; с восьмилопастным - $\eta = 0,62$, с четырёхлопастным крестом и двумя пальцами эксцентрика - $\eta = 0,5$.

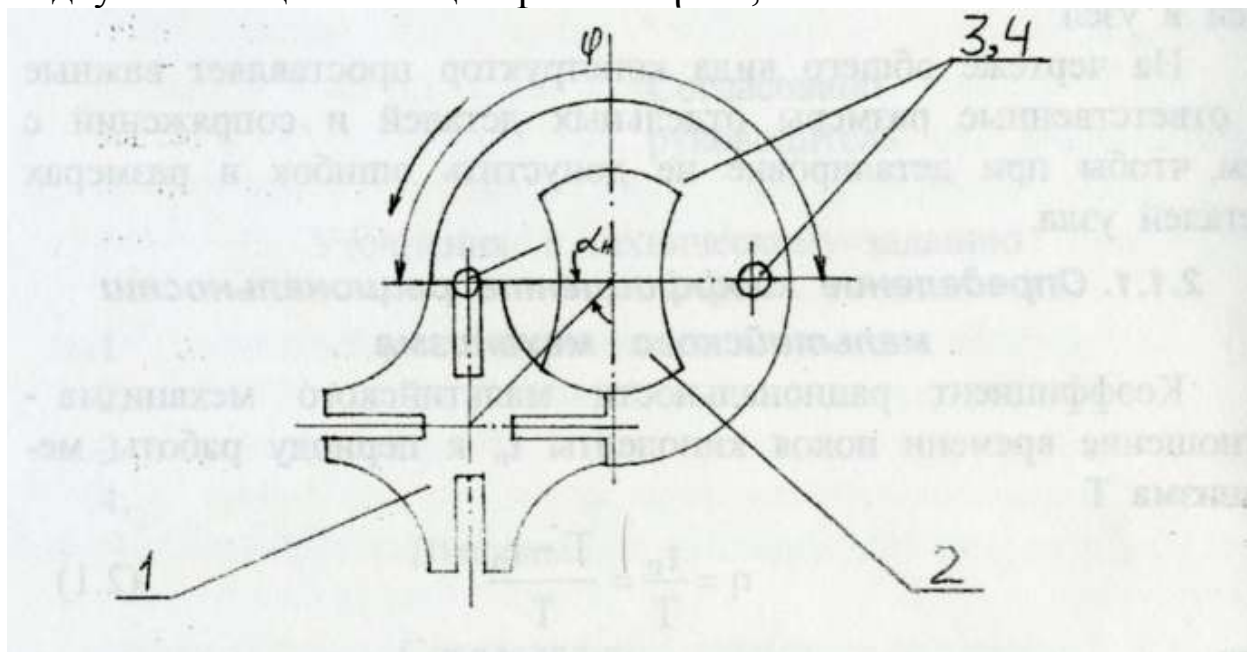


Рис. 2.1. Мальтийский механизм с четырёхлопастным крестом и двумя пальцами эксцентрика:

1 – мальтийский крест; 2 – фиксирующая шайба; 3,4 – пальцы эксцентрика

2.2. Кинематический и динамический расчёт мальтийского механизма

2.2.1. Кинематические характеристики мальтийского механизма

Кинематическими характеристиками мальтийского механизма являются зависимости пути S , скорости V и ускорения a от времени или угла поворота эксцентрика. На рис. 2.2 показан базовый треугольник мальтийского механизма, у которого O – центр пальца эксцентрика; O_1 – центр мальтийского креста; O_2 – центр эксцентрика. Угол α_n – половина рабочего угла механизма; угол β_n – половина угла деления креста; угол γ – угол входа пальца эксцентрика в шлиц мальтийского креста.

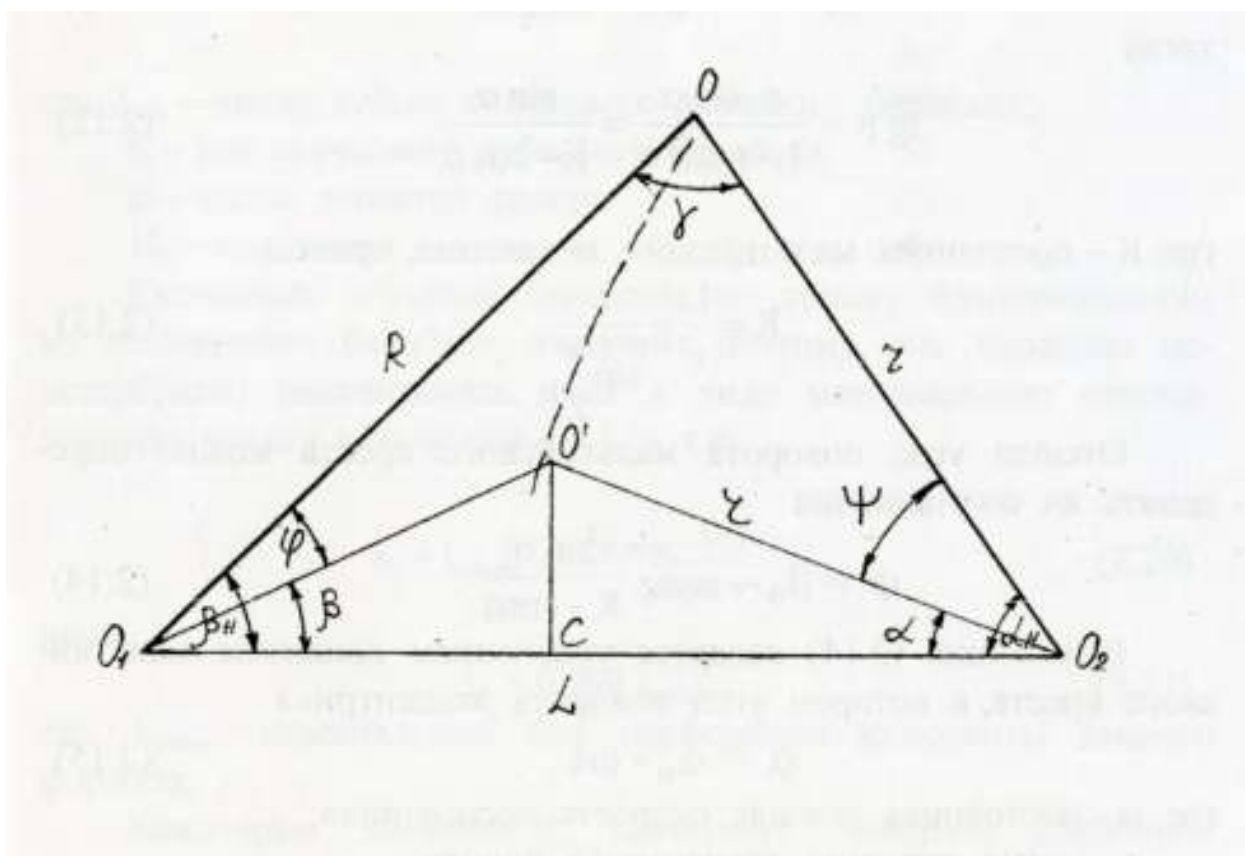


Рис. 2.2. Базовый треугольник мальтийского механизма

Если эксцентрик повернётся на угол $\psi = \alpha_n - \alpha$, то мальтийский крест повернётся на угол

$$\varphi = \beta_n - \beta, \quad (2.5)$$

где φ - угол поворота мальтийского креста.

Значения углов β_n , α_n и γ известны из литературы [1]:

$$\beta_n = \pi / z; \quad (2.6)$$

$$\alpha_n = \pi - \gamma - \beta_n; \quad (2.7)$$

$$\gamma = \pi/2, \quad (2.8)$$

где z – число лопастей креста.

Из треугольника $O_1O'C$ (рис. 2.2)

$$\operatorname{tg} \beta = O'C / O_1C, \quad (2.9)$$

из треугольника $CO'O_2$

$$O'C = r \cdot \sin \alpha, \quad (2.10)$$

$$O_1C = O_1O_2 - CO_2 = L - r \cdot \cos \alpha, \quad (2.11)$$

тогда

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{r \cdot \sin \alpha}{L - r \cos \alpha} = \frac{\sin \alpha}{K - \cos \alpha}, \quad (2.12)$$

где K – постоянная мальтийского механизма, причём

$$K = \frac{L}{r} = \frac{1}{\sin \frac{\pi}{z}}. \quad (2.13)$$

Отсюда угол поворота мальтийского креста можно определить из соотношения

$$\varphi = \beta_n - \operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha}{K - \cos \alpha}. \quad (2.14)$$

Выражение (2.14) является уравнением движения мальтийского креста, в котором угол поворота эксцентрика

$$\alpha = \alpha_n - \omega t, \quad (2.15)$$

где ω - постоянная угловая скорость эксцентрика;

t – время поворота эксцентрика, причём

$$\omega = 2\pi\nu, \quad (2.16)$$

где ν - частота смены кадров, так как число оборотов эксцен-

трика в секунду равно частоте кадров.

Если обозначить радиус делительной окружности скачкового зубчатого барабана R_d , а угол поворота мальтийского креста, который выражен в радианах - φ , то уравнение пути киноленты будет выглядеть

$$S = R_d \varphi. \quad (2.17)$$

Или, используя выражение (2.14),

$$S = R_d (\beta_H - \arctg \frac{\sin \alpha}{K - \cos \alpha}). \quad (2.18)$$

Радиус делительной окружности скачкового барабана определяется из соотношения

$$R_d = \frac{Z_{з.б.} \cdot t_6}{2\pi} = \frac{ZH_k}{2\pi}, \quad (2.19)$$

где $Z_{з.б.}$ – число зубьев скачкового зубчатого барабана;

t_6 – шаг скачкового зубчатого барабана;

Z – число лопастей креста;

H_k – шаг кадра.

Скачковые зубчатые барабаны по своему функциональному назначению барабаны **тянущие**, поэтому шаг барабана целесообразно рассчитывать, имея в виду минимальную относительную усадку киноленты – 0,1 %, т.е.

$$t_6 = t_{п.ном.} - \frac{t_{п.ном.} \cdot 0,1}{100} \quad (2.20)$$

или

$$t_6 = 0,999 t_{п.ном.}, \quad (2.21)$$

где $t_{п.ном.}$ – номинальный шаг перфорации киноленты данного формата.

Некоторые значения R_d скачковых зубчатых барабанов приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Формат киноленты	H_k , мм	Число лопастей креста	Число зубьев скачкового барабана	$t_{б.тян.}$, мм	R_d , мм
70 – мм	23,75	4	20	4,745	15,12
70 – мм	47,5	4	40	4,745	30,24
35 – мм	19	4	16	4,745	12,1
32 (2 × 16) 16 мм	7,62	8	8	7,612	9,72

Для построения графической зависимости $S = f(\alpha)$ значения угла α задаются через $5 - 10^\circ$.

Промежуточные вычисления и результаты расчёта можно свести в табл. 2.2.

Таблица 2.2

N	α^0	$\sin \alpha$	$\cos \alpha$	$K - \cos \alpha$	$\frac{\sin \alpha}{K - \cos \alpha}$	$\varphi = \beta_n - \arctg \frac{\sin \alpha}{K - \cos \alpha}$	$S = R_d \varphi$

По полученным данным можно построить график $S = f(\alpha)$. При расчёте этой зависимости следует иметь в виду, что значения углов α задаются в пределах рабочего угла механизма, при этом максимальное значение пути киноленты равно шагу кадра.

Уравнение скорости киноленты получается дифференцированием по переменной t уравнения (2.18) и имеет вид

$$V = 2\pi\nu R_d \left(\frac{K \cdot \cos \alpha - 1}{K^2 - 2K \cos \alpha + 1} \right), \quad (2.22)$$

где ν - частота смены кадров.

Остальные величины известны.

Максимальную скорость кинолента имеет при $\alpha = 0$, т.е. при $\alpha_n = \omega t$ (палец на линии центров O_1O_2 – рис. 2.2).

Подставив это значение α в уравнение (2.22), получим

$$V_{\max} = \frac{2\pi\nu R_d}{K - 1} = \frac{ZH_k \nu}{K - 1}. \quad (2.23)$$

Результаты расчётов значений скорости следует свести в таблицу 2.3.

Таблица 2.3

N	α^0	$\cos \alpha$	$K \cos \alpha$	$K \cos \alpha - 1$	$2K \cos \alpha$	$K^2 - 2K \cos \alpha$	$\frac{K \cdot \cos \alpha - 1}{K^2 - 2K \cos \alpha + 1}$	V

Численное значение множителя $2\pi v R_d$ определяется предварительно и остаётся постоянным. По полученным данным можно построить график зависимости $V = f(\alpha)$.

Аналогично уравнение ускорения киноленты имеет вид

$$a = 4\pi^2 v^2 R_d \left[\frac{(K^2 - 1) \cdot K \cdot \sin \alpha}{(K^2 - 2K \cos \alpha + 1)^2} \right]. \quad (2.24)$$

Определив постоянное значение множителя $4\pi^2 v^2 R_d$ и задаваясь значениями угла α , можно рассчитать зависимость $a = f(\alpha)$. Промежуточные расчёты целесообразно свести в табл. 2.4.

Таблица 2.4

N	α^0	$\sin \alpha$	$(K^2 - 1) K \sin \alpha$	$\cos \alpha$	$K^2 - 2K \cos \alpha + 1$	$(K^2 - 2K \cos \alpha + 1)^2$	$\frac{(K^2 - 1) \cdot K \cdot \sin \alpha}{(K^2 - 2K \cos \alpha + 1)^2}$	a

Исследовав функцию (2.24) на максимум и минимум, можно определить значение угла α' , при котором ускорение достигает максимальной величины. Значение угла α' можно вычислить из соотношения

$$\alpha' = \arccos \frac{\pm \sqrt{K^4 + 34K^2 + 1} - (K^2 + 1)}{4K}. \quad (2.25)$$

В табл. 2.5 приведены значения угла α' для мальтийских механизмов с различным числом лопастей мальтийского креста.

Таблица 2.5

Z_k	K	α'^0
3	1,15	$5^022'$
4	1,41	$11^030'$
6	2	$22^053'$
8	2,61	$31^044'$

Чтобы определить величину начального a_n и конечного a_k ускорений киноленты, следует учесть следующие факторы. В момент входа пальца в шлиц креста угол $\varphi = 0$, поэтому $\alpha = \alpha_n$ и начальное ускорение согласно формуле (2.24) равно

$$a_n = 4\pi^2 v^2 R_d \left[\frac{(K^2 - 1) \cdot K \cdot \sin \alpha_n}{(K^2 - 2K \cos \alpha_n + 1)^2} \right]. \quad (2.26)$$

Подставляя сюда значения α_n из выражения (2.7) и K из выражения (2.13), получим после преобразований:

$$a_n = 4\pi^2 v^2 R_d \operatorname{tg} \frac{\pi}{Z}. \quad (2.27)$$

Так как кривая ускорений симметрична, то $\alpha_n = -\alpha_k$.

На рис. 2.3 и 2.4 приведены кинематические характеристики мальтийских механизмов с различным числом лопастей мальтийского креста для $H_k = 19$ мм.

Для кинематографа высокого качества (КВК) частота кадров должна быть повышена до величины, превышающей критическую частоту мельканий (48 кадр/с). Это улучшает качество изображения (за счёт устранения мельканий, дробления изображения, стробоскопического эффекта) [4].

Увеличение частоты проекции в 2,5 раза до 60 кадр/с, в свою очередь, вызывает увеличение ускорений, а следовательно и усилий, действующих на киноленту и звенья мальтийского механизма более, чем в 6 раз. Поэтому «обычный» мальтийский механизм для КВК не может быть применим.

В существующих конструкциях кинопроекторных аппаратов для КВК используется двухпальцевый мальтийский механизм с четырёхлопастным крестом. Кинематические и динамические характеристики такого механизма могут быть определе-

ны по изложенной выше методике.

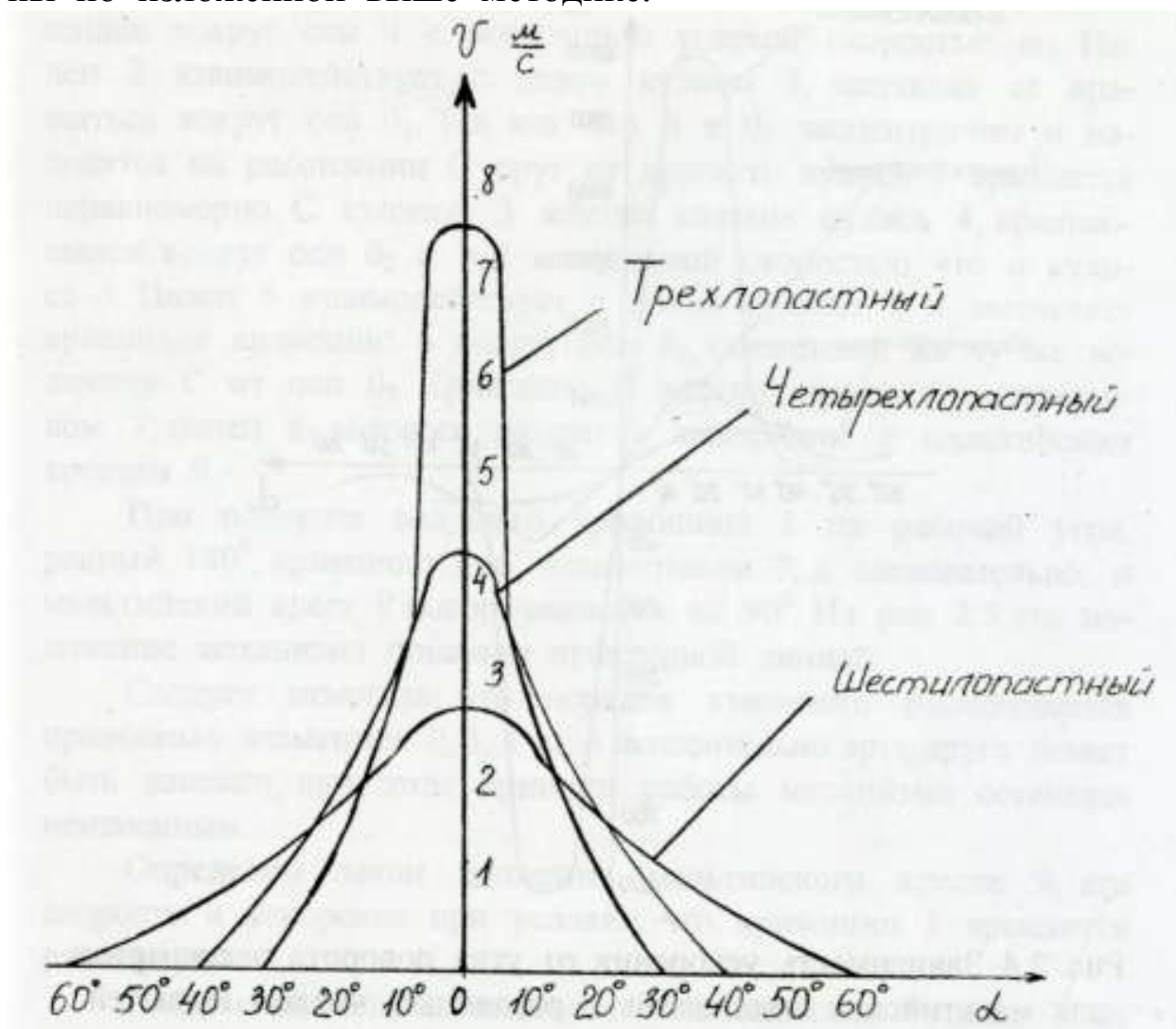


Рис. 2.3. Зависимость скорости от угла поворота эксцентрика для мальтийских механизмов с различным числом лопастей креста при $v = 24$ кадр/с и $H_K = 19$ мм

При этом число оборотов эксцентрика в секунду равно

$$n = \frac{v}{2}, \quad (2.28)$$

где v - частота кадров.

Тогда постоянная угловая скорость эксцентрика будет

$$\omega = 2\pi n = \pi v. \quad (2.29)$$

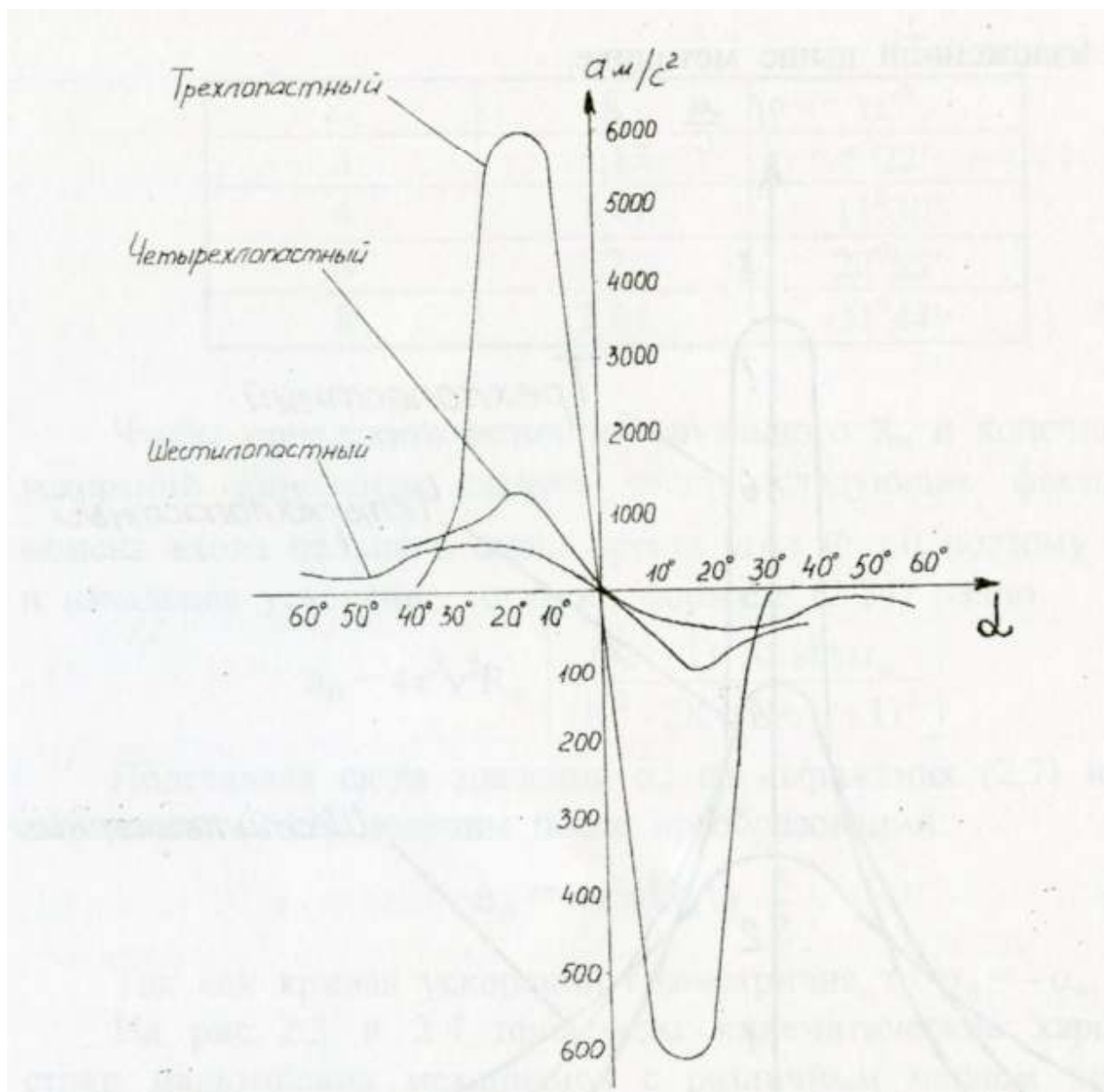


Рис. 2.4. Зависимость ускорения от угла поворота эксцентрика для мальтийских механизмов с различным числом лопастей креста при $v = 24$ кадр/с и $H_K = 19$ мм

Одним из недостатков такого механизма является то, что при использовании двухпальцевого эксцентрика возникают погрешности установки пальцев относительно друг друга и шлицов мальтийского креста, что влияет на точность работы и уровень акустического шума мальтийского механизма.

Поэтому несомненный интерес представляет двухкулисный мальтийский механизм с четырёхлопастным крестом и однопальцевым эксцентриком [5].

Принципиальная схема двухкулисного мальтийского механизма показана на рис. 2.5,а.

Здесь ведущим элементом служит кривошип 1, вращающийся вокруг оси 0 с постоянной угловой скоростью ω_1 . Палец 2 взаимодействует с пазом кулисы 3, заставляя её вращаться вокруг оси 0₂. Так как оси 0 и 0₂ эксцентричны и находятся на расстоянии С друг от друга, то кулиса 3 вращается неравномерно. С кулисой 3 жёстко связана кулиса 4, вращающаяся вокруг оси 0₂ с той же угловой скоростью, что и кулиса 3. Палец 5 взаимодействует с пазом кулисы 4 и заставляет вращаться кривошип 6 вокруг оси 0₃, смещённой на ту же величину С от оси 0₂. Кривошип 6 жёстко связан с эксцентриком 7, палец 8 которого входит в зацепление с мальтийским крестом 9.

При повороте ведущего кривошипа 1 на рабочий угол, равный 180° , кривошип 6 с эксцентриком 7, а следовательно, и мальтийский крест 9 поворачиваются на 90° . На рис. 2.5 это положение механизма показано пунктирной линией.

Следует отметить, что порядок взаимного расположения приводных элементов 1, 3, 4 и 6 относительно друг друга может быть изменён, при этом принцип работы механизма останется неизменным.

Определим закон движения мальтийского креста 9, его скорость и ускорение при условии, что кривошип 1 вращается равномерно.

Найдём сначала зависимость угла поворота кулисы 3 от угла поворота ведущего кривошипа 1. Если кривошип 1 повернётся на некоторый угол $\alpha = \omega_1 t$, где t – время поворота, кулиса 3 повернётся при этом на некоторый угол φ (рис. 2.5,б).

Из треугольников OO_2K и ONK имеем

$$\varphi = \arctg \frac{\sin \alpha}{K_0 + \cos \alpha}. \quad (2.30)$$

где $K_0 = \frac{C}{r_0}$ – постоянная первой кулисной системы;

C – расстояние между осями вращения O и O_2 ;

r_0 – радиус ведущего кривошипа.

Это и есть закон движения кулисы 3, а тем самым и ку-

лисы 4.

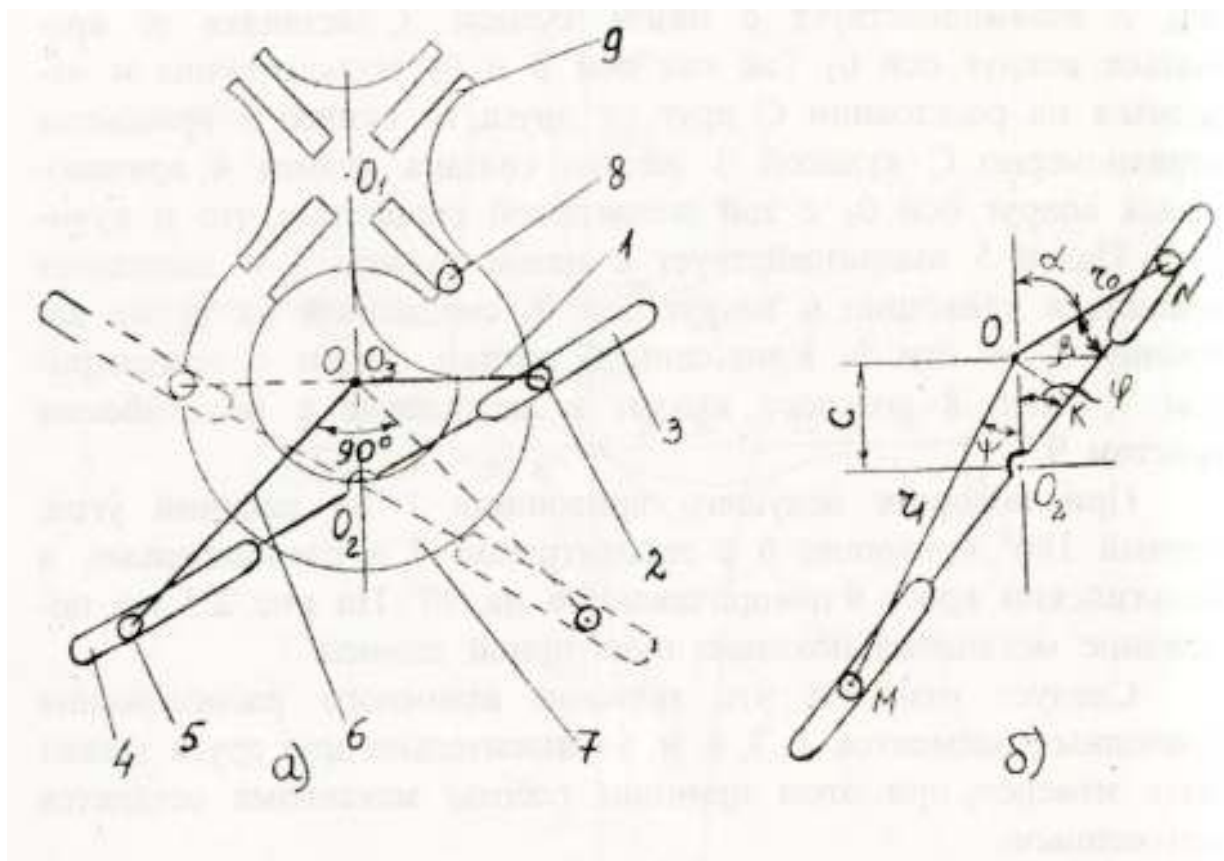


Рис. 2.5. Принципиальная схема двухкулисного мальтийского механизма:

1,6 – кривошипы; 2,5,8 – пальцы; 3,4 – кулисы; 7 – эксцентрик;
9 – мальтийский крест

При повороте кулисы 3 на угол φ , кривошип 6 вместе с эксцентриком 7 повернется на некоторый угол ψ .

Проведя аналогичный анализ, получим формулу для определения угла ψ :

$$\psi = \varphi - \arctg \frac{K_1 \sin \varphi}{\sqrt{1 - K_1^2 \sin^2 \varphi}}, \quad (2.31)$$

где $K_1 = \frac{C}{r_1}$ - постоянная второй кулисной системы;

r_0 – радиус кривошипа, жёстко связанного с эксцентриком.

Расстояние C зависит от радиусов кривошипов 1, 6 и определяется равенством

$$C = \frac{r_0 r_1 \frac{\sqrt{2}}{2}}{r_0 + r_1 \frac{\sqrt{2}}{2}} \quad (2.32)$$

Угловые скорости кулис 2 и 4, а также кривошипа 6 с эксцентриком 7, определяются производными выражений (2.30) и (2.31):

$$\varphi' = - \frac{1 + K_0 \sin \alpha}{K_0^2 + 2K_0 \sin \alpha + 1} \cdot \alpha', \quad (2.33)$$

$$\psi' = \left[1 - \frac{K_1 \cos}{\sqrt{1 - K_1^2 \sin^2}} \right] \varphi', \quad (2.34)$$

где $\alpha' = 2\pi v$ - угловая скорость ведущего кривошипа;
 v - частота кинопроекции.

Для определения угловых ускорений кулисы 4 и эксцентрика 7 необходимо продифференцировать ещё раз выражения (2.33) и (2.34). После соответствующих преобразований получится

$$\varphi'' = \frac{K_0(1 - K_0^2) \cos \alpha}{(K_0^2 + 2K_0 \sin \alpha + 1)^2} \cdot 4\pi^2 v^2; \quad (2.35)$$

$$\psi'' = \frac{K_1(1 - K_1^2) \sin \varphi}{(1 - K_1^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} (\varphi')^2 + \left[1 - \frac{K_1 \cos}{\sqrt{1 - K_1^2 \sin^2}} \right] \varphi''. \quad (2.36)$$

Если теперь связать вращение эксцентрика с мальтийским крестом, то можно получить кинематические характеристики (закон движения γ , угловые скорость ω_k и ускорение ε_k) скачкового барабана:

$$\gamma = \frac{\pi}{4} - \arctg \frac{\sin \psi}{K - \cos \psi}; \quad (2.37)$$

$$\omega_k = - \frac{K \cos \psi - 1}{K^2 - 2K \cos \psi + 1} \cdot \psi'; \quad (2.38)$$

$$\varepsilon_k = \frac{K(K^2 - 1) \sin \psi}{(K^2 - 2K \cos \psi + 1)^2} (\psi')^2 - \frac{K \cos \psi - 1}{K^2 - 2K \cos \psi + 1} \psi', \quad (2.39)$$

где K – постоянная мальтийского механизма.

Тогда линейное ускорение киноленты составит

$$a = R_6 \varepsilon_k, \quad (2.40)$$

где R_6 – радиус делительной окружности скачкового барабана.

На рис. 2.6 приведён график зависимости ускорения киноленты от угла поворота эксцентрика для частоты проекции $\nu = 60$ кадр/с (число лопастей креста $Z = 4$, шаг кадра $H_k = 19$ мм, $C = 8$ мм, $C = 20$ мм).

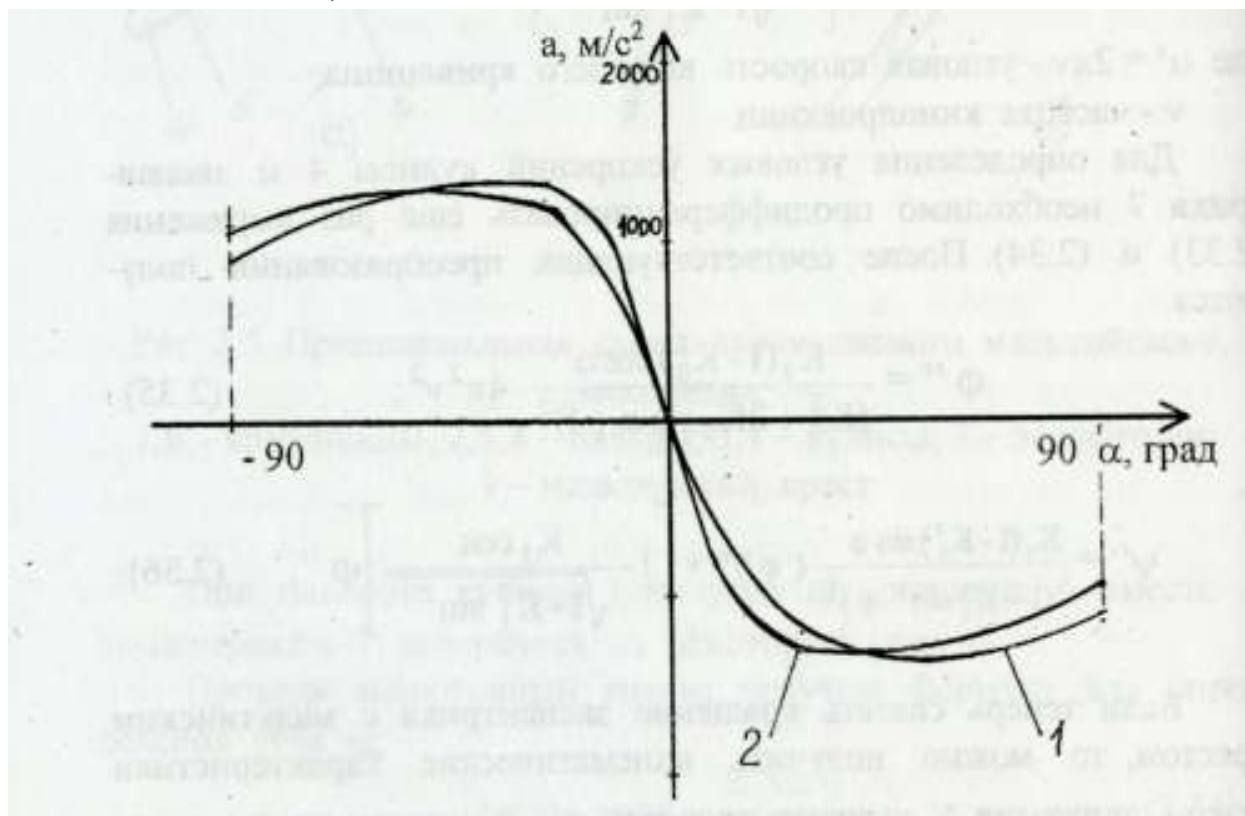


Рис. 2.6. Зависимость ускорения киноленты от угла поворота эксцентрика в двухкулисном мальтийском механизме при $\nu = 60$ кадр/с, $Z = 4$, $H_k = 19$ мм, $C = 8$ мм (1) и 20 мм (2)

Все расчёты рекомендуется проводить с использованием средств вычислительной техники. Наиболее удобными, в данном случае, являются программы типа Mathcad и Excel для персонального компьютера. Пример программы для вычисления моментов инерции мальтийского механизма представлен в приложении.

2.2.2. Динамические характеристики мальтийского механизма

В первый полупериод кинолента движется ускоренно, следовательно, мальтийский механизм должен преодолеть силу инерции прерывисто передвигаемой части киноленты $F_{\text{и}}$:

$$F_{\text{и}} = m \cdot a. \quad (2.41)$$

Определить массу прерывисто передвигаемой части киноленты можно из выражения

$$m = \ell \cdot q, \quad (2.42)$$

где ℓ - длина прерывисто передвигаемой части киноленты;
 q - вес погонного метра киноленты.

Участок киноленты, движущийся прерывисто, определяется обычно от середины свободной петли, расположенной над фильмовым каналом, до середины свободной петли киноленты после фильмового канала. Масса этого участка киноленты для данного типа аппарата принимается постоянной.

Для расчёта величины m следует помнить, что вес погонного метра 35-мм киноленты $q = 0,007$ кг/м.

В табл. 2.6 приведены значения масс прерывисто передвигаемых участков киноленты для некоторых моделей кинопроекторной аппаратуры.

Зная массу прерывисто передвигаемого участка киноленты и задаваясь значениями угла α , можно определить значение силы инерции, величина которой будет максимальной при $\alpha = \alpha'$.

Таблица 2.6

Значения масс прерывисто передвигаемых участков киноленты

Тип кинопроектора	Формат киноленты, мм	q, кг/м	ℓ , мм	m, кг
23 КПК	35	$7 \cdot 10^{-3}$	250	$1,8 \cdot 10^{-3}$
ПК, СК	35	$7 \cdot 10^{-3}$	300	$2,1 \cdot 10^{-3}$
35 КСА	35	$7 \cdot 10^{-3}$	285	$2,0 \cdot 10^{-3}$
КП 30	70	$14 \cdot 10^{-3}$	300	$4,2 \cdot 10^{-3}$
“Мео – 5X”	35	$7 \cdot 10^{-3}$	285	$2,0 \cdot 10^{-3}$

Полученные данные можно свести в таблицу и построить график изменения силы инерции транспортируемой механизмом киноленты.

Для избежания перемещения киноленты под действием сил инерции в фильмовом канале создана сила трения F_T , уравновешивающая силы инерции.

Полное усилие транспортирования киноленты T , таким образом, складывается из сил $F_{\text{и}}$ и F_T . Если приравнять $F_T = F_{\text{иmax}}$, то сила T_{max} будет равна [1]

$$T_{\text{max}} = 2 F_{\text{иmax}} \quad (2.43)$$

или

$$T_{\text{max}} = 8 \pi^2 \cdot v^2 \cdot R_d \cdot m \left[\frac{(K^2 - 1) \cdot K \cdot \sin \alpha'}{(K^2 - 2K \cos \alpha' + 1)^2} \right]. \quad (2.44)$$

(Все величины, входящие в формулу (2.44), известны по предыдущим расчётам).

Мальтийский механизм транспортирует киноленту не только за счёт зубьев скачкового зубчатого барабана, но и за счёт силы трения, возникающей между кинолентой и опорной поверхностью скачкового зубчатого барабана.

Усилие транспортирования киноленты можно, следовательно, представить в виде двух слагаемых сил: усилия T_1 , действующего на межперфорационные перемычки, и сил трения P_T между кинолентой и опорными поясками скачкового зубчатого

барабана, т.е.

$$T = T_1 + P_T. \quad (2.45)$$

Следовательно, $F_{\text{и}} + F_T = T_1 + P_T$, т.е. силы сопротивления $F_{\text{и}}$ и F_T уравниваются движущими силами T_1 и P_T .

Значит усилие, приложенное к межперфорационным пере-мычкам киноленты, будет тем меньше, чем больше сила трения между кинолентой и опорными поясками зубчатого скачкового барабана.

Расчёт всех сил, действующих на киноленту при её прерывистом передвижении мальтийским механизмом, ведут в зависимости от характера прижима киноленты к опорным пояскам скачкового зубчатого барабана.

1. Дополнительный прижим киноленты к опорным пояскам скачкового зубчатого барабана отсутствует, кинолента прижимается к опорным пояскам только благодаря её натяжению.

Силы, действующие на киноленту, для этого случая показаны на рис. 2.7

В рассматриваемом случае в торможении киноленты в фильмовом канале с целью уравнивания сил инерции участвует лишь сила трения F_T , которая определяется соотношением

$$F_T = N_1 (\mu_1 + \mu_2). \quad (2.46)$$

Сила прижима N_1 выбирается из расчёта полного уравнивания сил инерции киноленты ($F_T \geq F_{\text{иmax}}$) и равна

$$N_1 \geq \frac{m \cdot a_{\text{max}}}{\mu_1 + \mu_2}. \quad (2.47)$$

Величину силы трения P_T можно определить по формуле

$$P_T = T \left(1 - \frac{1}{\ell^{\mu_4 \beta}}\right) = [N_1 (\mu_1 + \mu_2) + ma] \left(1 - \frac{1}{\ell^{\mu_4 \beta}}\right), \quad (2.48)$$

где μ_4 – коэффициент трения между кинолентой и опорными поясками скачкового барабана.

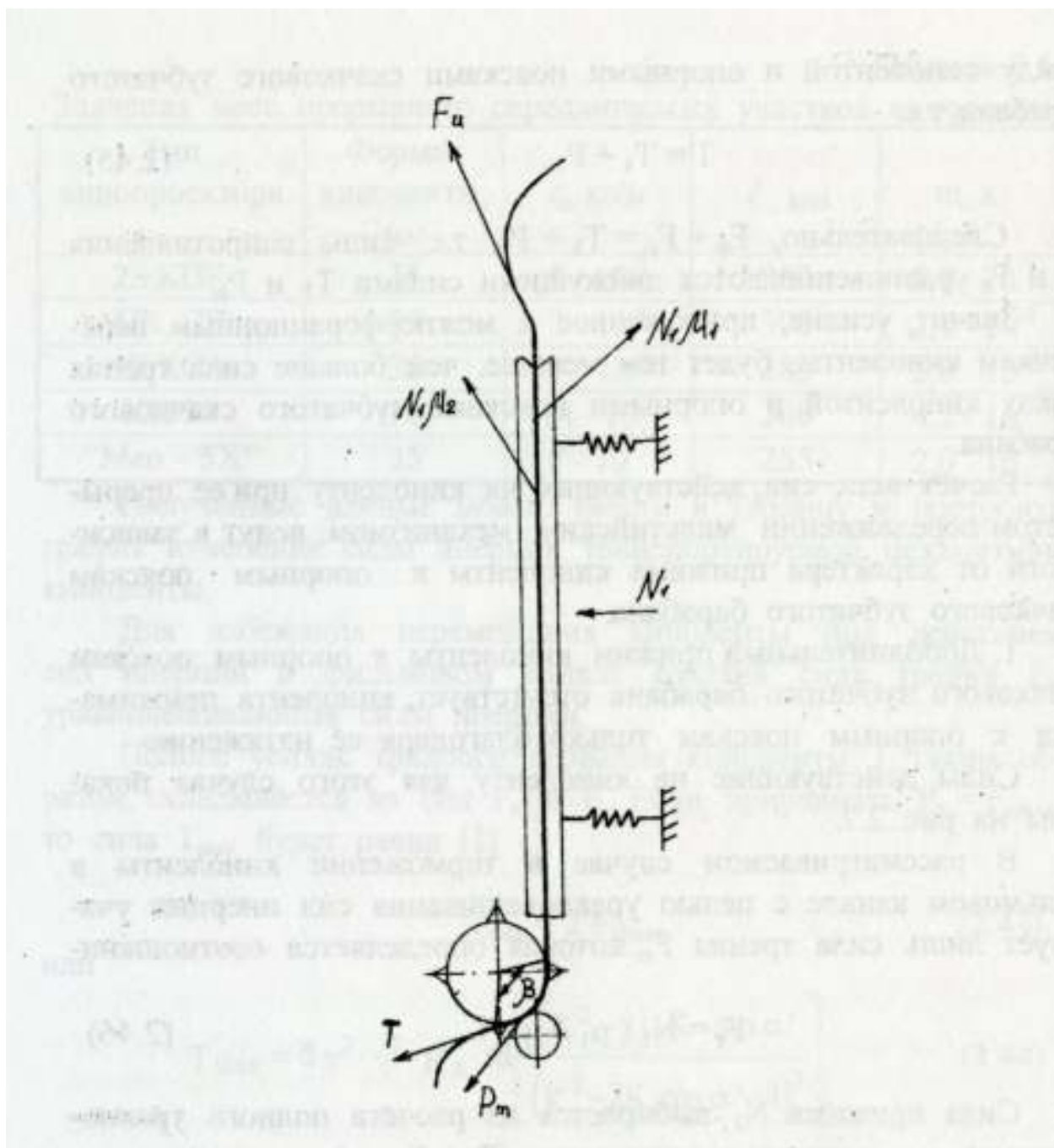


Рис. 2.7. Силы, действующие на киноленту без дополнительного прижима к скачковому барабану

На рис. 2.7 приняты следующие обозначения:

$F_{и}$ - сила инерции прерывисто передвигаемой части киноленты;

N_1 - усилие прижима киноленты в фильмовом канале;

$N_1\mu_1$ - сила трения между кинолентой и прижимными ползками фильмового канала;

$N_1\mu_2$ - сила трения между кинолентой и направляющими

фильмового канала;

μ_1 и μ_2 - соответствующие коэффициенты трения;

T_1 - усилие, приложенное к межперфорационным пере-
мычкам киноленты;

P_T - сила трения между кинолентой и опорными поясками
скачкового барабана;

β - угол охвата кинолентой скачкового зубчатого барабана.

Из уравнения равновесия сил, действующих на киноленту при её транспортировании мальтийским механизмом, можно определить усилие T_1 , действующее на межперфорационные пере-
мычки:

$$T_1 = \frac{N_1(\mu_1 + \mu_2) + ma}{\ell^{\mu_4\beta}}. \quad (2.49)$$

Максимальное значение усилия $T_{1\max}$ будет при $a = a_{\max}$.

График зависимости действующих сил от времени для этого случая представлен на рис. 2.8.

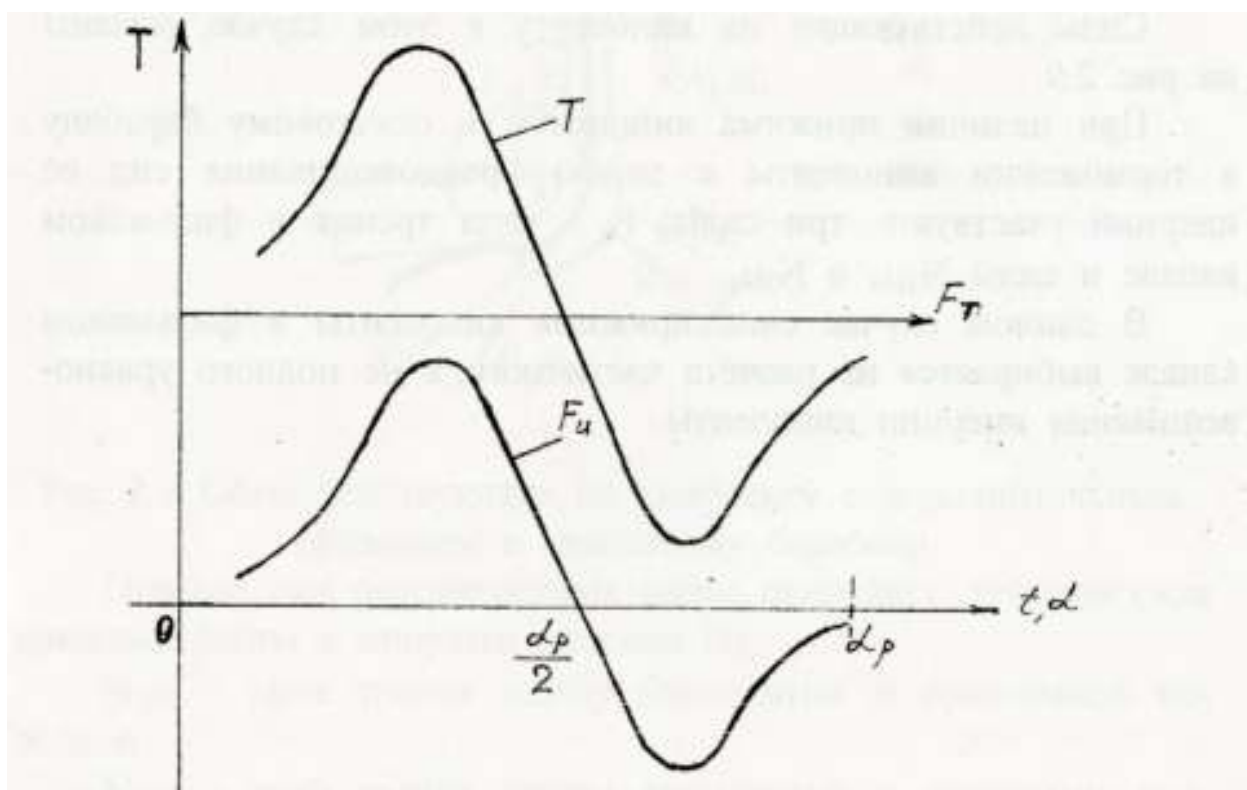


Рис. 2.8. График зависимости сил, действующих на киноленту от времени

Значения коэффициентов трения скольжения между кинолентой и деталями из разных материалов приведены в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Материал	Со стороны эмульсии		Со стороны основы	
	Покоя	Скольжения	Покоя	Скольжения
Сталь	0,23	0,2	0,24	0,19
Дерево	0,25	0,22	0,26	0,21
Алюминий	0,2	0,19	0,21	0,19
Капрон	0,33	0,21	0,36	0,2
Полиамид-68	0,29	0,19	0,31	0,2

Максимальное значение силы, действующей на киноленту при отсутствии прижима последней к опорным поясам скачкового зубчатого барабана, может быть определено по формуле (2.45).

2. Кинолента прижимается к опорным поясам скачкового зубчатого барабана прижимной колодкой

Силы, действующие на киноленту в этом случае, указаны на рис. 2.9.

При наличии прижима киноленты к скачковому барабану в торможении киноленты с целью уравнивания сил её инерции участвуют три силы: F_T - сила трения в фильмовом канале и силы $N_2\mu_3$ и $N_2\mu_4$.

В данном случае сила прижима киноленты в фильмовом канале выбирается из расчёта частичного, а не полного уравнивания инерции киноленты.

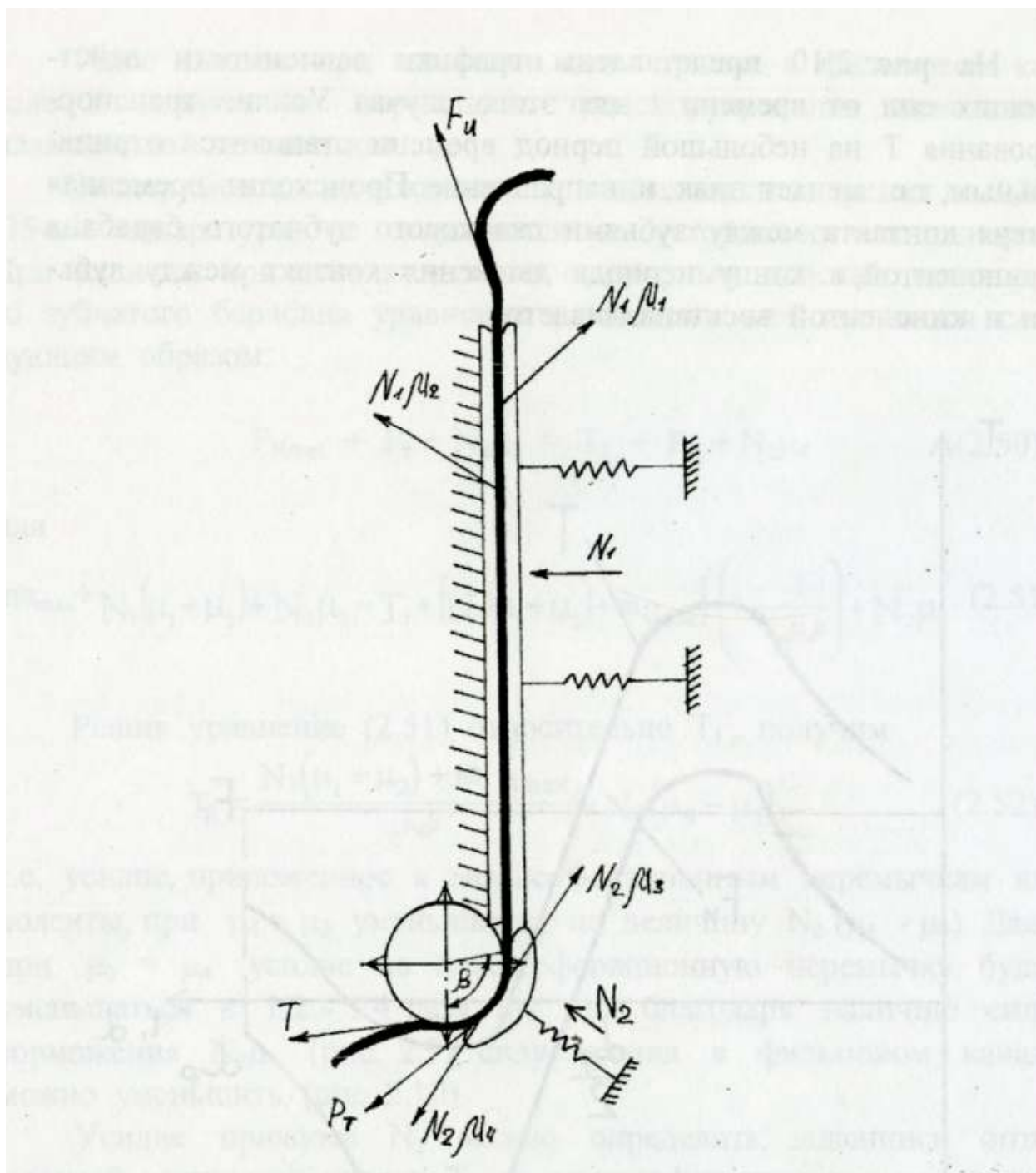


Рис. 2.9. Силы, действующие на киноленту с дополнительным прижимом к скачковому барабану

Помимо сил, рассмотренных ранее, оказывает действие сила прижима ленты к опорным поясам N_2 ,

$N_2 \mu_3$ - сила трения между кинолентой и прижимной колодкой,

$N_2 \mu_4$ - сила трения между кинолентой и опорными поя-

сками скачкового зубчатого барабана,

μ_3 и μ_4 - соответствующие коэффициенты трения.

На рис. 2.10 представлены графики зависимости действующих сил от времени t для этого случая. Усилие транспортирования T на небольшой период времени становится отрицательным, т.е. меняет знак и направление. Происходит временная потеря контакта между зубьями скачкового зубчатого барабана и кинолентой, к концу периода движения контакт между зубьями и кинолентой восстанавливается.

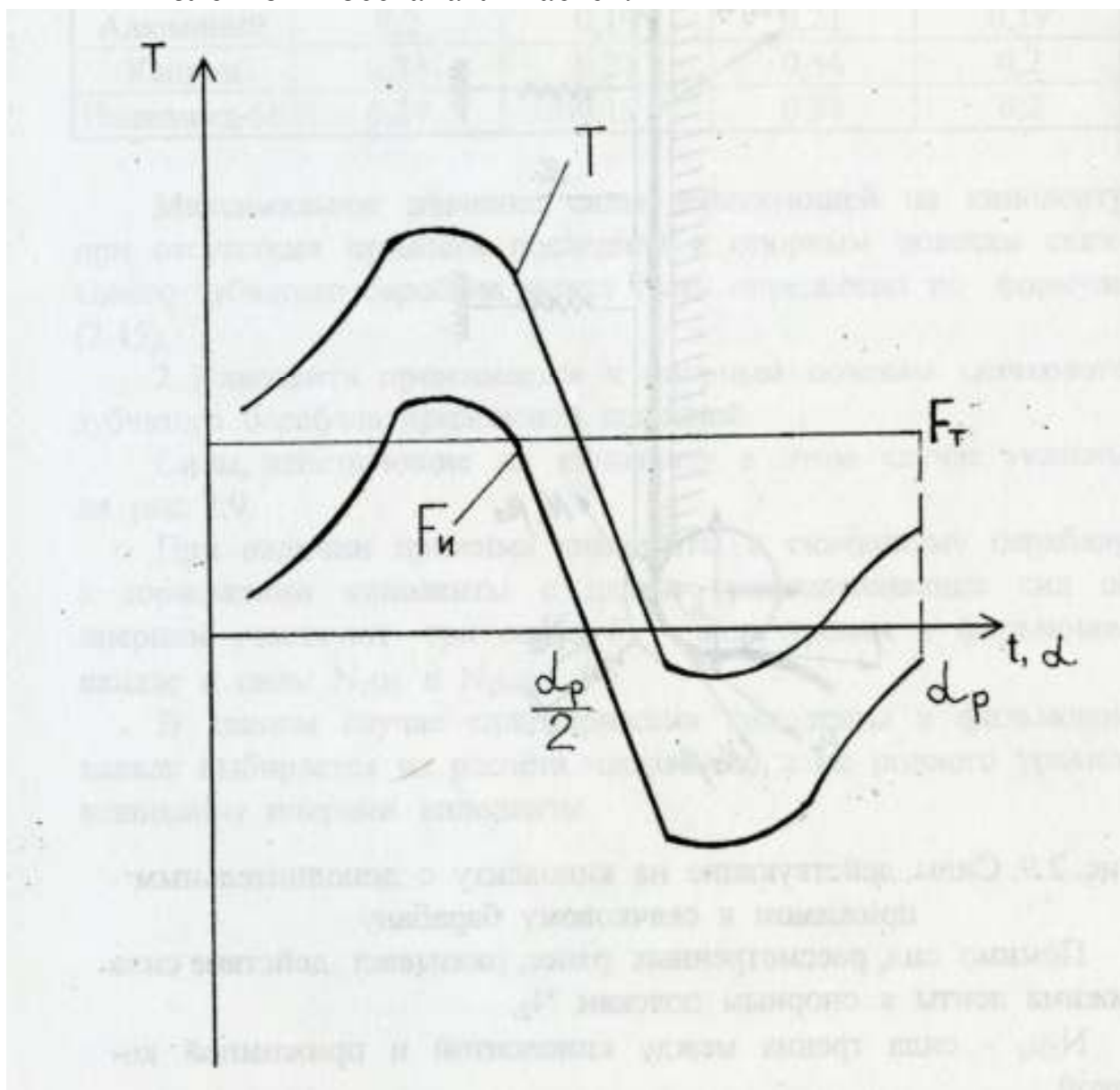


Рис. 2.10. Графики зависимости действующих сил от времени

Такое явление при снижении силы трения в фильмовом канале не влияет на нормальное транспортирование киноленты мальтийским механизмом.

Экспериментально доказано, что снижение силы трения до $2,3H$ (35-мм аппаратура) не сказывается на устойчивости киноленты. При наличии прижима киноленты к опорным поясам скачкового зубчатого барабана уравнение равновесия сил запишется следующим образом:

$$F_{\text{Имакс}} + F_{\text{т}} + N_2\mu_3 = T_1 + P_{\text{т}} + N_2\mu_4 \quad (2.50)$$

или

$$ma_{\text{макс}} + N_1(\mu_1 + \mu_2) + N_2\mu_3 = T_1 + [N_1(\mu_1 + \mu_2) + ma_{\text{макс}}] \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\mu_4\beta}}\right) + N_2\mu_4 \quad (2.51)$$

Решив уравнение (2.51) относительно T_1 , получим

$$T_1 = \frac{N_1(\mu_1 + \mu_2) + m \cdot a_{\text{макс}}}{e^{\mu_4\beta}} - N_2(\mu_4 - \mu_3), \quad (2.52)$$

т.е. усилие, приложенное к межперфорационным перемычкам киноленты при $\mu_4 > \mu_3$ уменьшается на величину $N_2(\mu_4 - \mu_3)$. Даже при $\mu_3 = \mu_4$ усилие на межперфорационную перемычку будет уменьшаться в 1,2 - 1,4 раза, так как, благодаря наличию силы торможения $N_2\mu_4$ (рис. 2.9), силу трения в фильмовом канале можно уменьшить (рис. 2.10).

Усилие прижима N_2 можно определить, задавшись оптимальной величиной усилия T_1 на межперфорационные перемычки киноленты, по формуле

$$N_2 = \frac{N_1(\mu_1 + \mu_2) + ma_{\text{макс}} - T_1 \cdot e^{\mu_4\beta}}{(\mu_4 - \mu_3) \cdot e^{\mu_4\beta}}. \quad (2.53)$$

В табл. 2.8 приведены величины усилий, действующих на перфорационные перемычки, для некоторых образцов промышленной кинопроекционной аппаратуры.

Усилие T , приложенное к киноленте, зависит от ускорения киноленты a и достигает максимального значения при угле α' .

Таблица 2.8

Величины усилий, действующих на перфорационные перемычки, для некоторых образцов кинопроекционной аппаратуры

Марка кинопроектора	Прижим-ная колодка	Сила прижима в фильмовом канале, Н	Сила трения в фильмовом канале, Н	Сила, действующая на кромки перфорации, Н
23 КПК	нет	6,6	2,6	4,1
ПК, СК	нет	3,5	1,4	3,5
35 КСА	есть	6,5	2,0	3,8
КП30-В (70-мм)	нет	26	7,8	9,7
Мео – 5Х	нет	10,6	3,2	4,5

Используя формулу (2.24), можно построить график зависимости усилия транспортирования от времени t .

2.3. Расчёт усилий на палец эксцентрика

От правильно выбранных размеров и материала основных деталей мальтийского механизма зависят надёжность и долговечность его работы.

В мальтийских механизмах наиболее нагруженной и, следовательно, наиболее изнашивающейся парой деталей является палец эксцентрика и стенки шлицов мальтийского креста. Поэтому расчёты на прочность звеньев мальтийских механизмов сводятся, обычно, к расчёту усилий, действующих на палец эксцентрика.

Обозначим:

M_1 - момент сил инерции массы скачкового зубчатого барабана и мальтийского креста;

M_2 - момент сил инерции массы прерывисто передвигаемой части киноленты и силы трения в фильмовом канале;

M_3 - момент силы трения в подшипниках вала мальтийского креста.

Определение момента сил инерции скачкового зубчатого барабана и мальтийского креста

Момент M_1 можно определить из соотношения

$$M_1 = J \cdot E_m, \quad (2.54)$$

где J - момент инерции массы мальтийского креста и скачкового зубчатого барабана;

E_m - угловое ускорение мальтийского креста ($E_m = a/R_d$).

Момент M_1 изменяется в зависимости от угла α . Для расчёта M_1 следует учитывать максимальное значение E_m .

Момент инерции прерывисто передвигаемых деталей - мальтийского креста и скачкового зубчатого барабана J - складывается из суммы моментов инерции:

$$J = J_1 + J_2 + J_3, \quad (2.55)$$

где J_1 - момент инерции массы головки мальтийского креста;

J_2 - момент инерции массы вала мальтийского креста;

J_3 - момент инерции массы скачкового зубчатого барабана.

Приступая к расчёту моментов инерции массы, следует нарисовать упрощённый эскиз прерывисто передвигаемых деталей с указанием размеров. Пример эскиза представлен на рис. 2.11.

Ряд размеров для такого эскиза следует принять конструктивно, например, диаметр вала мальтийского креста, ширину головки мальтийского креста, диаметр шейки скачкового зубчатого барабана и т.п. Для этого необходимо ещё раз ознакомиться с аналогичными конструкциями, посоветоваться с руководителем. Размеры скачковых зубчатых барабанов приведены в табл. 3 приложения.

По эскизу прерывисто передвигаемых деталей ведут расчёт моментов инерции массы отдельных зон, на которые разбивают детали. Зона по форме представляет собой сплошной или полый цилиндр определённых размеров. Исключением в этой группе деталей является головка мальтийского креста.

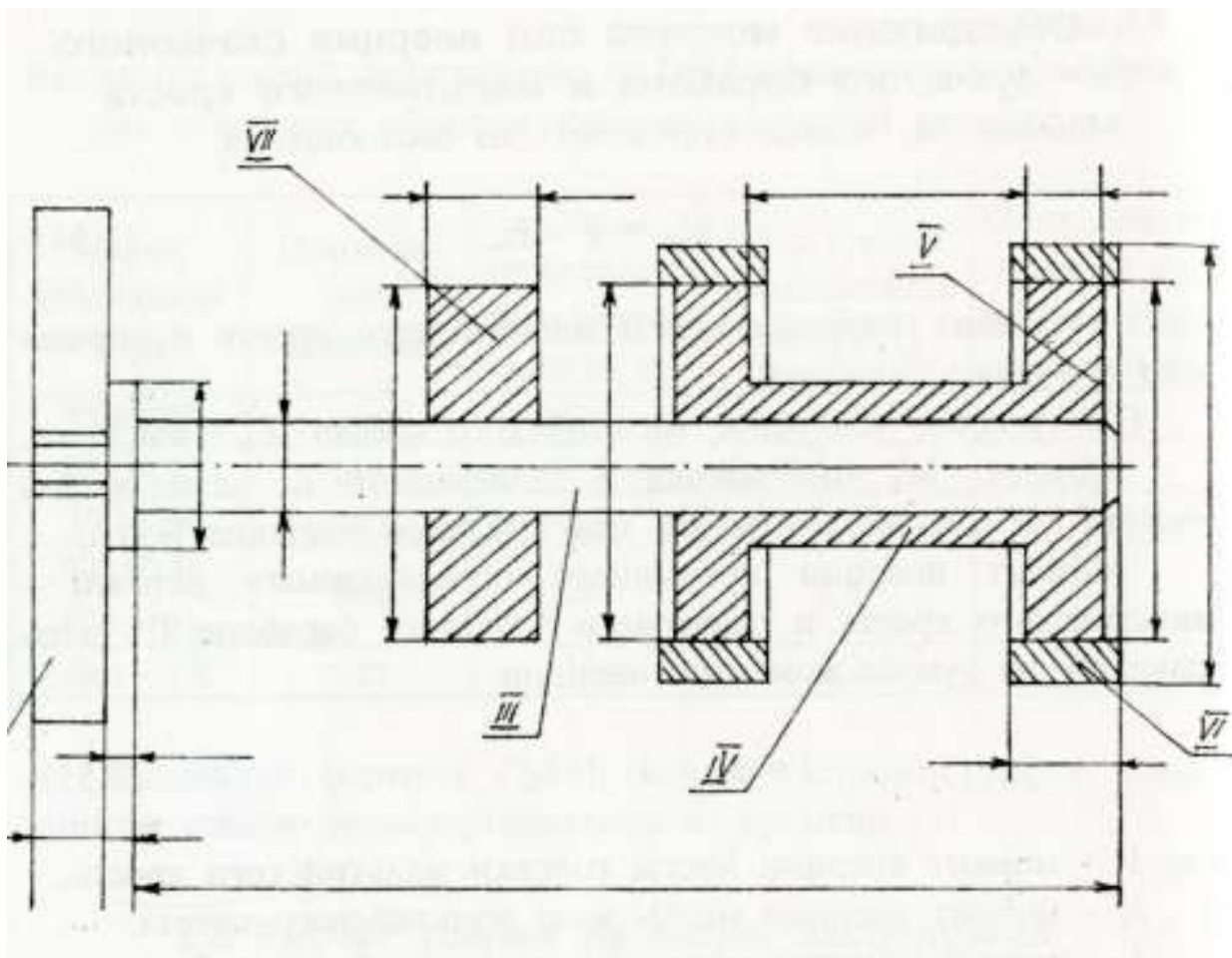


Рис. 2.11. Эскиз прерывисто перемещающихся деталей мальтийского механизма

При разбиении тел, моменты инерции которых предстоит определять, следует руководствоваться в первую очередь готовыми таблицами моментов инерции некоторых простых тел. В табл. 2.9 собраны наиболее часто встречающиеся конфигурации тел, из которых можно составить многие распространённые детали. Формы тел приведены на рис. 2.12.

Следует напомнить, что момент инерции J_{O_1} тела относительно оси O_1 , отстоящей от оси O , проходящей через центр масс, равняется сумме момента инерции тела относительно оси, проходящей через центр масс, и произведения массы M тела на квадрат расстояния между осями [6], т.е.

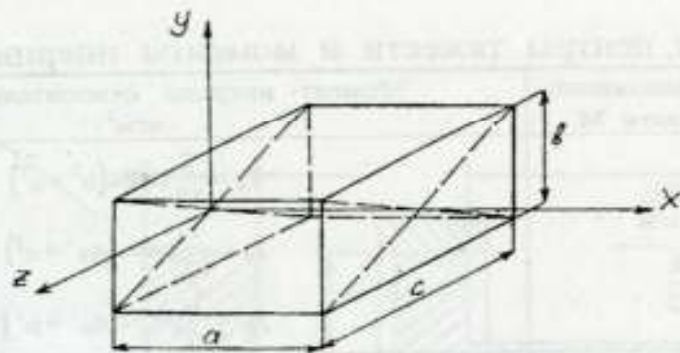
$$J_{O_1} = J_0 + MX^2. \quad (2.56)$$

Таблица 2.9

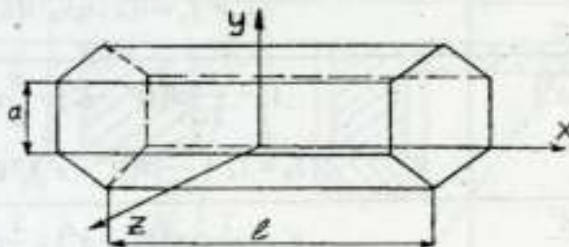
Массы, центры тяжести и моменты инерции тел

Тело	Масса, кг и положение центра тяжести М	Момент инерции относительно осей, кгм ²
1	$M = \rho abc$ $y_c = z_c = 0$ $x_c = \frac{a}{2}$	$J_x = \frac{1}{12} \rho abc (b^2 + c^2)$ $J_y = \frac{1}{12} \rho abc (4a^2 + c^2)$ $J_z = \frac{1}{12} \rho abc (4a^2 + b^2)$
2	$M = 3 \cos \frac{\pi}{6} \rho a^2 l \approx 2,6 \rho a^2 l$ $x_c = y_c = z_c = 0$	$J_x \approx 1,08 \rho a^4 l$ $J_y = J_z \approx 0,216 \rho a^2 l (2,5 a^3 + l^2)$
3	$M = \frac{\pi}{4} \rho l (D^2 - d^2)$ $x_c = y_c = z_c = 0$	$J_x = \frac{\pi}{32} \rho l (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{2} \rho l (R^4 - r^4)$ $J_y = J_z = \frac{\pi}{12} \rho l (R^2 - r^2) (3R^2 + 3r^2 + l^2)$
4	$M = \rho \alpha l \frac{D^2 - d^2}{4}$ $x_c = y_c = z_c = 0$ $c = \frac{\sin \alpha}{3\alpha} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$	$J_\xi = \frac{1}{32} \rho \alpha l (D^4 - d^4) = \frac{1}{2} \rho \alpha l (R^4 - r^4)$ $J_\varsigma = \frac{1}{16} \rho \alpha l (D^2 - d^2) \left[\frac{l^2}{3} + \frac{D^2 + d^2}{4} \left(1 + \frac{\sin 2\alpha}{2\alpha} \right) \right]$ $J_\eta = J_y = \frac{1}{16} \rho l (D^2 - d^2) \left[\alpha \frac{l^2}{3} + \frac{(D^2 + d^2)(2\alpha - \sin 2\alpha)}{8} \right]$ $J_x \approx J_\xi - M c^2$ $J_z \approx J_\xi - M c^2$
5	$M = \frac{\pi}{4} \rho l D^2$ $x_c = y_c = z_c = 0$	$J_x = \frac{\pi}{32} \rho l D^4 = \frac{\pi}{2} \rho l R^4$ $J_y = J_z = \frac{\pi}{192} \rho l D^2 (3D^2 + l^2) = \frac{\pi}{12} \rho l R^2 \left(3R^2 + \frac{l^2}{4} \right)$
6	$M = \rho \frac{2\alpha - \sin 2\alpha}{8} D^2 l$ $x_c = y_c = z_c = 0$ $c = \frac{4}{6} \frac{D \sin^2 \alpha}{2\alpha - \sin 2\alpha}$	$J_\xi = \frac{1}{32} \rho D^4 l \left(\alpha - \frac{2 \sin 2\alpha + 0,5 \sin 4\alpha}{6} \right)$ $J_\varsigma = \frac{\rho D^2 l}{32} \left(\frac{4\alpha - \sin 4\alpha}{8} D^2 + \frac{2\alpha - \sin 2\alpha}{3} l^2 \right)$ $J_\eta = J_y = \frac{\rho D^2 l}{384} \left[(2\alpha - \sin 2\alpha) (4l^2 + 4D^2) - 0,5 D^2 (4\alpha - \sin 4\alpha) \right]$ $J_x = J_\xi - M c^2$ $J_z = J_\varsigma - M c^2$

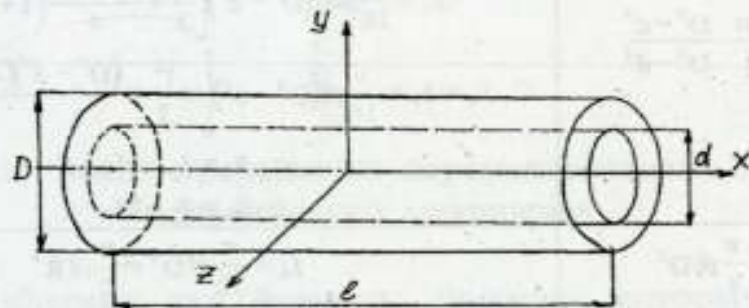
7	$M = \frac{\alpha \rho l D^2}{4}$ $x_c = y_c = z_c = 0$ $c = D \frac{\sin \alpha}{3\alpha}$	$J_\xi = \frac{\alpha \rho l D^4}{32} = \frac{\alpha \rho l R^4}{2}$ $J_x = J_\xi - M c^2$
---	---------------------------------------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------



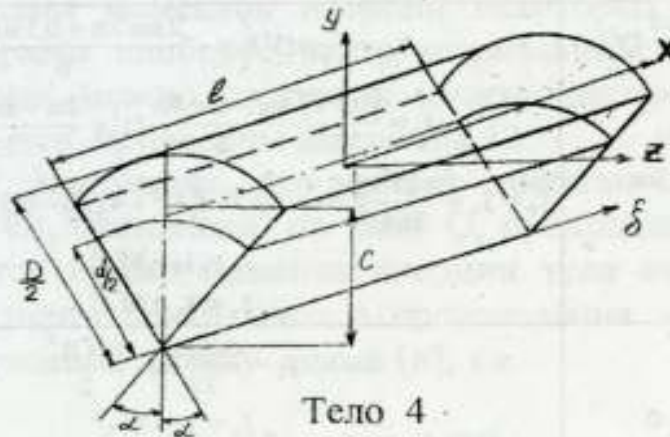
Тело 1



Тело 2



Тело 3



Тело 4

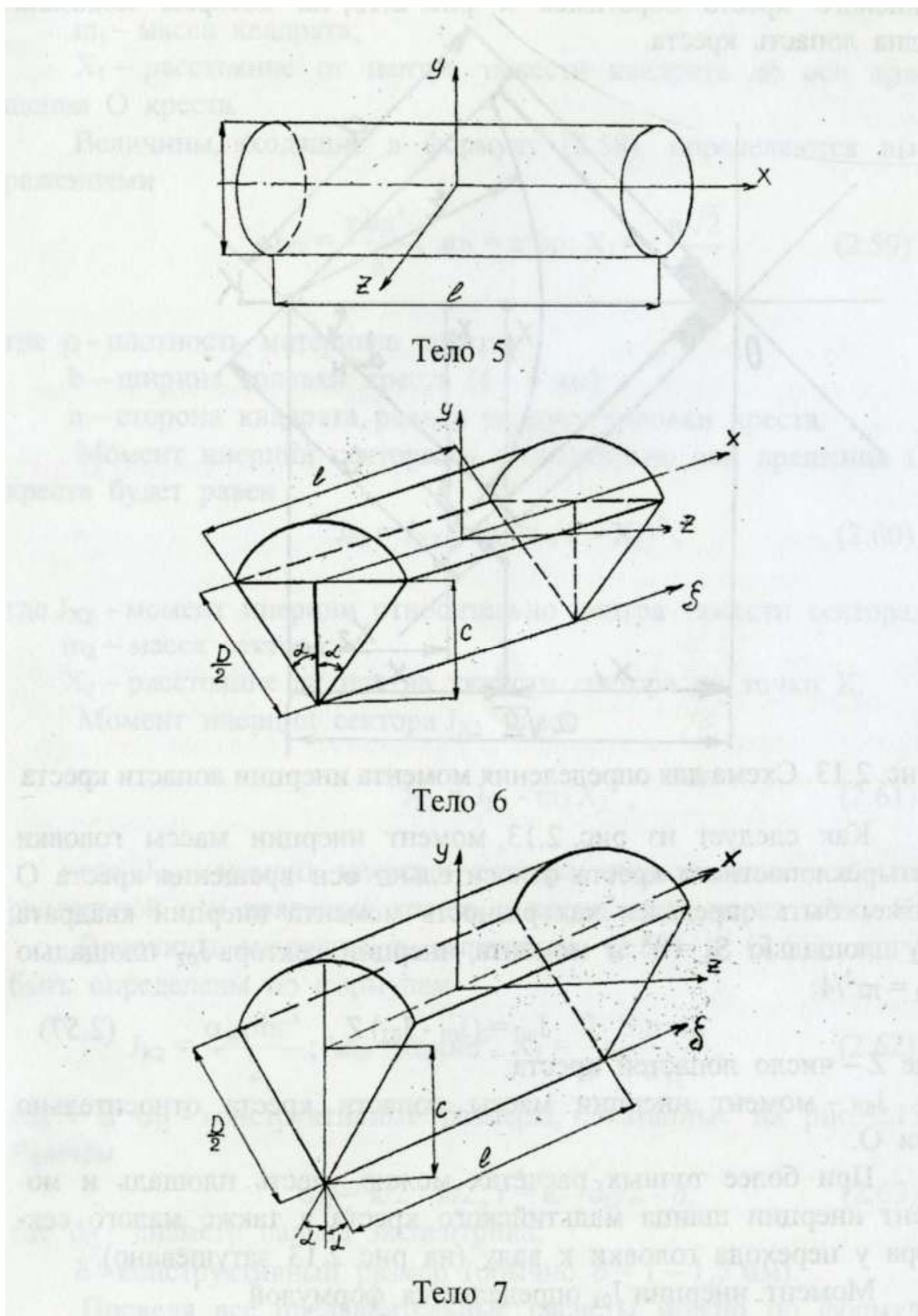


Рис. 2.12 Формы тел (для табл. 2.9)

Для определения момента инерции массы головки мальтийского креста обратимся к рис. 2.13, на котором показана одна лопасть креста.

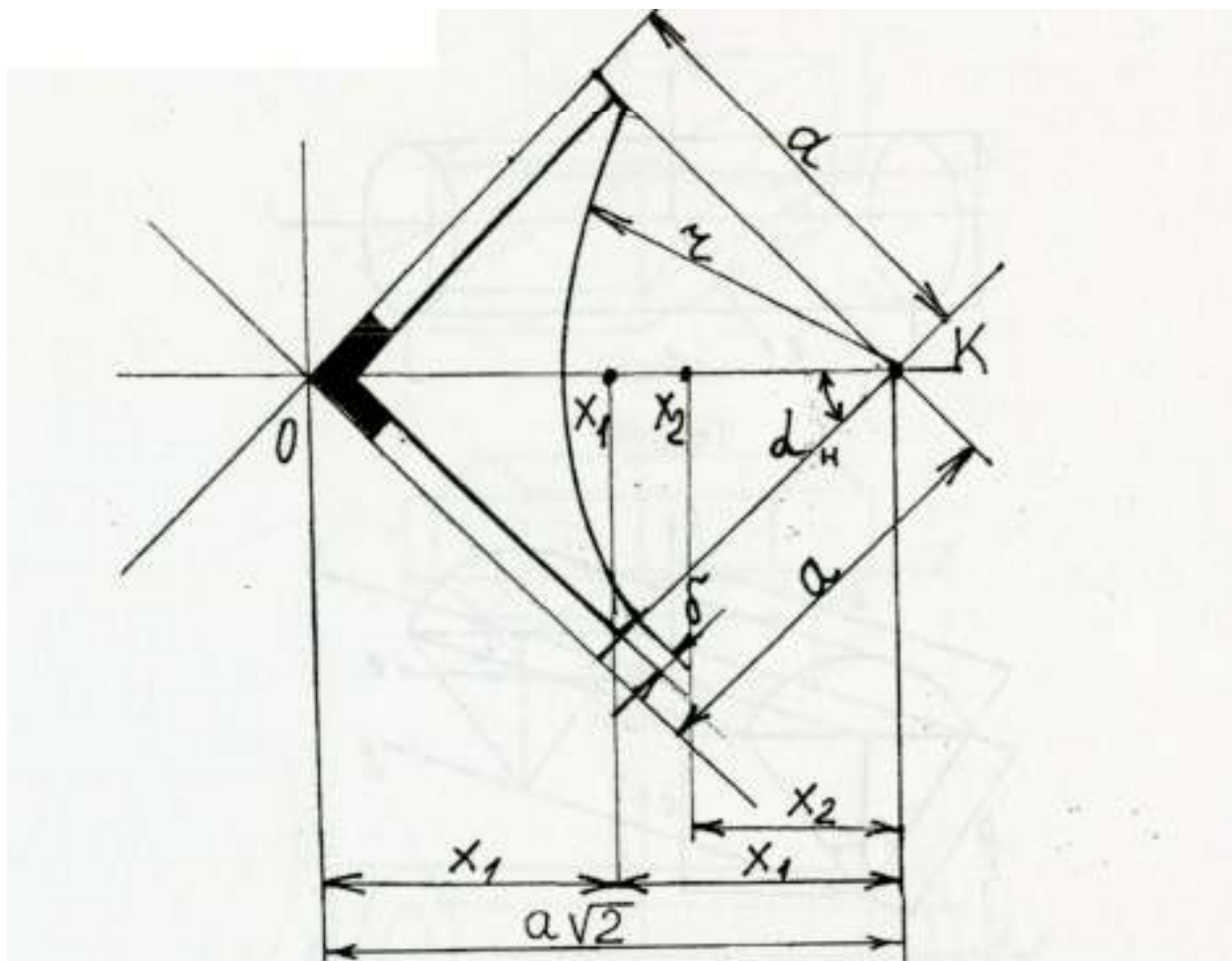


Рис. 2.13. Схема для определения момента инерции лопасти креста

Как следует из рис. 2.13, момент инерции массы головки четырёхлопастного креста относительно оси вращения креста O может быть определён как разность момента инерции квадрата J_{01} площадью $S_1 = a^2$ и момента инерции сектора J_{02} площадью $S_2 = \pi r^2/4$:

$$J_{0Л} = (J_{01} - J_{02}) Z, \quad (2.57)$$

где Z – число лопастей креста;

$J_{0Л}$ – момент инерции массы лопасти креста относительно оси O .

При более точных расчётах можно учесть площадь и момент инерции шлица мальтийского креста, а также малого сектора у перехода головки к валу (на рис. 2.13 затушёвано).

Момент инерции J_{01} определяется формулой

$$J_{01} = J_{X1} + m_1 X_1^2, \quad (2.58)$$

где J_{X1} – момент инерции квадрата относительно его центра тяжести;

m_1 – масса квадрата;

X_1 – расстояние от центра тяжести квадрата до оси вращения О креста.

Величины, входящие в формулу (2.58), определяются выражениями

$$J_{X1} = \frac{\rho b a^4}{6}; \quad m_1 = a^2 b \rho; \quad X_1 = \frac{a\sqrt{2}}{2}, \quad (2.59)$$

где ρ – плотность материала креста;

b – ширина головки креста (4 – 6 мм);

a – сторона квадрата, равная радиусу головки креста.

Момент инерции сектора J_{02} относительно оси вращения О креста будет равен

$$J_{02} = J_{X2} + m_2 (a\sqrt{2} - X_2)^2, \quad (2.60)$$

где J_{X2} – момент инерции относительно центра тяжести сектора;

m_2 – масса сектора;

X_2 – расстояние от центра тяжести сектора до точки К.

Момент инерции сектора J_{X2} равен

$$J_{X2} = J_{K2} - m_2 X_2^2, \quad (2.61)$$

где J_{K2} – момент инерции сектора относительно оси – параллельной оси вращения креста и проходящей через точку К.

Величины, входящие в выражения (2.60) и (2.61), могут быть определены по формулам

$$J_{K2} = \frac{\alpha_H \rho b r^4}{2}; \quad m_2 = \alpha_H \rho b r^2; \quad X_2 = \frac{2}{3} r \frac{\sin \alpha_H}{\alpha_H}, \quad (2.62)$$

где r и α_H – конструктивные размеры, показанные на рис. 2.13. Причём

$$\alpha_H = \pi/2 - \pi/Z; \quad r = a - d_{\Pi}/2 - \delta, \quad (2.63)$$

где d_{Π} – диаметр пальца эксцентрика;

δ - конструктивный размер (обычно $\delta = 1 - 1,5$ мм).

Проведя все предварительные расчёты, можно по формуле (2.57) определить момент инерции массы головки мальтийского креста.

Расчёты моментов инерции массы остальных зон прерывисто передвигаемых деталей (см. рис. 2.11) производят по формулам

- для сплошного цилиндра
$$J = \frac{\pi R^4 \ell \rho}{2}, \quad (2.64)$$

- для полого цилиндра (кольца)
$$J = \frac{\pi(R^4 - r^4)\ell\rho}{2}, \quad (2.65)$$

где ℓ - длина цилиндра;

ρ - плотность материала цилиндра;

R и r - радиусы наружной и внутренней поверхностей цилиндра.

Суммарный момент инерции прерывисто передвигаемых деталей

$$J = \sum_{i=1}^n J_i, \quad (2.66)$$

где n - число зон.

Следует отметить, что при увеличении числа лопастей мальтийского креста увеличиваются размеры, а, следовательно, и моменты инерции масс креста и скачкового барабана. Это приводит к возрастанию нагрузок на звенья мальтийского механизма и транспортируемую им киноленту. Поэтому необходимо максимально облегчить мальтийский крест и скачковый барабан. На рис. 2.14 и 2.15 показаны варианты исполнения облегчённых конструкций мальтийского креста и скачкового барабана. Мальтийский крест имеет лопасти, толщина которых h_Y изменяется в зависимости от величины Y по закону [6]

$$h_Y = \frac{h(a + Y)}{L_1}, \quad (2.67)$$

где h , a , L_1 - конструктивные размеры, показанные на рис. 2.14.

Кроме того, в лопастях креста и зубчатых венцах скачкового барабана сделаны отверстия диаметрами D_0 , D_{01} и D_{02} с та-

ким расчётом, чтобы при этом обеспечивалась общая жёсткость и прочность указанных деталей [7].

Для определения момента инерции мальтийского креста с числом лопастей $Z > 4$ представим лопасть креста в виде двух цилиндрических секторов O_1BA и O_2BA , как показано на рис. 2.13. С целью упрощения расчетов примем толщину креста одинаковой и равной h . Момент инерции J_{O1} сектора O_1BA относительно оси, проходящей через точку O_1 , будет равен

$$J_{O1} = 0,5\beta_H \cdot \rho \cdot R_c^4 h, \quad (2.68)$$

где ρ - плотность материала креста;

R_c, h , – конструктивные размеры;

β_H – половина угла деления креста,

$$R_c = R_K - |ON|, \quad (2.69)$$

где $R_K = L \cos(\pi/z)$ – радиус наружной окружности креста;

L – межосевое расстояние мальтийского механизма.

Величину $|ON|$ можно определить из треугольника O_1ON :

$$|ON| = \frac{|O_1N|}{\operatorname{tg}\beta_H} = \frac{d_n}{2\operatorname{tg}\beta_H}, \quad (2.70)$$

где d_n – диаметр пальца эксцентрика.

Момент инерции J_C этого же сектора относительно оси, проходящей через его центр тяжести C , равен:

$$J_C = J_{O1} - mX^2, \quad (2.71)$$

где $m = \beta_H \cdot \rho \cdot R_c^2 h$ – масса сектора;

$X = \frac{2R_c \sin\beta_H}{3\beta_H}$ – координата центра тяжести сектора.

Тогда момент инерции J_1 сектора O_1BA относительно оси вращения креста O можно вычислить по формуле

$$J_1 = J_C + m(X + |OO_1|)^2. \quad (2.72)$$

Расстояние $|OO_1|$ можно определить из треугольника OO_1N :

$$|OO_1| = \frac{|O_1N|}{\sin \beta_H}. \quad (2.73)$$

Момент инерции J_{O_2} цилиндрического сектора O_2BA относительно оси, проходящей через точку O_2 , равен

$$J_{O_2} = 0,5\psi \cdot \rho \cdot R_1^4 h. \quad (2.74)$$

Угол ψ определяется из треугольника O_2BC_1 (рис. 2.14) с учётом того, что радиус R_1 приблизительно равен половине дуги BO_2A , т.е. $R_1 \approx \alpha \cdot R_{III}$, где R_{III} – радиус фиксирующей шайбы; $\alpha_H = \pi/2 - \beta_H$ – половина рабочего угла механизма, который выражен в радианах. Тогда

$$\psi = \arcsin\left(\frac{\sin \alpha_H}{\alpha_H}\right). \quad (2.75)$$

Радиус фиксирующей шайбы R_{III} равен

$$R_{III} = R_{\odot} - d_{II}/2 - \delta, \quad (2.76)$$

где δ – конструктивный размер (обычно $\delta = 1 - 1,5$ мм);

$R_{\odot} = L \sin(\pi/z)$ – радиус окружности центра пальца.

Момент инерции J_{C_1} сектора O_2BA относительно оси, проходящей через его центр тяжести C_1 , равен

$$J_{C_1} = J_{O_2} - m_1 X_1^2. \quad (2.77)$$

Координата центра тяжести сектора X_1 и его масса m_1 определяются выражениями

$$X_1 = 2R_1 \frac{\sin \psi}{3\psi}; \quad (2.78)$$

$$m_1 = \psi \cdot \rho \cdot R_1^2 h \quad (2.79)$$

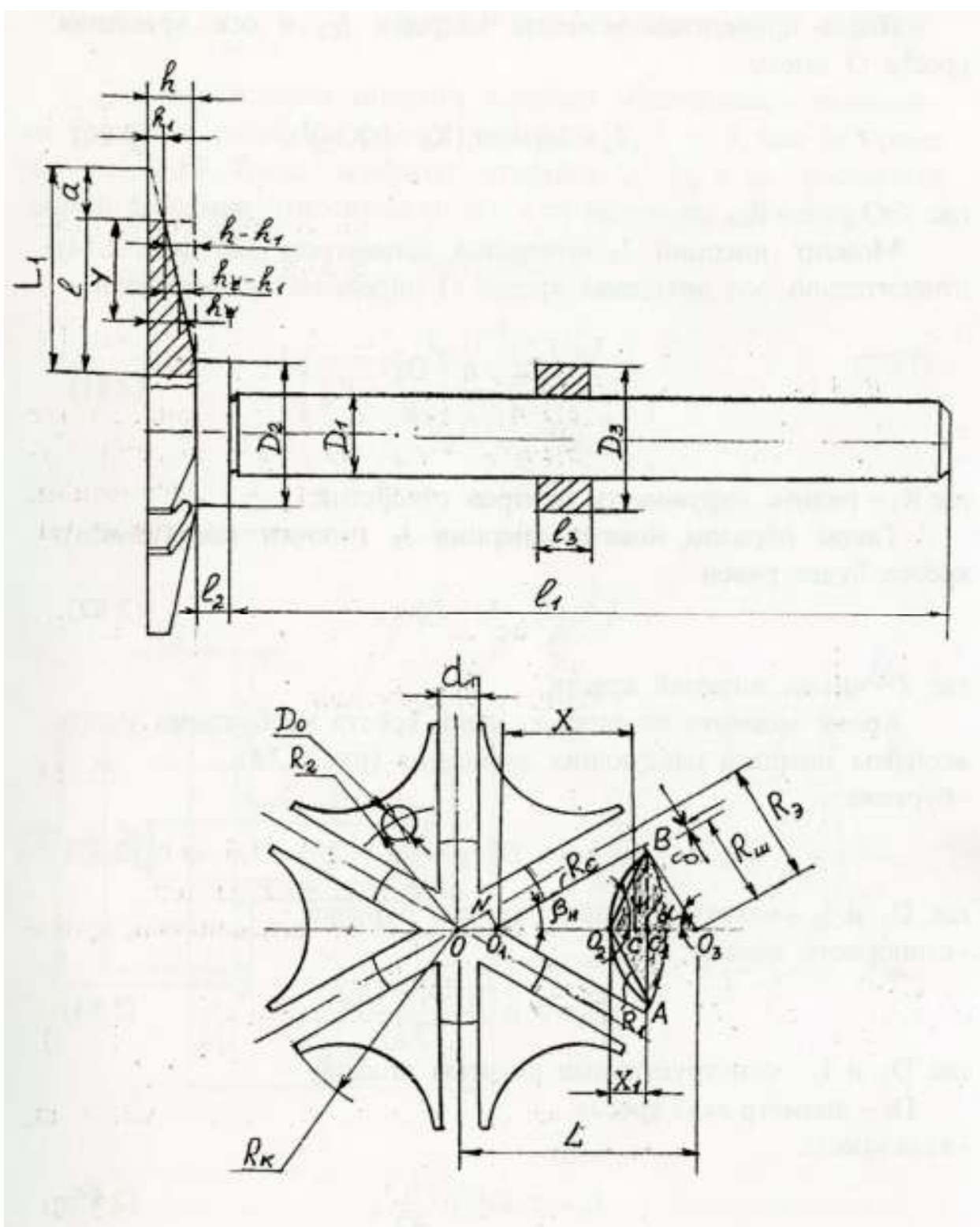


Рис. 2.14. Схема для определения момента инерции облегченного мальтийского креста с числом лопастей $Z > 4$.

После приведения момента инерции J_{C1} к оси вращения креста О имеем

$$J_2 = J_{C1} + m_1(X_1 + |OO_2|)^2, \quad (2.80)$$

где $|OO_2| = L - R_{ш}$.

Момент инерции J_3 отверстия диаметром D_0 (рис. 2.14) относительно оси вращения креста О определяется формулой

$$J_3 = \frac{\pi D_0^2 \rho h}{4} \left(\frac{D_0^2}{8} + R_2^2 \right), \quad (2.81)$$

где R_2 – радиус окружности центров отверстий.

Таким образом, момент инерции J_Γ головки мальтийского креста будет равен

$$J_\Gamma = (J_1 - J_2 - J_3) \cdot z, \quad (2.82)$$

где z – число лопастей креста.

Кроме момента инерции головки креста необходимо учесть моменты инерции следующих элементов (рис. 2.14):

- буртика:

$$J_4 = \pi \cdot D_2^4 \cdot \rho \cdot \frac{l_2}{32}, \quad (2.83)$$

где D_2 и l_2 – конструктивные размеры буртика;

- стопорного кольца:

$$J_5 = \pi \cdot \rho \cdot \frac{l_3(D_3^4 - D_1^4)}{32}, \quad (2.84)$$

где D_3 и l_3 – конструктивные размеры кольца;

D_1 – диаметр вала креста;

- вала креста:

$$J_6 = \pi \cdot D_1^4 \cdot \rho \cdot \frac{l_1}{32}, \quad (2.85)$$

где l_1 – длина вала креста.

С учётом этого суммарный момент инерции креста J_K равен

$$J_K = J_2 + J_4 + J_5 + J_6. \quad (2.86)$$

Для определения момента инерции облегчённого скачкового барабана разобьём его на элементы 1, 2 и 3, как показано на рис. 2.15. Тогда моменты инерции J_{b1} , J_{b2} и J_{b3} составных частей барабана относительно его оси вращения составят:

$$\begin{aligned} J_{b1} &= \pi \cdot \rho_b \cdot \frac{l_{b1}(D_{b1}^4 - D_B^4)}{32} \\ J_{b2} &= \pi \cdot \rho_b \cdot \frac{l_{b2}(D_{b3}^4 - D_B^4)}{32} , \\ J_{b3} &= \pi \cdot \rho_b \cdot \frac{l_{b3}(D_{b3}^4 - D_{b2}^4)}{32} \end{aligned} \quad (2.87)$$

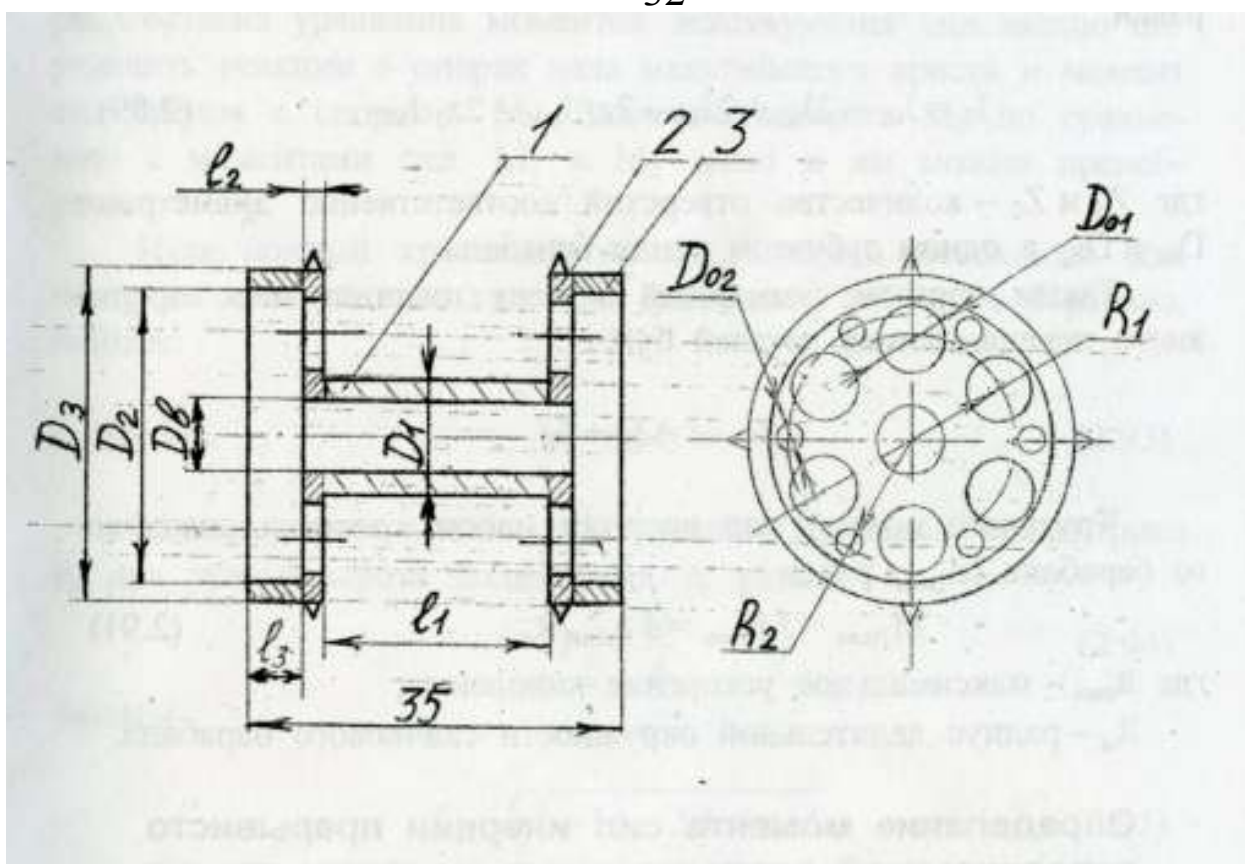


Рис. 2.15. Схема для определения момента инерции скачкового барабана

а моменты инерции J_{b01} и J_{b02} отверстий диаметром D_{01} и D_{02} относительно той же оси будут определяться выражениями

$$J_{b01} = \frac{\pi \cdot \rho_b \cdot D_{01}^2 \cdot l_{b2}}{4} \left(\frac{D_{01}^2}{8} + R_{b1}^2 \right)$$

$$J_{b02} = \frac{\pi \cdot \rho_b \cdot D_{02}^2 \cdot l_{b2}}{4} \left(\frac{D_{02}^2}{8} + R_{b2}^2 \right), \quad (2.88)$$

где ρ_b - плотность материала барабана;

$D_{b3} \cong 2R_d$ – делительный диаметр барабана, определяемый формулой (2.19). Остальные величины, входящие в формулы (2.87) и (2.88), показаны на рис. 2.15.

В результате момент инерции скачкового барабана будет равен:

$$J_B = J_{b1} + 2J_{b2} + 2J_{b3} - 2Z_1 \cdot J_{b01} - 2Z_2 \cdot J_{b02}, \quad (2.89)$$

где Z_1 и Z_2 – количество отверстий соответственно диаметрами D_{01} и D_{02} в одном зубчатом венце барабана.

Таким образом, суммарный момент инерции масс прерывисто передвигаемых деталей будет

$$J = J_K + J_B. \quad (2.90)$$

Крутящий момент сил инерции массы креста и скачкового барабана M_{lmax} равен

$$M_{lmax} = J E_{max} = J a_{max}/R_d, \quad (2.91)$$

где a_{max} – максимальное ускорение киноленты;

R_d – радиус делительной окружности скачкового барабана.

Определение момента сил инерции прерывисто передвигаемой части киноленты и силы трения в фильмовом канале

Момент сил инерции M_2 прерывисто передвигаемого отрезка киноленты и силы трения в фильмовом канале определяются из соотношения

$$M_2 = (F_{и max} + F_T) \cdot R_d, \quad (2.92)$$

где $F_{и\max}$ - максимальное значение силы инерции прерывисто передвигаемого отрезка киноленты;

F_t - сила трения в фильмовом канале;

R_d - радиус делительной окружности скачкового барабана.

Определение момента сил трения в опорах мальтийского креста

Для определения момента сил трения в опорах вала мальтийского креста составляется схема действующих сил на опоры. Составив уравнения моментов действующих сил, можно определить реакции в опорах вала мальтийского креста и момент сил трения в опорах - M_3 . Значение момента M_3 по сравнению с моментами сил M_1 и M_2 мало и им можно пренебречь.

Итак, полный крутящий момент, который необходим для поворота мальтийского креста и скачкового зубчатого барабана, найден:

$$M = M_1 + M_2 . \quad (2.93)$$

Максимальное усилие, действующее на палец эксцентрика $P_{п}$, при угле поворота эксцентрика α' равно

$$P_{п} = \frac{M}{\ell} , \quad (2.94)$$

причём

$$\ell = \sqrt{r^2 + L^2 - 2rL \cos \alpha'} , \quad (2.95)$$

где r – радиус эксцентрика (см. рис. 1.12);

L – расстояние между осями креста и эксцентрика;

ℓ - расстояние от центра пальца до оси вращения мальтийского креста в данный момент.

Выбранные конструктивно размеры пальца эксцентрика проверяются на прочность. В зависимости от конструктивной схемы механизма палец рассчитывается на изгиб, как балка, защемленная с одной стороны или на срез, если палец имеет две опоры. На рис. 2.16 приведена подобная схема для расчёта

пальца, имеющего две опоры.

Зная конструктивные размеры a, b, L , можно определить

$$R_A = P_{\pi} \frac{b^2(L + 2a)}{L^3}; \quad (2.96)$$

$$R_B = P_{\pi} \frac{a^2(L + 2b)}{L^3} \quad (2.97)$$

и моменты относительно точек A, B, C -

$$\begin{aligned} M_A &= \frac{P_{\pi} \cdot a \cdot b^2}{L^2}; \\ M_B &= \frac{P_{\pi} \cdot a^2 \cdot b}{L^2}; \\ M_C &= 2P_{\pi} \frac{a^2 \cdot b^2}{L^3}. \end{aligned} \quad (2.98)$$

Из формул (2.98) видно, что при $a < b$ $M_A = M_{\max}$, т.е. сечение в точке A будет наиболее опасным.

В частном случае, когда сила P_{π} действует посередине пальца, т.е. при $a = b = L/2$, получим $R_A = R_B = P_{\pi}/2$ и $M_A = M_B = M_C = P_{\pi}L/8$. Таким образом, имеются три одинаково опасных сечения.

В случае, когда палец жёстко закреплён с одной стороны, как показано на рис. 2.17, реакция и изгибающий момент M_B в заделке (точка B) будут соответственно равны

$$R_B = P_{\pi}; \quad M_B = P_{\pi} L. \quad (2.99)$$

Таким образом, для данной схемы закрепления пальца, сечение в точке B будет наиболее опасным.

В работе [8] предложено устанавливать палец в подшипниках качения. В этом случае трение скольжения пальца по стенкам шлицов креста заменяется трением качения, что снижает износ сопряжения «палец – шлиц».

жает износ сопряжения «палец – шлиц».

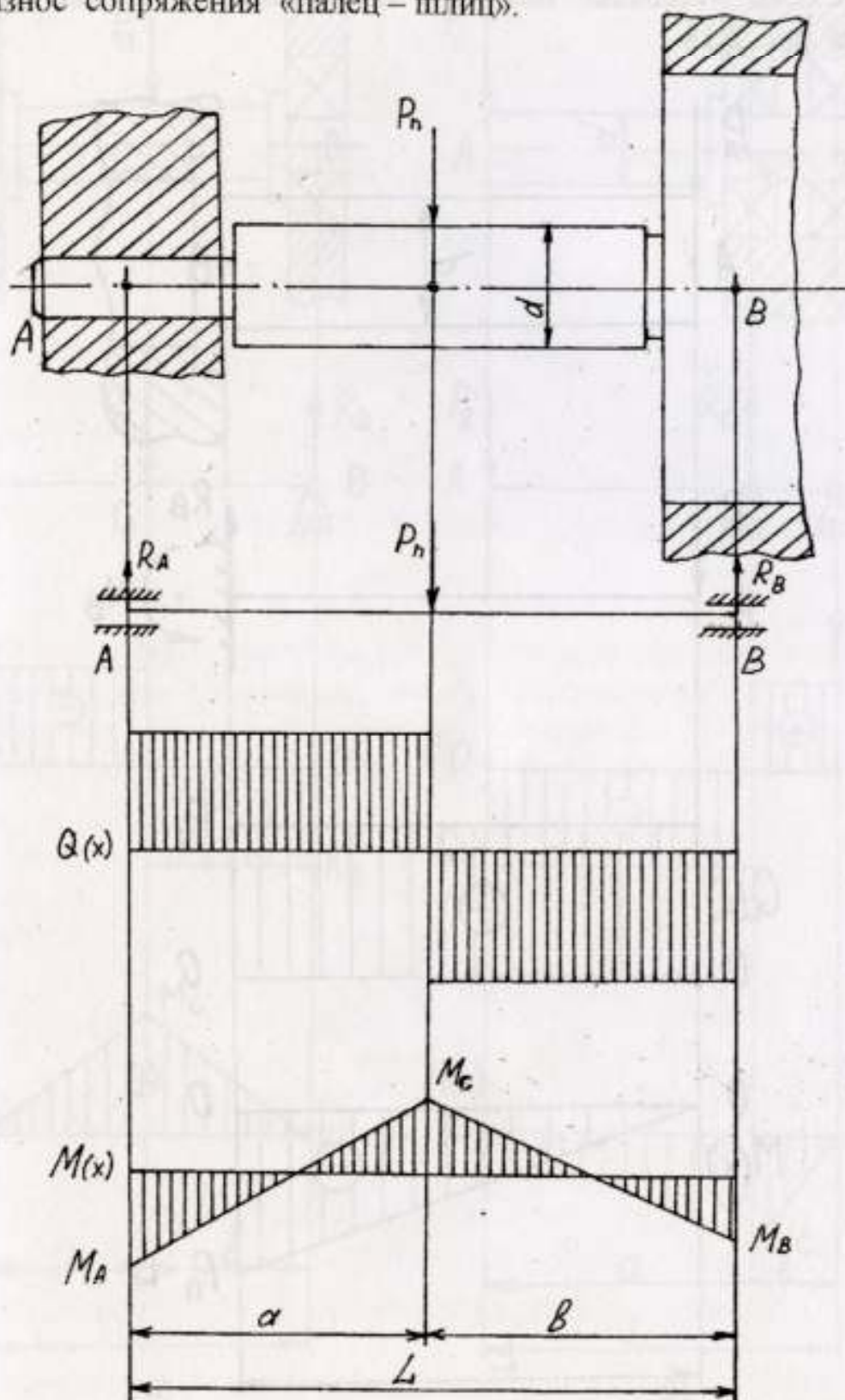


Рис. 2.16. Схема для расчета пальца, имеющего две опоры
Схемы установки пальца в подшипниках качения показаны на рис. 2.18.

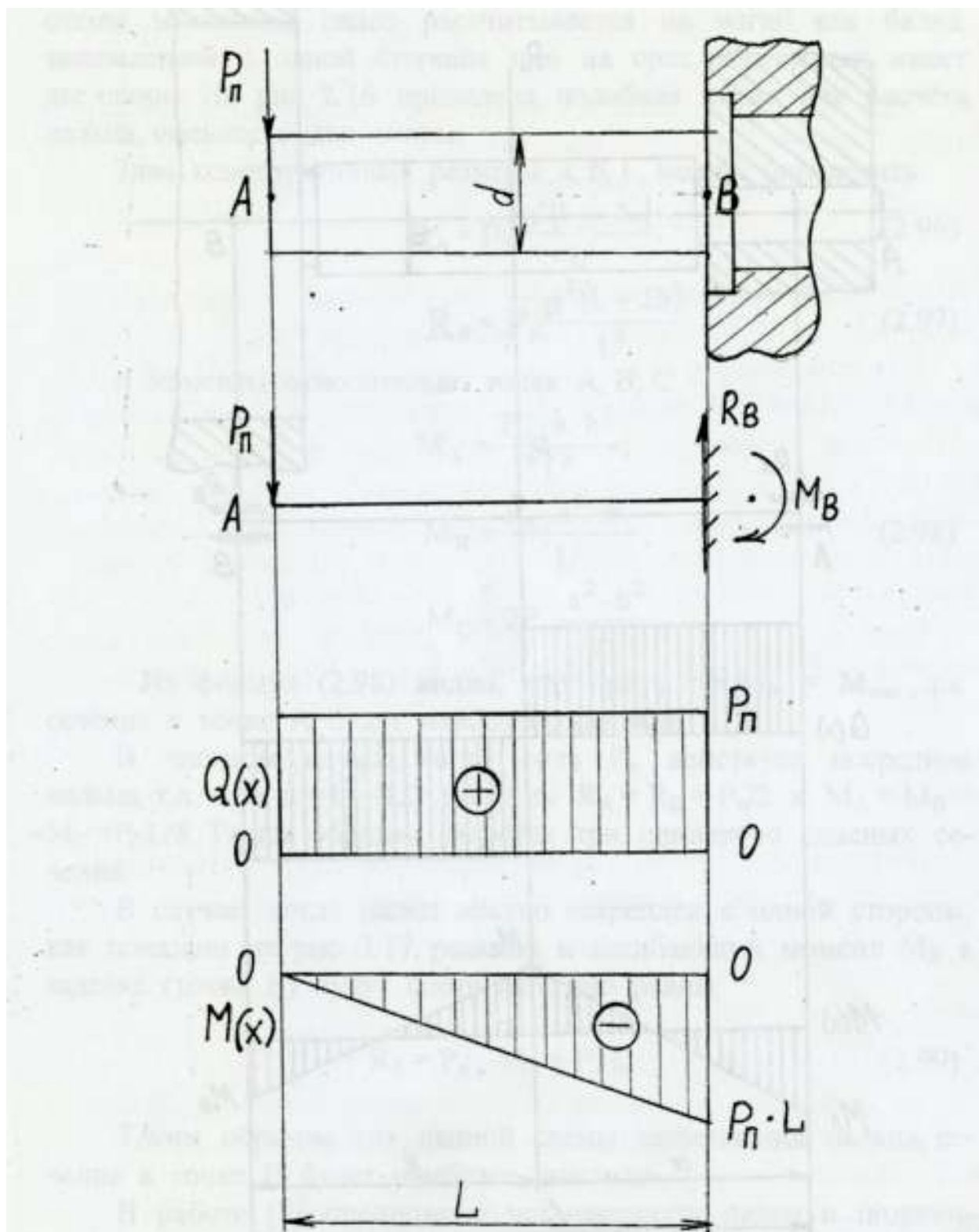


Рис. 2.17. Схема для расчета пальца, жестко закрепленного с одной стороны

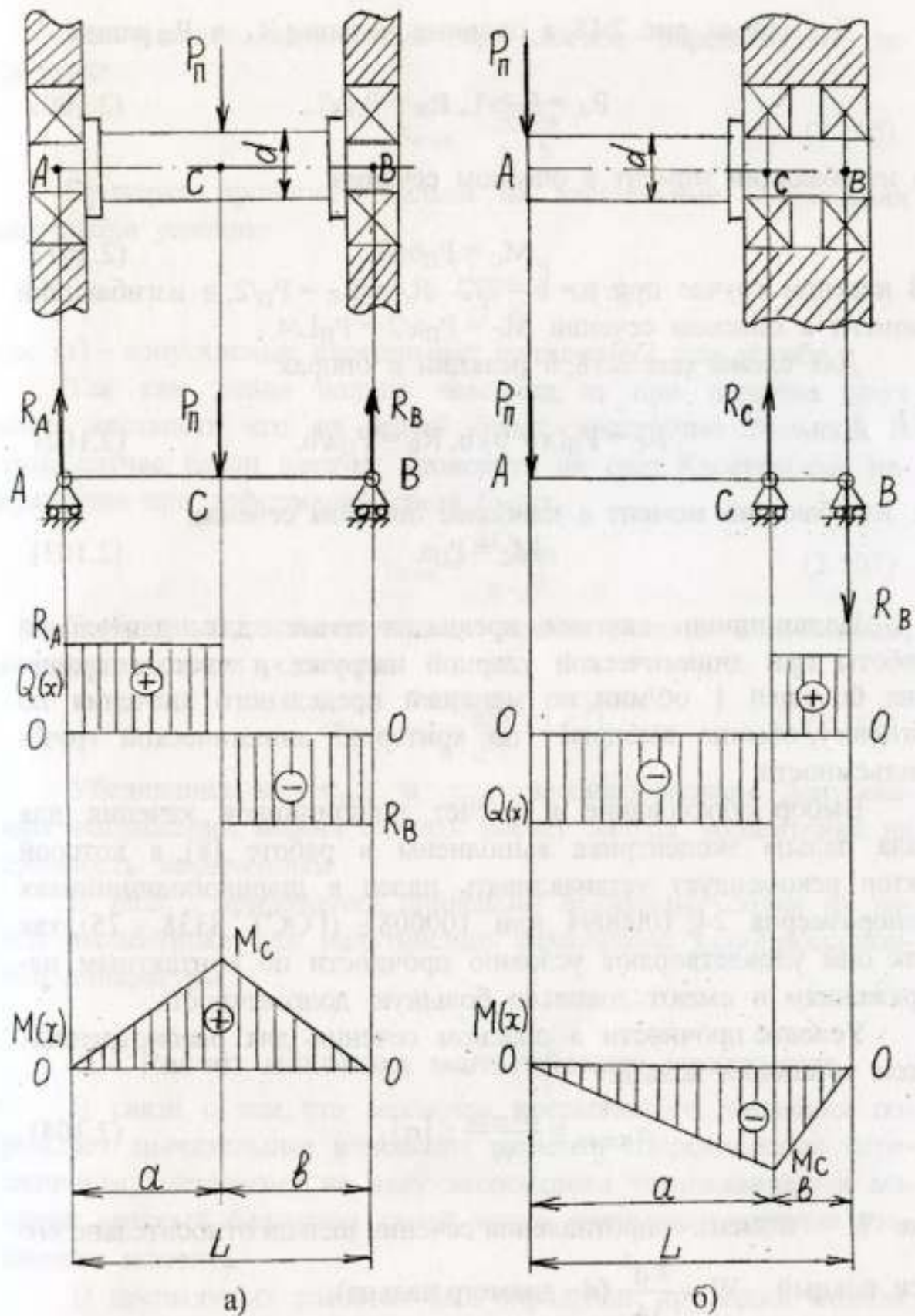


Рис. 2.18. Схемы пальца, установленного в подшипниках качения:
а) – в двух опорах; б) – консольно

Для схемы рис. 2.18, а опорные реакции R_A и R_B равны

$$R_A = P_{\Pi}b/L, R_B = P_{\Pi}a/L, \quad (2.100)$$

а изгибающий момент в опасном сечении

$$M_C = P_{\Pi}ba/L. \quad (2.101)$$

В частном случае при $a = b = L/2$ $R_A = R_B = P_{\Pi}/2$, а изгибающий момент в опасном сечении $M_C = P_{\Pi}a/2 = P_{\Pi}L/4$.

Для схемы рис. 2.18, б реакции в опорах

$$R_C = P_{\Pi}(a + b)/b, R_B = P_{\Pi}a/b, \quad (2.102)$$

а изгибающий момент в наиболее опасном сечении

$$M_C = P_{\Pi}a. \quad (2.103)$$

Подшипники качения, предназначенные для длительной работы при динамической ударной нагрузке и частоте вращения, большей 1 об/мин, но меньшей предельного значения по каталогу, обычно выбирают по критерию динамической грузоподъёмности.

Выбор, обоснование и расчёт подшипников качения для узла пальца эксцентрика выполнены в работе [8], в которой автор рекомендует устанавливать палец в шарикоподшипниках типоразмеров 24, 1000094 или 1000085 (ГОСТ 8338 – 75), так как они удовлетворяют условию прочности по контактным напряжениям и имеют довольно большую долговечность.

Условие прочности в опасном сечении для рассмотренных схем установки пальца

$$\sigma_{\text{иmax}} = \frac{M_{\text{max}}}{W} \leq [\sigma], \quad (2.104)$$

где W – момент сопротивления сечения пальца относительно его оси, равный $W = \frac{\pi d^3}{16}$ (d – диаметр пальца);

$[\sigma]$ – допускаемые нормальные напряжения при изгибе.

Касательные напряжения при изгибе определяются по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{Q \cdot S_x}{J_x \cdot b}. \quad (2.105)$$

Проверка прочности пальца на касательные напряжения подчинена условию

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S}{J \cdot b} \leq [\tau], \quad (2.106)$$

где $[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения при изгибе.

Так как длина пальца невелика, то при наличии двух опор жёсткость его на изгиб будет достаточно большой. В этом случае палец следует проверить на срез. Касательные напряжения при деформации среза будут

$$\tau_{\max} = \frac{4 Q_{\max}}{\pi \cdot d^2}. \quad (2.107)$$

Выбранный диаметр пальца можно считать допустимым, если выполняется условие

$$\tau_{\max} = \frac{4 Q_{\max}}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau_{\text{ср}}]. \quad (2.108)$$

Убедившись, что σ_{\max} и τ_{\max} намного меньше допускаемых напряжений, можно считать расчёт пальца эксцентрика на прочность законченным.

В табл. 2 приложений приведены величины усилия на палец эксцентрика для мальтийских механизмов кинопроекторной аппаратуры.

2.4. Расчет маховика мальтийского механизма

В связи с тем, что механизм прерывистого движения порождает значительные изменения момента сопротивления передаточному механизму, на валу эксцентрика устанавливается маховик, который, благодаря своей массе, уменьшает влияние указанного момента.

В предыдущих расчётах был определён крутящий момент, который необходимо приложить к мальтийскому кресту для его поворота.

При расчёте маховика мальтийского механизма практически достаточно учесть лишь момент для преодоления сил инерции массы скачкового зубчатого барабана и мальтийского креста, т.е.

$$M_1 = J E_M. \quad (2.109)$$

Крутящий момент эксцентрика рассчитывается по формуле

$$M_o = P \cdot r = \frac{J \cdot E_M \cdot r \cdot \cos(\alpha + \beta)}{\sqrt{r^2 + L^2 - 2rL \cos \alpha}}, \quad (2.110)$$

где P - касательная составляющая усилия P_n (рис. 2.19), которое определяется выражением

$$P_n = \frac{M_1}{\sqrt{r^2 + L^2 - 2rL \cos \alpha}}. \quad (2.111)$$

Для построения графической зависимости $M_o = f(\alpha)$ следует помнить, что

$$\beta = \arctg \frac{r \sin \alpha}{L - r \cos \alpha} = \arctg \frac{\sin \alpha}{K - \cos \alpha}. \quad (2.112)$$

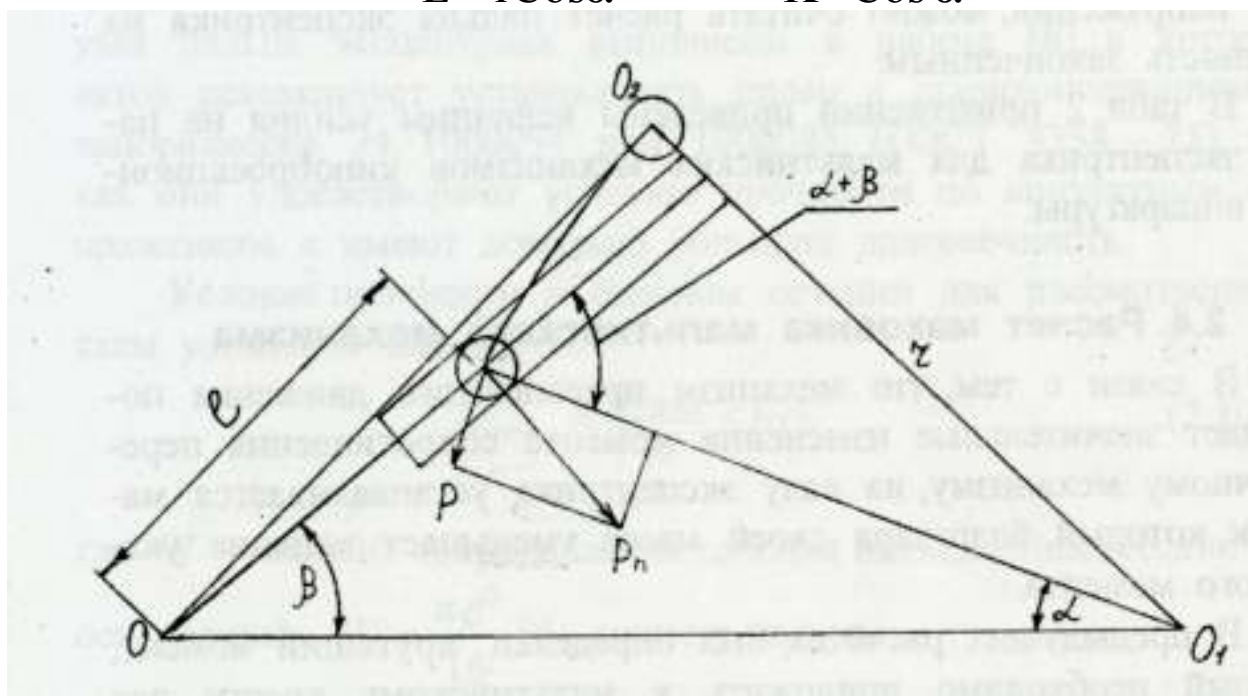


Рис. 2.19. Схема сил, действующих на палец эксцентрика
Площадь, ограниченная кривой $M_o = f(\alpha)$, равна работе, со-

вершаемой маховиком для поворота мальтийского креста и скачкового зубчатого барабана (рис. 2.20).

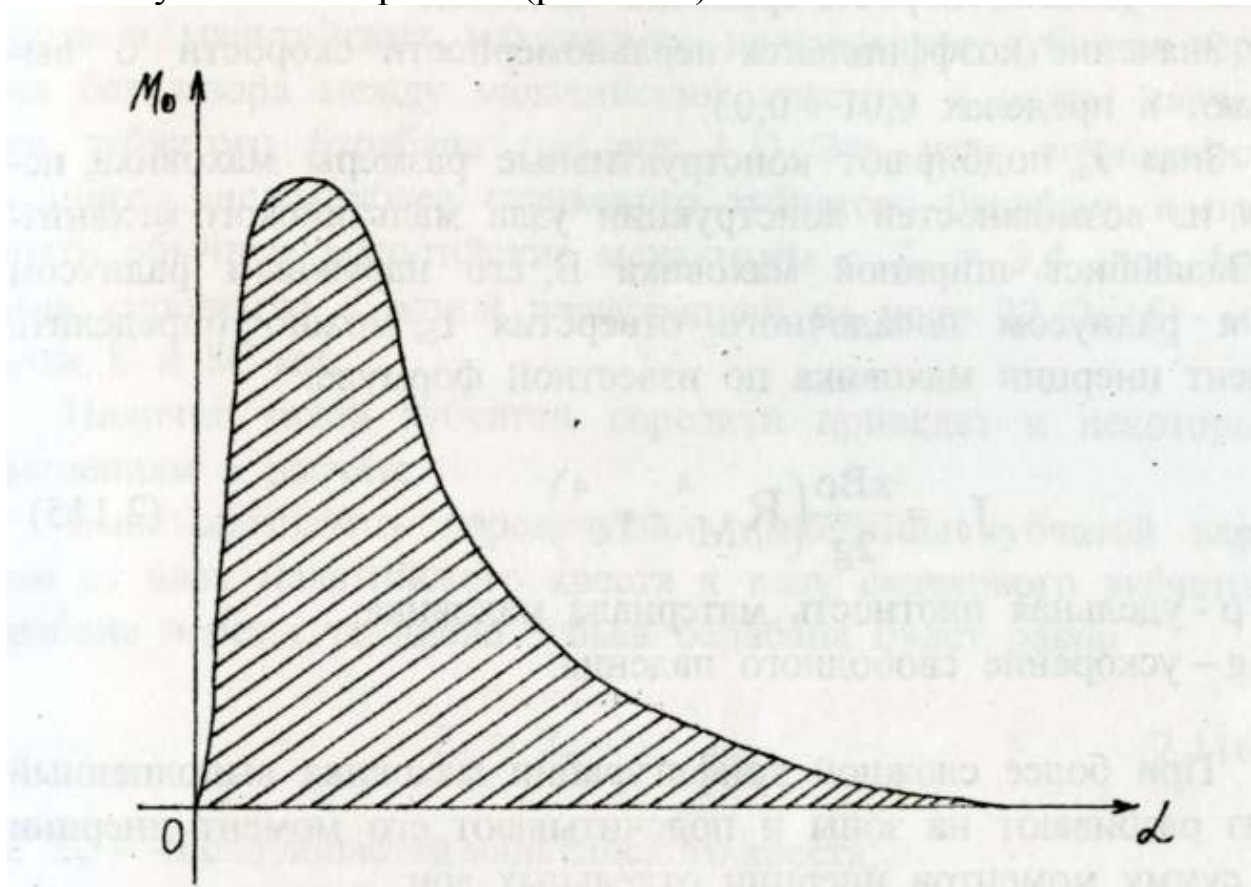


Рис. 2.20. График зависимости $M_0 = f(\alpha)$

Площадь, ограниченная кривой, есть работа A , совершаемая эксцентриком за один его оборот, причём

$$A = S \cdot M_{\text{мо}} \cdot M_{\text{м}\alpha}, \quad (2.113)$$

где S - площадь (на рис. заштрихована);

$M_{\text{мо}}$ - масштаб по оси ординат;

$M_{\text{м}\alpha}$ - масштаб по оси абсцисс, рад/мм.

Момент инерции маховика

$$J_o = \frac{A}{\delta \cdot \omega^2}, \quad (2.114)$$

где J_o - момент инерции массы маховика;

δ - коэффициент неравномерности скорости вращения экс-

центрика с маховиком;

ω - угловая скорость вращения маховика.

Значение коэффициента неравномерности скорости δ выбирают в пределах $0,01 \div 0,03$.

Зная J_0 , подбирают конструктивные размеры маховика, исходя из возможностей конструкции узла мальтийского механизма. Задавшись шириной маховика B , его наружным радиусом R_M и радиусом посадочного отверстия r_o , можно определить момент инерции маховика по известной формуле:

$$J_{01} = \frac{\pi B \rho}{2g} (R_M^4 - r_o^4), \quad (2.115)$$

где ρ - удельная плотность материала маховика;

g - ускорение свободного падения.

При более сложной конфигурации маховика выполненный эскиз разбивают на зоны и подсчитывают его момент инерции как сумму моментов инерции отдельных зон.

Добившись того, что выбранные конструктивные размеры маховика обеспечивают значение $J_{01} \geq J_0$, можно считать расчёт маховика законченным.

Если требуемое значение момента инерции J_0 велико, что приводит к нежелательному увеличению радиуса маховика R_M , можно увеличить J_{01} при том же R_M за счёт расточки в маховике, куда заливается материал с большой удельной плотностью, например свинец.

2.5. Особенности расчёта мальтийского механизма с зубчатой передачей мальтийский крест - скачковый барабан

Как уже отмечалось в разделе эскизного проектирования, иногда в мальтийских механизмах применяется зубчатая передача без зазора между мальтийским крестом и валом скачкового зубчатого барабана (см. рис. 1.1). Это даёт возможность увеличить число зубьев скачкового зубчатого барабана и применять обычные мальтийские механизмы с $Z_k = 3,4$ для форматов киноленты с одной перфорацией на кадр 32 (2×16) - мм; 16-мм; 8- и 8С-мм.

Наличие такой зубчатой передачи приведёт к некоторым изменениям в расчёте.

Если обозначить передаточное отношение зубчатой передачи от вала мальтийского креста к валу скачкового зубчатого барабана через i , то число зубьев барабана будет равно

$$Z_6 = Z_k \cdot i \cdot n, \quad (2.116)$$

где Z_k - число лопастей мальтийского креста;

n - число перфораций с одной стороны кадра киноленты.

При расчёте кинематических характеристик мальтийского механизма с зубчатой передачей выражения для S , V и a изменятся в $\frac{1}{i}$ раз и примут вид

$$S = R_d \left(\beta, -\operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha}{K - \cos \alpha} \right) \cdot \frac{1}{i}; \quad (2.117)$$

$$V = 2\pi \cdot v R_d \left(\frac{K \cdot \cos \alpha - 1}{K^2 - 2K \cos \alpha + 1} \right) \cdot \frac{1}{i}; \quad (2.118)$$

$$a = 4\pi^2 v^2 R_d \left[\frac{(K^2 - 1) \cdot K \cdot \sin \alpha}{(K^2 - 2K \cos \alpha + 1)^2} \right] \cdot \frac{1}{i^2}. \quad (2.119)$$

Угловое ускорение скачкового зубчатого барабана будет равно

$$E_{\delta} = \frac{E_M}{i^2}, \quad (2.120)$$

где E_M - угловое ускорение мальтийского креста.

При расчёте моментов инерции масс прерывисто передвигаемых деталей необходимо учитывать и моменты инерции шестерен, одна из которых связана с валом мальтийского креста, другая - с валом скачкового зубчатого барабана.

Если обозначить моменты инерции шестерен через $J_{ш1}$ и $J_{ш2}$, то

$$J_{ш1} = \frac{\pi(R_1^4 - r_1^4)\rho_1 \cdot b_1}{2g \cdot i^2}; \quad (2.121)$$

$$J_{ш2} = \frac{\pi(R_2^4 - r_2^4)\rho_2 \cdot b_2}{2g}, \quad (2.122)$$

где R_1 , R_2 , r_1 и r_2 - наружные радиусы и радиусы посадочных отверстий шестерен;

$\rho_{1,2}$ - удельная плотность материала шестерен;

b_1 , b_2 - ширина шестерён;

g - ускорение свободного падения;

i - передаточное отношение.

Момент инерции массы скачкового зубчатого барабана, приведённый к оси мальтийского креста, будет равен

$$J_{\delta} = \frac{J_{\delta 1}}{i^2}, \quad (2.123)$$

где $J_{\delta 1}$ - момент инерции массы скачкового барабана относительно собственной оси вращения (см. раздел 2.3).

Моменты сил инерции шестерён и скачкового барабана соответственно -

$$M_{\delta} = J_{\delta} E_{\delta}, \quad (2.124)$$

где $E_{\delta} = \frac{E_M}{i^2}$

$$\begin{aligned} M_{ш1} &= J_{ш1} E_{\delta}, \\ M_{ш2} &= J_{ш2} E_M. \end{aligned} \quad (2.125)$$

Момент сил инерции прерывисто передвигаемой части киноленты и силы трения в фильмовом канале:

$$M = (F_{И\max} + F_T) R_{\frac{1}{2}}. \quad (2.126)$$

Учитывая эти особенности расчёта, определяют усилия на палец эксцентрика в мальтийских механизмах, где мальтийский крест и эксцентрик связаны зубчатой передачей.

3. Некоторые вопросы конструирования мальтийских механизмов

3.1. Конструирование узла мальтийского креста

Узел мальтийского креста обычно состоит из следующих деталей: мальтийского креста, скачкового зубчатого барабана, деталей его крепления на валу креста и шайбы со стопорным винтом, которая служит для регулирования осевого зазора в узле.

Исключение составляют мальтийские механизмы с зубчатой передачей между валом креста и скачковым барабаном. В этом случае к узлу мальтийского креста будут дополнительно относиться шестерни, детали её крепления и детали, компенсирующие осевые зазоры.

Мальтийский крест чаще всего представляет собой одну деталь, изготавливаемую либо из поковки, либо методом точного стального литья по выплавляемым моделям.

Сборные варианты мальтийских крестов (вал и отдельно головка мальтийского креста) встречаются в практике конструирования мальтийских механизмов значительно реже. Применяя сборную конструкцию мальтийского креста, следует предусматривать надёжное закрепление головки на валу, например,

одна из переходных посадок и штифт или только неподвижная посадка, например $\frac{H7}{s6}$ (рис. 3.1).

Вал мальтийского креста целесообразно принимать одного диаметра в посадочной части и в той части, где крепится скачковый зубчатый барабан.

Рекомендуемые величины диаметров вала 8 - 10 мм. Посадочная часть вала мальтийского креста в подшипнике может иметь спиральную канавку, которая обеспечит лучшие условия смазки.

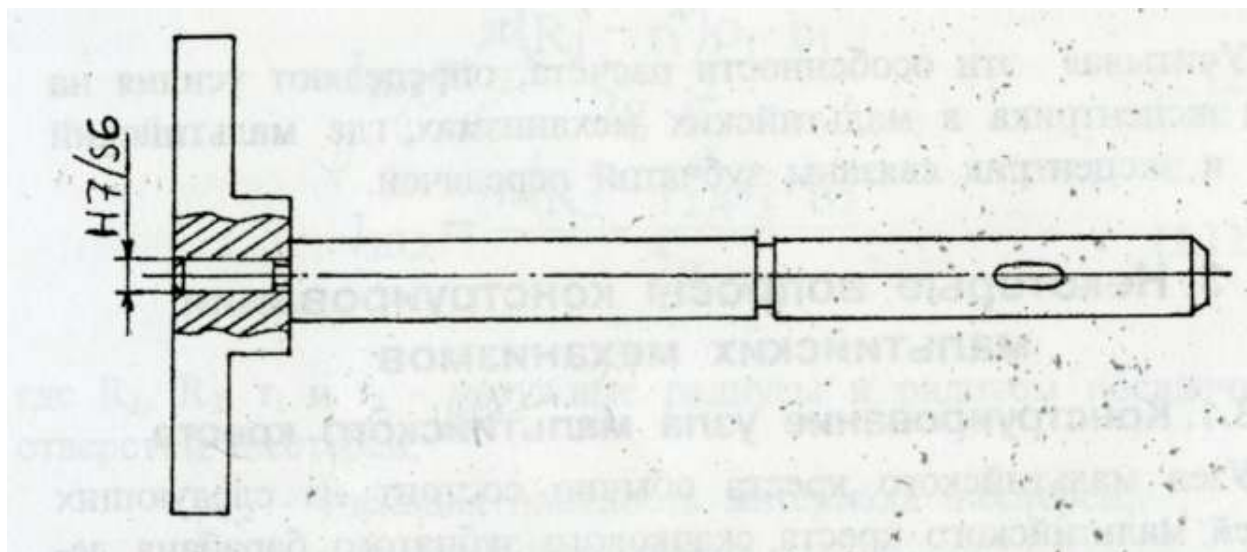


Рис. 3.1. Сборный вариант конструкции мальтийского креста

Однако боковая сторона этой винтовой канавки образует с трущейся поверхностью режущий клин, который, как установлено экспериментальными исследованиями, снижает износостойкость пары деталей: вал креста - эксцентричная подшипниковая втулка. В новых механизмах рекомендуется вал мальтийского креста обрабатывать вибрационным обкатыванием, благодаря чему образуются многозаходные винтовые микроканавки, которые обеспечивают как хорошие условия смазки, так и отвод масла.

В мальтийских механизмах кинокопировальных аппаратов продольные канавки для смазки ввели и на фиксируемых выемках креста. Шлицы мальтийского креста могут прорезаться напроход (рис. 3.2 а,б) или каждый отдельно.

Очевидно, что вариант с торцевыми шлицами, показанный

на рис. 3.2 б, более целесообразен с точки зрения точности, так как накопленная ошибка между осями шлицов будет в этом случае меньше.

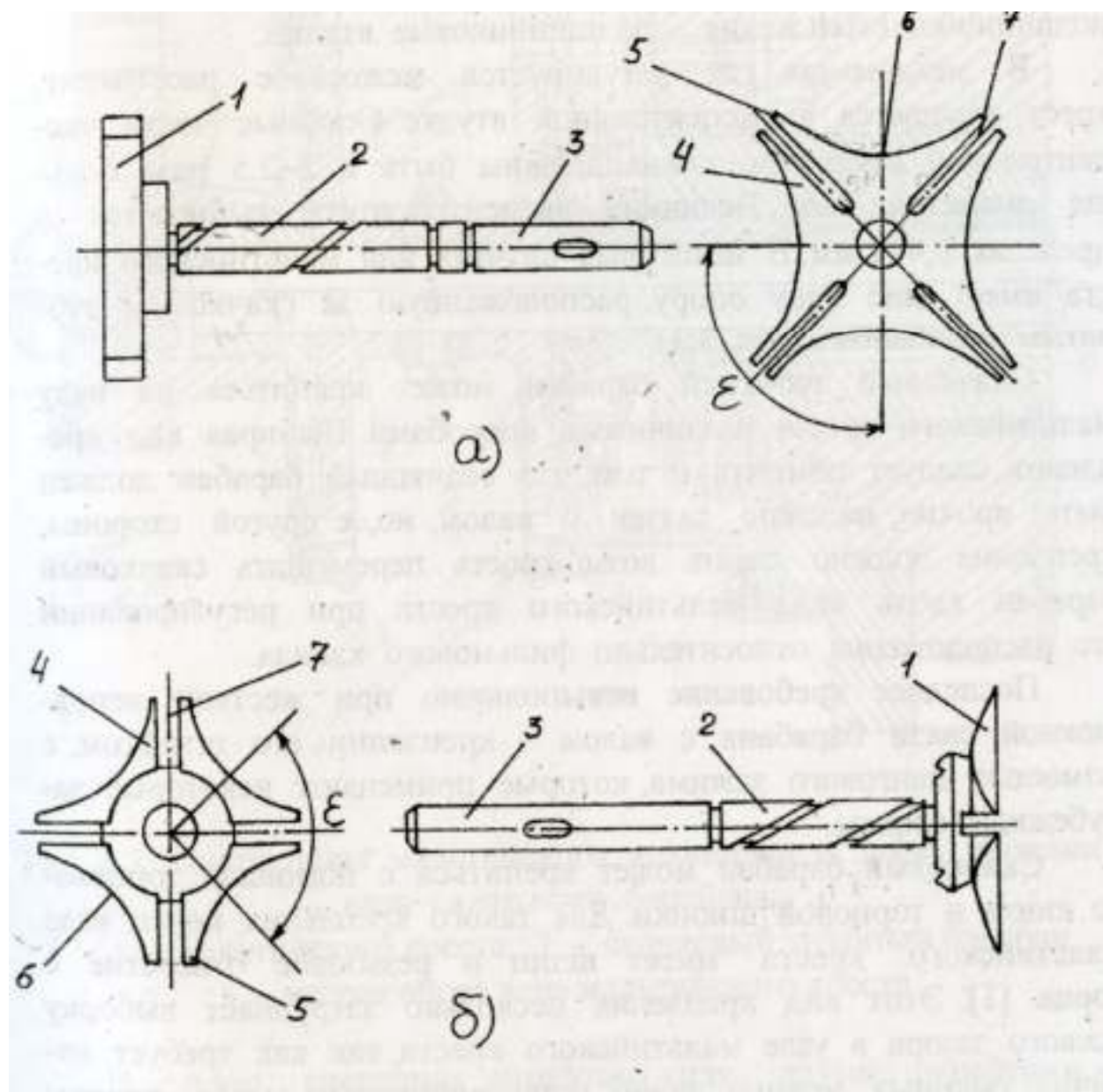


Рис. 3.2. Варианты исполнения конструкции головок мальтийского креста:

- 1 - головка мальтийского креста; 2 - посадочная часть вала; 3 - часть вала под скачковый зубчатый барабан; 4 - лопасть; 5 - перо; 6 - фиксируемая выемка; 7 - шлиц

Длина вала мальтийского креста зависит от формата киноленты - это определяет длину посадочной части вала под скачковым барабаном. Конструкция корпуса узла механизма опреде-

ляет длину опорной части вала креста, находящейся в подшипнике.

Опорами вала мальтийского креста, как правило, служат подшипники скольжения - подшипниковые втулки.

В механизмах, где регулируется межосевое расстояние, крест вращается в эксцентричной втулке. Опорные части эксцентричной втулки по длине должны быть в 2–2,5 раза больше диаметра вала. Величина эксцентриситета выбирается в пределах 0,4–1 мм. В некоторых случаях вал мальтийского креста имеет еще одну опору, расположенную за скачковым зубчатым барабаном (рис. 3.3).

Скачковый зубчатый барабан может крепиться на валу мальтийского креста различными способами. Выбирая вид крепления, следует помнить о том, что скачковый барабан должен быть прочно, надёжно связан с валом, но, с другой стороны, крепление должно давать возможность перемещать скачковый барабан вдоль вала мальтийского креста при регулировании его расположения относительно фильмового канала.

Последнее требование невыполнимо при жёсткой неподвижной связи барабана с валом - креплении его штифтом, с помощью цангового зажима, которые применяют некоторые зарубежные фирмы.

Скачковый барабан может крепиться с помощью торцового винта и торцовой шпонки. Для такого крепления конец вала мальтийского креста имеет шлиц и резьбовое отверстие с торца [1]. Этот вид крепления несколько затрудняет выборку осевого зазора в узле мальтийского креста, так как требует наличия сменных мерных шайб, устанавливаемых между торцом эксцентричной втулки и скачковым барабаном. Помимо невозможности осевого смещения скачкового барабана, рассмотренные варианты крепления приводят к увеличению его радиального биения.

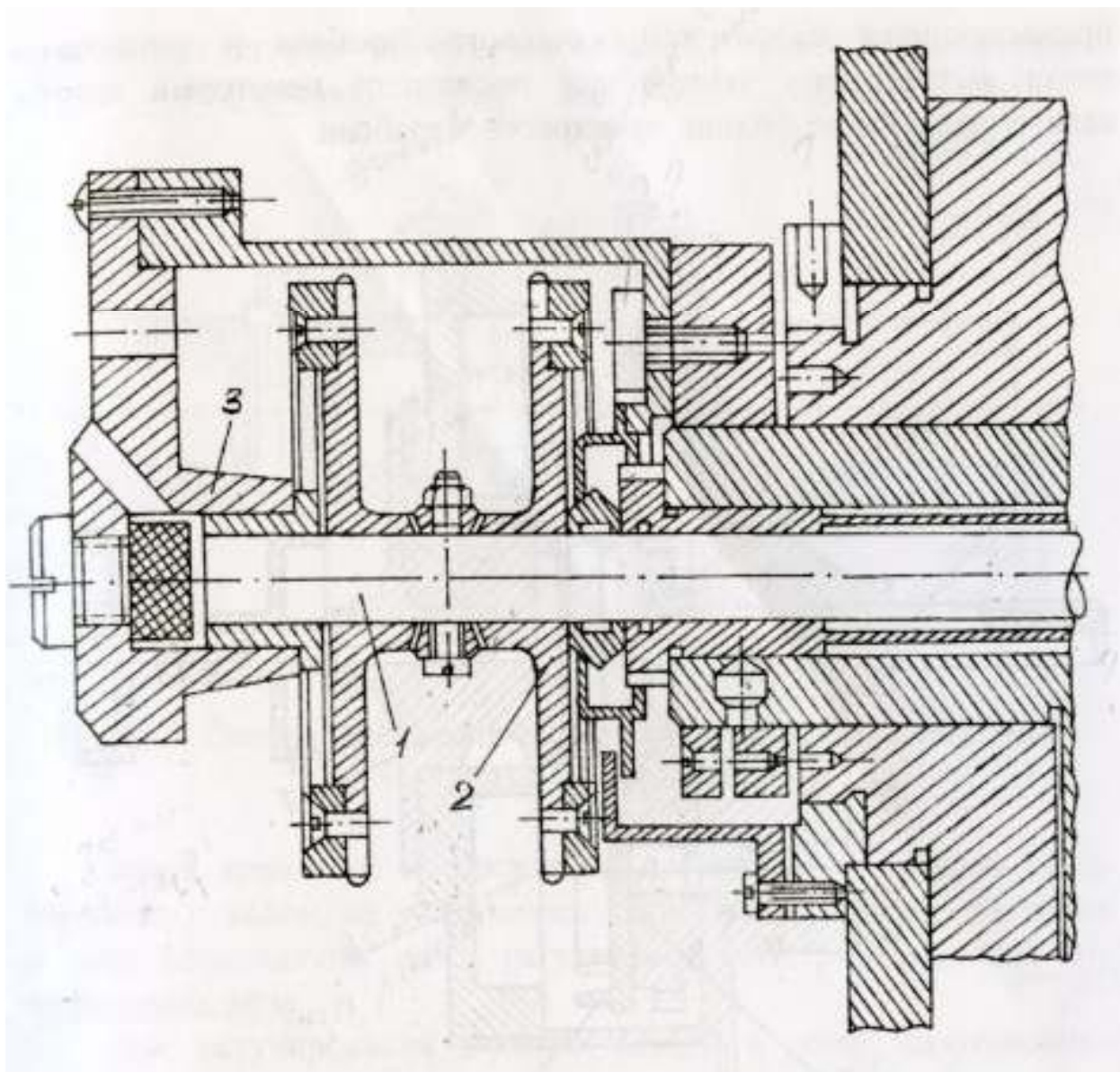


Рис. 3.3. Конструкция мальтийского механизма с двумя опорами вала скачкового барабана:

- 1 - вал мальтийского креста; 2 - скачковый зубчатый барабан;
3 - вторая опора вала мальтийского креста**

В случае крепления штифтом (или двумя штифтами - рис. 3.4) неизбежно возникает изгиб вала мальтийского креста и, как следствие, - радиальное биение опорных поясков скачкового барабана. Если скачковый барабан крепится с торца, то торцевые поверхности барабана и головки винта должны быть изготовлены точно: всякое отклонение от параллельности соприкасающихся плоскостей скачкового барабана и торцового винта вызовет при затягивании последнего некоторый изгиб вала и ра-

диальное биение скачкового барабана.

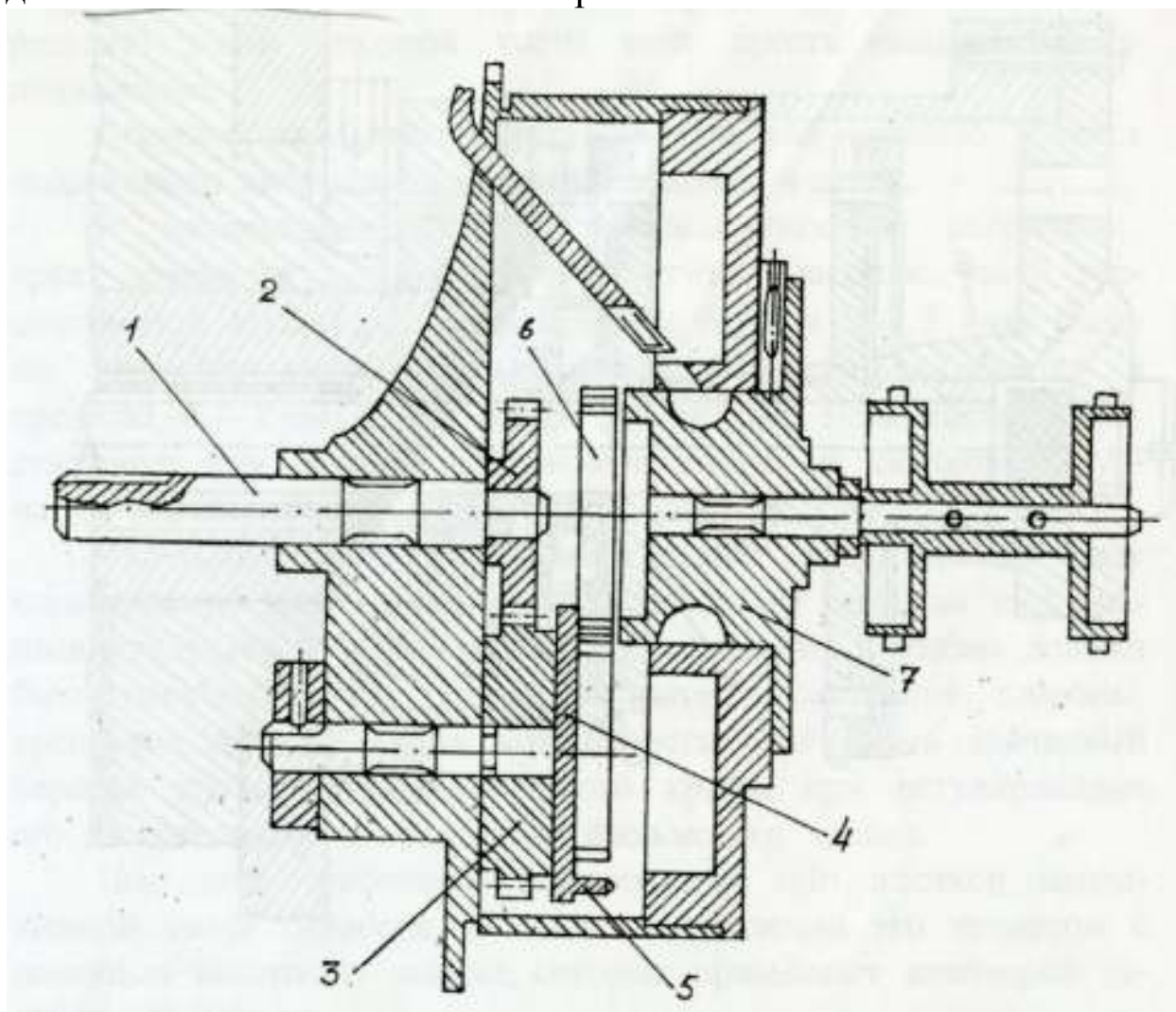


Рис. 3.4. Конструкция мальтийского механизма с креплением скачкового барабана при помощи двух штифтов:

1 - вал; 2 - ведущая шестерня; 3 - шестерня эксцентрика;
4 - диск эксцентрика; 5 - палец эксцентрика; 6 - мальтийский крест; 7 - эксцентричная втулка

В последние годы скачковые барабаны крепятся на валу с помощью винта и гайки (рис. 3.5). Вал мальтийского креста имеет овальное отверстие, которое позволяет перемещать скачковый барабан относительно вала. На шейке скачкового барабана с двух сторон вырезаются концевой фрезой пружинящие язычки, а под головку винта и под гайку фрезеруются лыски.

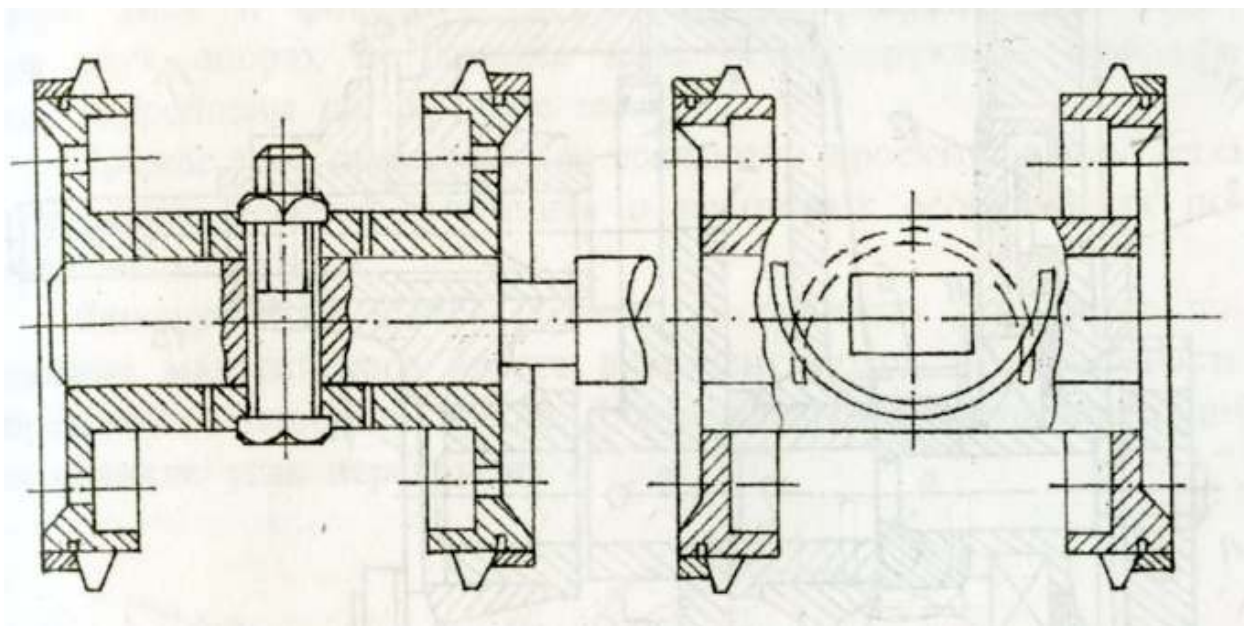


Рис. 3.5. Способ крепления скачкового барабана с помощью винта и гайки

Такое крепление обеспечивает достаточно надёжную связь барабана с валом, не увеличивает радиального биения барабана и даёт возможность легко регулировать его расположение относительно вала.

Для регулирования осевого зазора в узле мальтийского креста:

1) отпускается стопорный винт упорного кольца, которое располагается на валу мальтийского креста между торцом эксцентричной втулки и скачковым барабаном (рис. 3.6);

2) мальтийский крест выдвигается в сторону лентопротяжного механизма, а упорное кольцо - наоборот, к эксцентричной втулке и стопорится в таком положении.

В некоторых случаях для регулирования осевого зазора вводят между головкой мальтийского креста и эксцентричной втулкой шайбу толщиной $0,2 \div 0,3$ мм.

(Рекомендуемая точность выполнения отдельных размеров основных деталей мальтийских механизмов приведена в табл. 3.1 разд. 3.5).

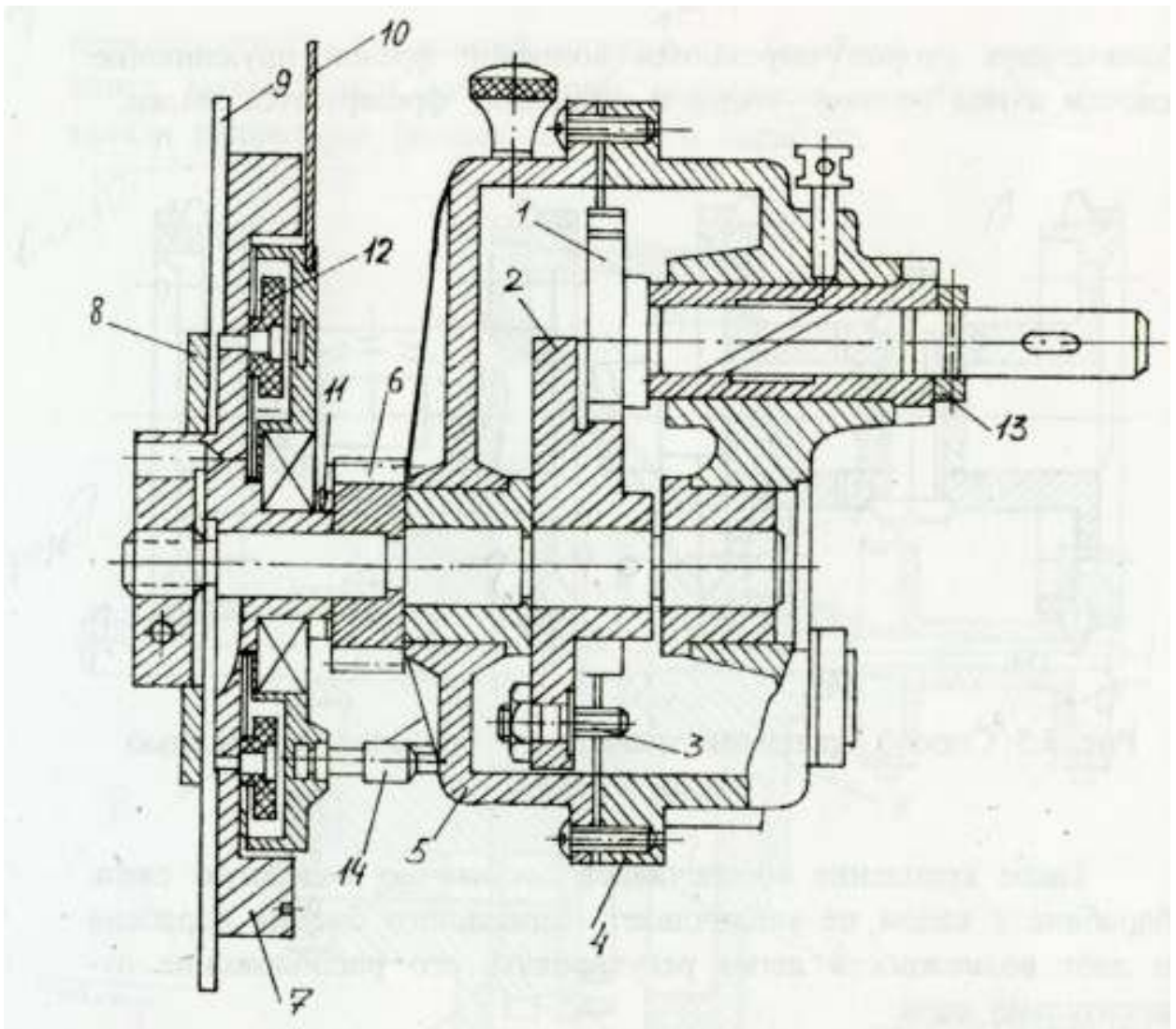


Рис. 3.6. Конструкция мальтийского механизма с регулировкой осевого зазора мальтийского креста с помощью упорного кольца:
 1 - мальтийский крест; 2 - узел эксцентрика; 3 - палец; 4 - корпус; 5 - крышка; 6 - шестерня; 7 - маховик; 8 - шайба; 9 - обтюратор; 10 - заслонка; 11 - стопорная шайба; 12 - кулачок; 13 - упорное кольцо; 14 - упор

3.2. Конструирование узла эксцентрика

В узел эксцентрика мальтийского механизма входят следующие детали: вал эксцентрика, диск с фиксирующей шайбой, палец эксцентрика, шестерня, маховик, детали крепления.

В зависимости от конструктивных решений в узле могут быть и другие детали.

Вал эксцентрика вращается в подшипниках скольжения. Расположение опор вала может быть различным: при одной

опоре диск и фиксирующая шайба расположены консольно, при двух опорах по концам вала - фиксирующая шайба и диск закреплены на середине вала.

Прежде чем приступить к эскизному проектированию узла эксцентрика, следует вспомнить о некоторых особенностях построения этого узла.

Фиксирующая шайба должна обеспечивать устойчивое положение мальтийского креста в момент покоя и возможность нормального поворота креста. Для обеспечения этого необходимо наличие угла перекрытия δ (рис. 3.7).

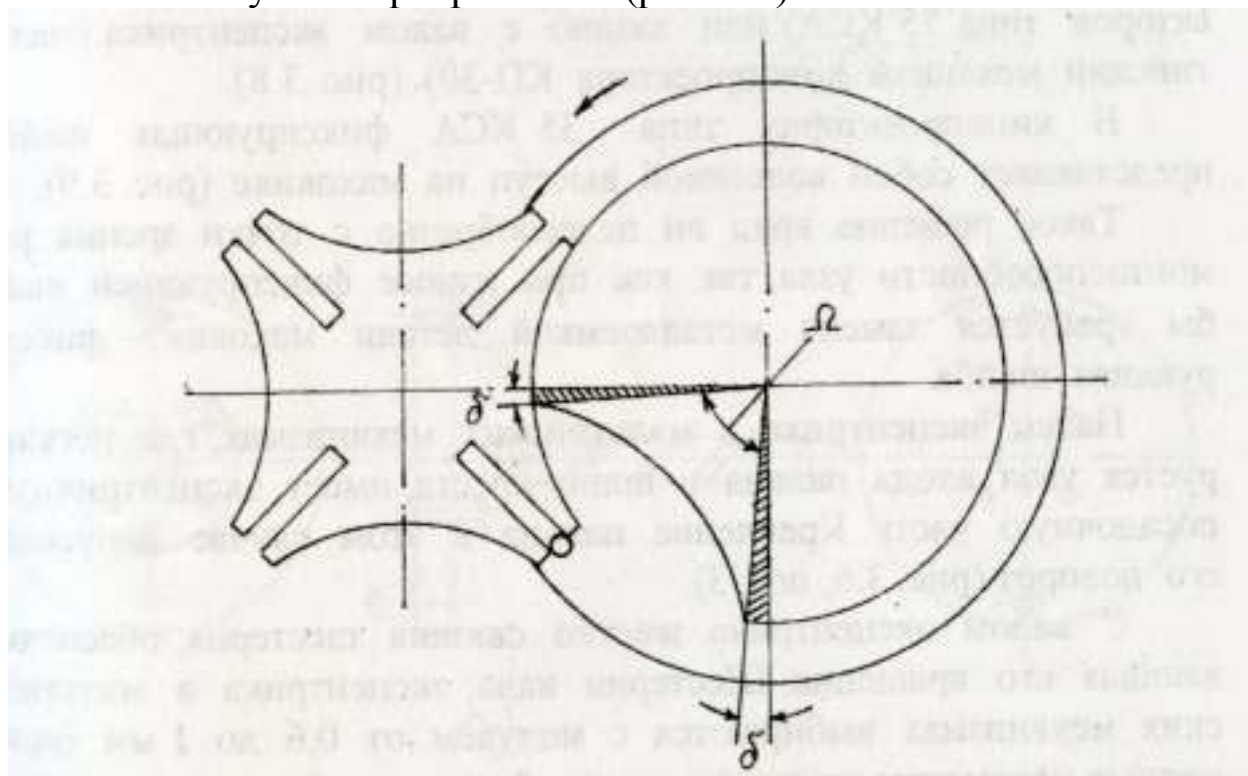


Рис. 3.7. Схема для определения угла выемки фиксирующей шайбы

Величина угла δ обычно составляет $6^{\circ}48'$. Для прохода лопастей мальтийского креста при его повороте фиксирующая шайба имеет выемку (рис. 3.7). Для четырёхлопастного мальтийского механизма угол выемки фиксирующей шайбы

$$\Omega = 90^{\circ} - 2\delta \quad (3.1)$$

В большинстве существующих мальтийских механизмов диаметр фиксирующей шайбы выбирается в соответствии с ра-

диусом фиксируемой выемки по посадке $\frac{H7}{m6}$ (фиксирующая шайба больше по диаметру, чем фиксируемая выемка). Исследования реальных мальтийских механизмов с учетом гидродинамической теории смазки показали, что сопряжение фиксирующая шайба - фиксируемая выемка мальтийского креста целесообразнее задавать по посадке $\frac{H7}{h6}$.

Фиксирующая шайба может быть изготовлена как единое целое с диском эксцентрика (мальтийские механизмы кинопроекторов типа 35 КСА) или заодно с валом эксцентрика (мальтийский механизм кинопроектора КП-30) (рис. 3.8).

В кинопроекторах типа 35 КСА фиксирующая шайба представляет собой кольцевой выступ на маховике (рис. 3.9).

Такое решение вряд ли целесообразно с точки зрения ремонтоспособности узла, так как при износе фиксирующей шайбы требуется замена металлоемкой детали маховик – фиксирующая шайба.

Палец эксцентрика в мальтийских механизмах, где регулируется угол входа пальца в шлиц креста, имеет эксцентричную посадочную часть. Крепление пальца в этом случае допускает его поворот (рис. 3.6, поз. 3).

С валом эксцентрика жёстко связана шестерня, обеспечивающая его вращение. Шестерни вала эксцентрика в мальтийских механизмах выбираются с модулем от 0,6 до 1 мм (примерные параметры шестерён мальтийских механизмов приведены в табл. 4 приложения).

Маховик эксцентрика мальтийского механизма располагается либо с внешней стороны корпуса узла, либо внутри корпуса.

В том и другом случае маховик должен конструктивно вписываться в узел механизма. При необходимости изменения основных размеров маховика (наружный диаметр, ширина) их следует пересчитать по требуемому моменту инерции (см. раздел 2.4).

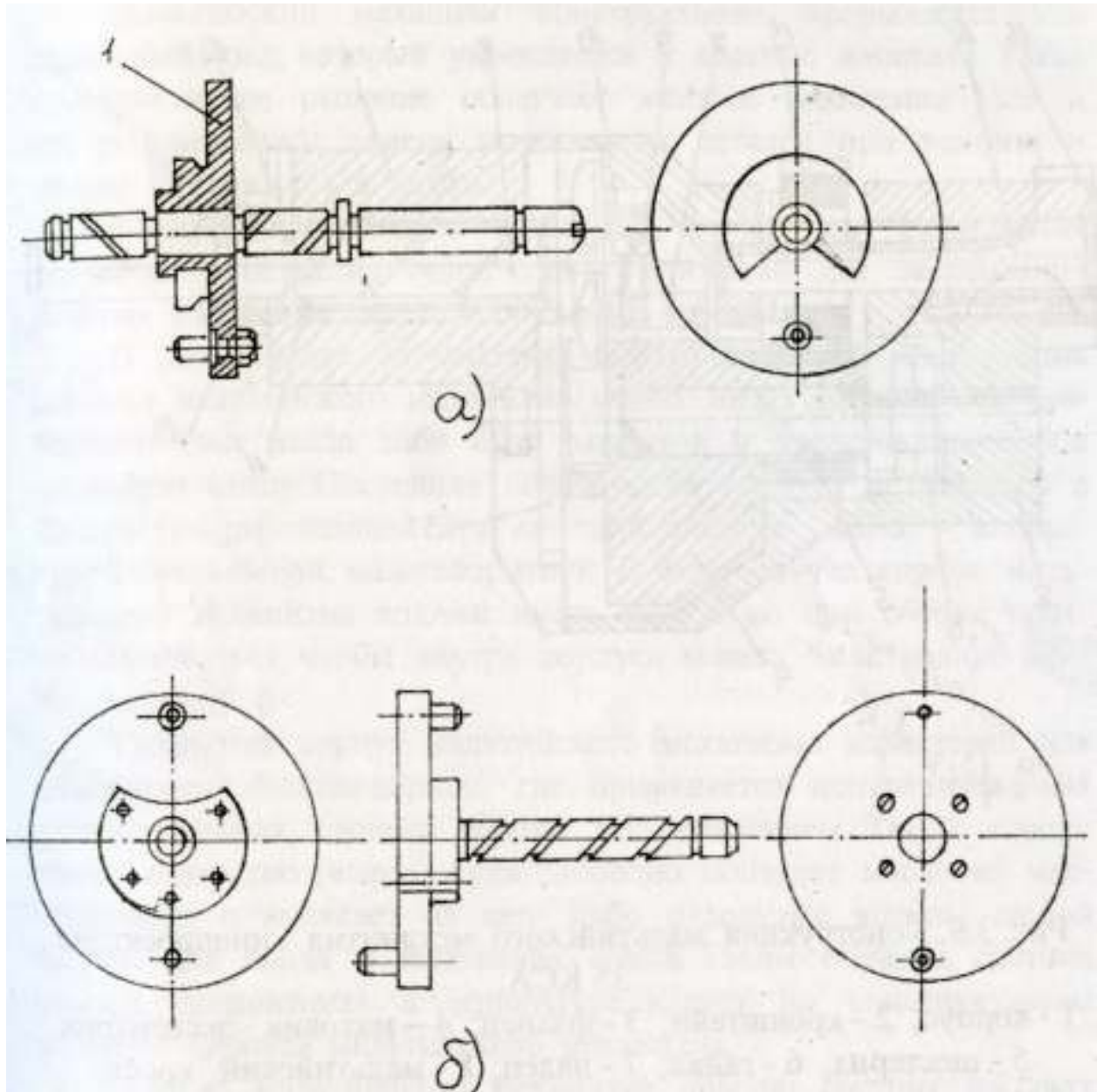


Рис. 3.8. Конструкции разборного (а) и цельного (б) узла эксцентрика

Палец эксцентрика может вращаться на двух опорах. В этом случае палец работает не как консольная балка, а как балка на двух опорах. На сам палец можно надевать втулку, это приведёт к частичной замене трения скольжения между пальцем и шлицом мальтийского креста на трение качения.

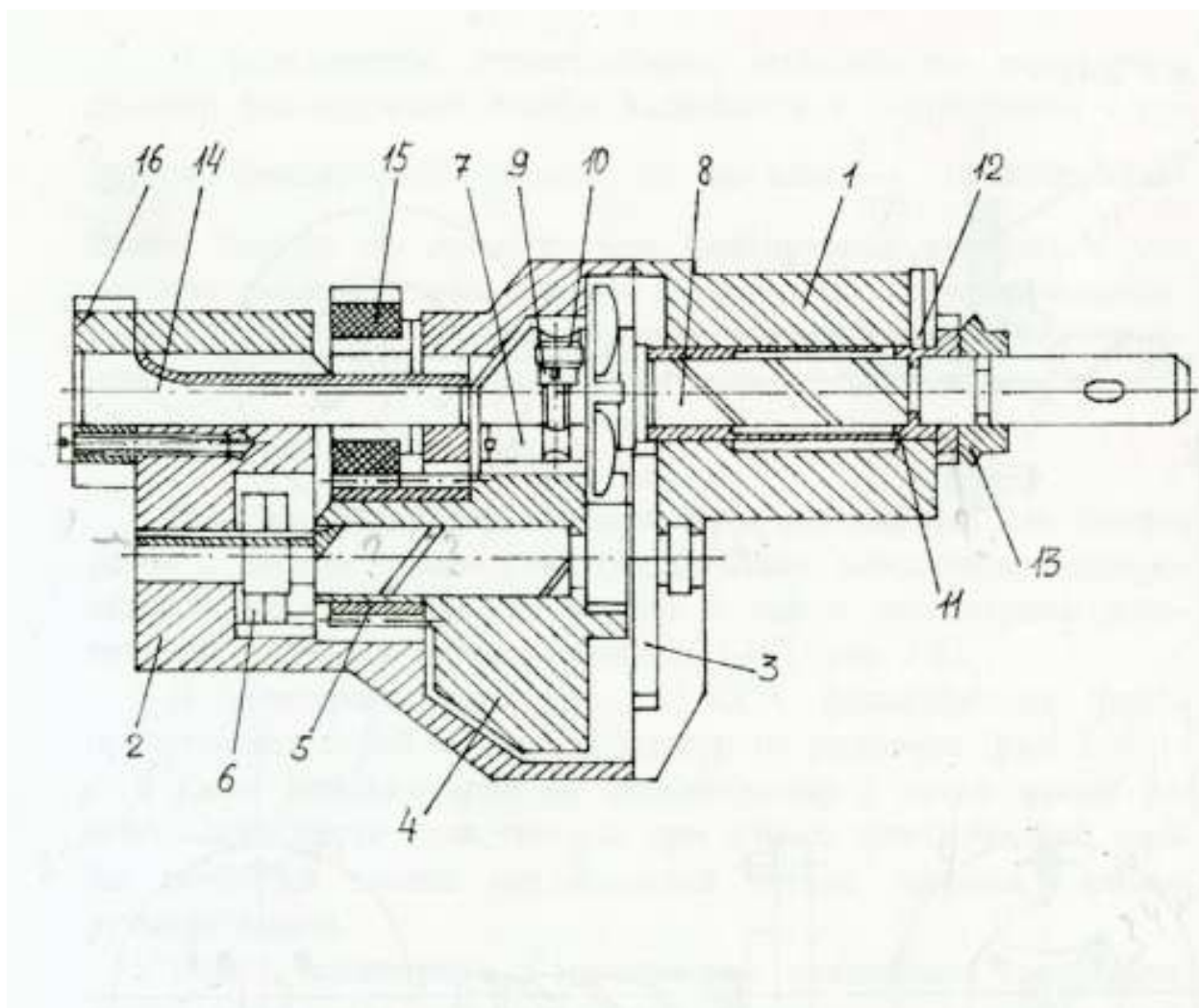


Рис. 3.9. Конструкция мальтийского механизма кинопроектора 35 КСА:

1 - корпус; 2 - кронштейн; 3 - фланец; 4 – маховик - эксцентрик; 5 - шестерня; 6 - гайка; 7 - палец; 8 - мальтийский крест; 9, 10 - винты; 11 - эксцентричная втулка; 12 - стопорный винт; 13 - маслоразбрызгивающее кольцо; 14 - ось; 15 - промежуточная шестерня; 16 - шестерня

Основание для второй опоры под палец укрепляется обычно на фиксирующей шайбе. Его размеры и форма не должны мешать нормальной работе мальтийского креста. Для обеспечения соосности двух опор пальца эксцентрика следует предусмотреть возможность их регулирования при сборке.

3.3. Конструирование корпуса мальтийского механизма

Мальтийский механизм конструктивно оформляется как отдельный узел, который укрепляется в корпусе аппарата. Такое

конструктивное решение облегчает жёсткое крепление узла и его регулирование, замену изношенных деталей при ремонте и сборке аппаратуры в целом.

Корпус мальтийского механизма служит для размещения основных деталей, их опор, имеет устройство для закрепления узла на корпусе аппарата, для смазки механизма.

В зависимости от системы смазки аппарата конструкция корпуса мальтийского механизма может иметь вырезы для свободного тока масла либо быть закрытой и представлять собой масляную ванну. Последняя конструкция корпуса встречается в аппаратуре, работающей при местной системе смазки - аппаратуре передвижной, малогабаритной. В этом случае корпус мальтийского механизма должен иметь разъем, но при сборке плотно стыковаться, чтобы внутрь корпуса можно было залить масло (рис. 3.6).

Открытый корпус мальтийского механизма характерен для аппаратуры стационарной, где применяется централизованная принудительная система смазки под давлением. Такой корпус имеет отверстие (вырез), куда свободно попадает масло из маслопровода и вытекает из него, либо отдельные вырезы любой формы для ввода и вытекания масла. Таким образом, система смазки, применяемая в аппаратуре, влияет на конструктивное решение корпуса мальтийского механизма.

Корпус мальтийского механизма обычно состоит из двух частей: собственно корпуса и крышки или кронштейна. Такое разделение облегчает сборку узла. Части корпуса соединяются между собой винтами и фиксируются штифтами. Штифты обязательны в тех случаях, когда опоры вала эксцентрика расположены в разных частях корпуса.

Подшипниковые втулки вала эксцентрика укрепляются в корпусе (кронштейне) по неподвижной посадке. Длина опорной части втулок должна быть не менее удвоенного диаметра вала. Эксцентричная втулка мальтийского креста должна поворачиваться при регулировании межосевого расстояния. Для предотвращения самопроизвольного смещения эксцентричной втулки после регулирования в корпусе следует предусматривать дополнительное устройство (стопорный винт).

В случае расположения опор вала эксцентрика в различных частях корпуса необходимо обеспечить их соосность. Для этой цели обе подшипниковые втулки после запрессовки обрабатываются совместно в сборе. Конструкция корпуса (крышки, кронштейна) должна предусматривать возможность такой совместной обработки, т.е. необходимо иметь сквозное отверстие для прохода развертки.

После запрессовки двух втулок детали корпуса свинчивают, затем обе втулки обрабатываются совместно и детали корпуса штифтуются. Обычно устанавливаются два штифта при наибольшем удалении друг от друга. Наличие таких штифтов обеспечивает точное взаимное расположение частей корпуса и, следовательно, соосность подшипниковых втулок при последующих сборках узла.

Если такая совместная обработка втулок производится в корпусе механизма, который будет работать по местной системе смазки, то отверстие против подшипниковой втулки наглухо закрывается заглушкой (см. рис. 3.6).

Крепление узла мальтийского механизма в аппаратуре может осуществляться по-разному. Одним из простейших видов крепления является крепление с помощью винтов. В этом случае корпус мальтийского механизма должен иметь приливы с отверстиями под винты (резьба обычно нарезается в отверстиях на плате аппарата).

При необходимости регулирования положения мальтийского механизма в аппарате отверстия под винты в приливах можно сделать несколько большего диаметра, чем винты, обеспечив зазор $0,1 \div 1$ мм. Это даёт возможность регулировать зацепление шестерни вала эксцентрика с шестернями передаточного механизма аппарата.

Мальтийский механизм может крепиться с помощью фланца и гаек или только гаек. Фланец, как правило, применяется в тех случаях, когда весь узел мальтийского механизма поворачивается при совмещении кадра с кадровым окном и служит опорой для всего узла при его повороте.

Для возможности регулирования зацепления шестерен эксцентрика с шестернёй передаточного механизма во фланце

можно предусмотреть небольшой эксцентриситет. Тогда, меняя положение фланца относительно корпуса аппарата, можно регулировать положение мальтийского механизма. Эксцентричный фланец во избежание самопроизвольного поворота в корпусе следует фиксировать любым способом (штифт, фиксатор, упор и т.д.).

Гайки для крепления мальтийского механизма обычно делают специальные, большого диаметра, ибо они должны иметь на образующей поверхности устройства для отвинчивания и быть декоративными, так как располагаются со стороны лентопротяжного механизма.

Применяя любой другой вид крепления узла мальтийского механизма в корпусе аппарата, нужно обеспечить достаточную жесткость закрепления и легкий съём механизма, ибо мальтийский механизм относительно часто нуждается в разборке для регулирования или замены изношенных деталей.

При местной системе смазки, когда детали механизма работают в масляной ванне, корпус должен иметь три отверстия, надёжно закрытых пробками. Одно отверстие служит для спуска отработанного масла, другое - для заливки масла и третье - сбоку, несколько выше средней линии корпуса - для выхода воздуха при заливке и контроля уровня заливаемого масла. Смена смазки мальтийского механизма происходит, когда узел установлен в аппарате, поэтому все отверстия должны быть расположены в доступных местах. Лучше применять пробки резьбовые с головками и накаткой, которые можно отвинчивать вручную.

Для предотвращения вытекания масла из корпуса следует предусмотреть прокладки как между корпусом и крышкой, так и между пробками и корпусом.

Течь масла из корпуса мальтийского механизма при продолжительной работе уменьшается и может быть сведена на нет при замене верхней пробки сапуном (рис. 3.10).

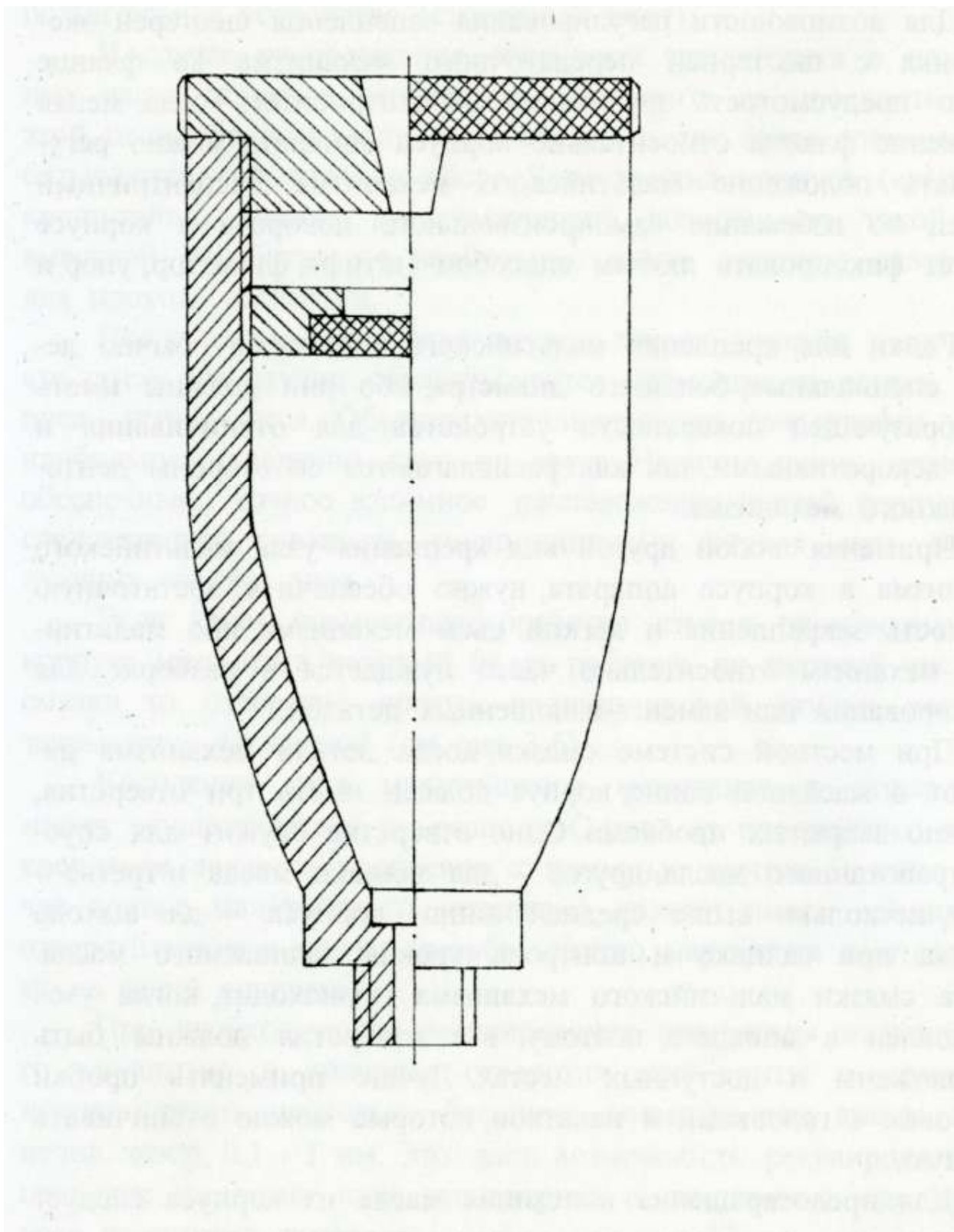


Рис. 3.10. Сетка–фильтр

Отверстие в крышке сапуна обеспечивает проникновение воздуха внутрь корпуса мальтийского механизма и снижает некоторый перепад давлений, который является причиной вытекания

масла при длительной работе узла. Кроме того, наличие сапуна облегчает заливку масла в корпус механизма, так как он при этом служит удобной масленкой.

На конструктивное решение корпуса мальтийского механизма влияет вид механизма совмещения кадра с кадровым окном и синфазирующий механизм.

Если для совмещения кадра с кадровым окном мальтийский механизм поворачивается вокруг оси мальтийского креста, то на корпусе укрепляется или непосредственно нарезается зубчатый сектор. Как известно, максимальная ошибка несовмещения кадра с кадровым окном в 35- и 70-мм аппаратуре составляет половину от шага кадра (межкадровая черта посередине кадрового окна). Это требует от механизма совмещения кадра с кадровым окном смещения киноленты на величину N_K , для чего предусматривается возможность поворота мальтийского механизма от некоторого среднего положения как в одну, так и в другую стороны. Зная это, можно принять угол зубчатого сектора несколько большим угла деления мальтийского креста, т.е. $100 - 120^\circ$ для механизмов с четырёхлопастным крестом.

Для уменьшения износа корпус мальтийского механизма может иметь выступающую часть или съёмный кронштейн, где укрепляется вторая подшипниковая втулка вала мальтийского креста (см. рис. 3.3). Вводя в конструкцию вторую опору вала мальтийского креста, необходимо предусмотреть возможность регулирования при сборке соосности двух подшипниковых втулок.

Конструкция корпуса мальтийского механизма решается в тесной связи с технологией изготовления последнего. Технология изготовления, в свою очередь, определяется серийностью разрабатываемого изделия. В случае крупносерийного производства возможны любые сложные формы деталей корпуса, ибо здесь могут применяться такие технологические приёмы, как литьё под давлением, литьё в металлические формы.

При мелкосерийном и единичном производстве следует избегать сложных форм, так как для такого производства целесообразным будет литьё в землю.

Разрабатывая конструкции литых деталей, следует помнить,

что они должны обладать достаточной жёсткостью, поэтому не злоупотребляя толщиной стенок, нужно предусмотреть ребра жёсткости, приливы и литейные уклоны.

(Рекомендуемые материалы для деталей мальтийских механизмов указаны в табл. 5 приложения).

3.4. Регулирование мальтийских механизмов

Как известно [1], в конструкциях мальтийских механизмов необходимо предусмотреть регулирование межосевого расстояния, угла входа пальца в шлиц, зацепления шестерни вала эксцентрика или промежуточной шестерни мальтийского механизма с шестернёй передаточного механизма и положения скачкового барабана относительно фильмового канала.

Приемы регулирования достаточно подробно описаны в литературе [1].

Проектируя узел мальтийского механизма, следует учитывать доступность и удобство регулирования. Межосевое расстояние регулируется часто без разборки механизма, непосредственно на аппарате. Поэтому необходимо предусмотреть удобный доступ к стопорному винту эксцентричной втулки и к самой втулке.

Регулирование входа пальца в шлиц производится, как правило, при разобранном механизме. Крепление пальца следует выбирать таким, чтобы после регулирования не сбивалось положение пальца при его закреплении.

Инструмент, используемый при регулировании, должен быть универсальным.

3.5. Точность деталей мальтийского механизма

Мальтийский механизм относится к наиболее точным и ответственным механизмам киноаппаратуры. Основным эксплуатационным показателем, определяющим точность работы мальтийского механизма, является постоянство угла поворота вала мальтийского креста за каждый период работы механизма. В киноаппаратуре неточность этого показателя является одной из причин появления вертикальной неустойчивости кадра в фильмовом канале. Допустимой величиной вертикальной неустойчивости для кинопроекторной аппаратуры считается величина $0,025 \div 0,03$ мм и 0,009 мм - для кинокопировальной.

На точность перемещения киноленты влияют также погрешности изготовления скачкового зубчатого барабана: ошибки углового шага и радиальное биение опорных поясков. Иногда погрешности изготовления и сборки мальтийского механизма складываются алгебраически и взаимно компенсируются. Но мальтийский механизм является механизмом многофазным, поэтому при каждом повороте креста на одну лопасть проявляются свои ошибки и при переходе от лопасти к лопасти ошибки будут разные. Число фаз определяется числом лопастей мальтийского креста.

Исследованиям точности мальтийских механизмов посвящен ряд работ как отечественных, так и зарубежных авторов, которые дали возможность рекомендовать допустимые отклонения наиболее важных размеров деталей механизма.

Наиболее ответственными размерами в мальтийских механизмах являются: угол между осями фиксируемых выемок мальтийского креста, радиусы фиксируемых выемок и фиксирующей шайбы, ширина шлица и диаметр пальца эксцентрика. В табл. 3.1 приведены допустимые отклонения на некоторые размеры деталей мальтийских механизмов.

3.6. Надежность и ремонтоспособность мальтийского механизма

Проектирование мальтийских механизмов нельзя вести, не решая вопросов, связанных с надёжностью работы его узлов и деталей, их износом и способом восстановления. В мальтийских механизмах изнашиваются сопряжения: палец эксцентрика - шлиц мальтийского креста; фиксируемые выемки мальтийского креста - фиксирующая шайба; вал мальтийского креста - эксцентричная втулка; вал эксцентрика - втулки.

При износе сопряжений ухудшаются все эксплуатационные качества механизма: нарушается точность работы, повышается уровень шума, возрастает интенсивность износа деталей и износ киноленты.

Правильный выбор размеров, допустимых отклонений, материалов деталей повышает межремонтные сроки, увеличивает

надёжность механизма. При ремонте мальтийских механизмов подлежат замене: палец эксцентрика, мальтийский крест, фиксирующая шайба и подшипниковые втулки валов креста и эксцентрика. Как показывает опыт работы киноремонтных предприятий, на операции по замене подшипников и связанные с ними различные пригоночные работы приходится основная часть времени ремонта этих механизмов.

Таблица 3.1

Допустимые отклонения на размеры деталей мальтийского механизма

Размеры	Допустимые отклонения
Угол между осями фиксирующих выемок мальтийского креста	$\pm 1'$
Радиальное биение фиксируемых выемок мальтийского креста	0,01 мм
Сопряжения: диаметр фиксируемой выемки – диаметр фиксирующей шайбы; диаметр отверстия эксцентричной втулки - диаметр вала мальтийского креста; диаметр отверстий втулок вала эксцентрика - вал эксцентрика	$\frac{H7}{h6}$
Зазор между шлицом и пальцем	В центре шлица не более 0,005 мм, на периферии - 0,010 ÷ 0,015 мм
Конусообразность вала мальтийского креста	+ 0,01 мм
Разность ширины шлицов в пределах мальтийского креста	0,01 мм
Накопленная ошибка на 4-5 α_6 скачкового зубчатого барабана	2,5–3'
Радиальное биение опорных поясков скачкового зубчатого барабана	0,01–0,02 мм

Ремонтоспособность узла мальтийского механизма определяется удобством замены деталей. Корпус, крышка или кронштейн мальтийского механизма конструируются так, чтобы была возможность выпрессовать изношенные втулки и запрессовать новые, развернуть напроход втулки при свинченных деталях

корпуса и т.п.

Пример неудачной конструкции с этой точки зрения – кронштейн узла мальтийского механизма кинопроекторов типа 23 КПК. При распрессовке втулки вала эксцентрика кронштейн часто ломается и его приходится тоже заменять. Как уже отмечалось ранее, в мальтийском механизме кинопроекторов 35 КСА нельзя заменить фиксирующую шайбу, ибо она изготовлена заодно с маховиком, который, как известно, не изнашивается.

Нередко конструкции мальтийских механизмов сложны для сборки и контроля отдельных узлов при сборке.

Работая над конструкцией узла мальтийского механизма, необходимо учитывать вопросы технологии ремонта и сборки.

Сборочные чертежи мальтийских механизмов наиболее распространённых отечественных кинопроекторных аппаратов приведены в приложении.

4. Новые технические решения и конструктивные особенности мальтийских механизмов

4.1. Переключаемый мальтийский механизм для 35–мм киноленты

Основной особенностью мальтийского механизма является возможность оперативного переключения его с режима прерывистого передвижения киноленты на непрерывное, и наоборот. Это особенно важно при ускоренной перемотке фильмокопии без её разрядки из механизма транспортирования ленты (МТЛ) кинопроектора.

Мальтийский механизм (рис. 4.1) состоит из корпуса 1, в котором размещены приводной вал 2 и вал 3 с мальтийским крестом. На валу 2 расположены эксцентрик 4 с пальцем 5, штырями 6 и зубчатым колесом 7. Эксцентрик имеет возможность осевого перемещения.

На валу 3 установлены зубчатое колесо 8 и скачковый барабан 9, обеспечивающий транспортирование киноленты. Вилка 10, размещённая в корпусе мальтийского механизма, кинематически связана с эксцентриком 4.

В корпусе 1 соосно с валом 3 расположен вал 11, на котором установлены полумуфта 12 и зубчатое колесо 13; последнее может перемещаться вдоль своей оси.

Зубчатое колесо 14, жёстко соединённое с валом 2, находится в постоянном зацеплении с колесом 13.

Электродвигатель 15 предназначен для передачи вращения через муфту 16 ходовому винту 17, с которым кинематически связана через резьбовую втулку вилка 10. Концевые выключатели 18 и 19 служат для ограничения крайних положений вилки 10 при её осевом перемещении.

В режиме прерывистого движения киноленты мальтийский механизм работает следующим образом. Вращение от приводного механизма через полумуфту 12 передаётся валу 11, затем через зубчатые колёса 13 и 14 валу 2. От вала 2 с помощью штырей 6 вращение получает эксцентрик 4, который посредством пальца 5 сообщает прерывистое движение мальтийскому

кресту с валом 3 и скачковому барабану 9. Вилка 10 удерживает эксцентрик 4 на валу 2 в заданном положении.

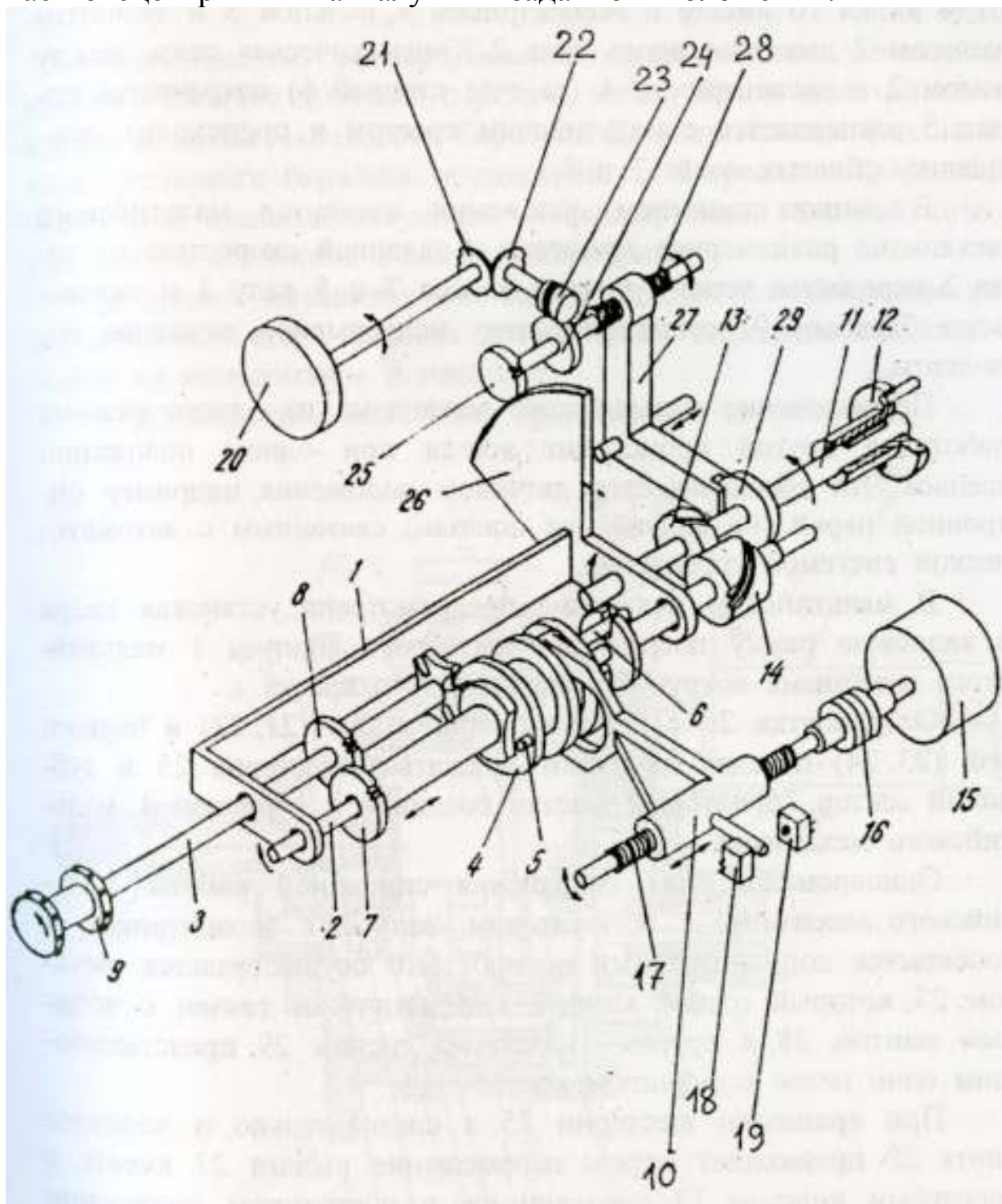


Рис. 4.1. Переключаемый мальтийский механизм для 35-мм киноленты

Для перехода на ускоренную перемотку киноленты в режиме равномерного движения включается кратковременно элек-

тродвигатель 15, который передаёт вращение винту 17. При этом вилка 10 вместе с эксцентриком 4, пальцем 5 и зубчатым колесом 7 движется вдоль вала 2. Кинематическая связь между валом 2 и эксцентриком 4 (за счёт штырей 6) сохраняется, палец 5 расцепляется с мальтийским крестом и происходит зацепление зубчатых колёс 7 и 8.

В данном взаимном положении элементов мальтийского механизма равномерное вращение с заданной скоростью от вала 2 передаётся через зубчатые колёса 7 и 8 валу 3 и скачковому барабану 9, осуществляющему непрерывное движение киноленты.

Переключение мальтийского механизма из одного режима работы в другой происходит всегда при одном положении звеньев. Это обеспечивается датчиком положения, например оптронной парой (на рисунке не показан), связанным с автоматической системой управления.

В мальтийском механизме предусмотрена установка кадра в кадровую рамку посредством разворота корпуса 1 мальтийского механизма вокруг оси мальтийского креста.

От рукоятки 20 с помощью конической (21, 22) и червячной (23, 24) передач начинают вращаться шестерня 25 и зубчатый сектор 26, который жёстко соединён с корпусом 1 мальтийского механизма.

Одновременно, для сохранения синфазной работы мальтийского механизма с обтюратором, валу 2 с эксцентриком 4 сообщается дополнительный поворот. Это осуществляется рычагом 27, который одним концом кинематически связан с ходовым винтом 28, а другим – вилкой с диском 29, представляющим одно целое с зубчатым колесом 13.

При вращении шестерни 25, а следовательно, и ходового винта 28 происходит осевое перемещение рычага 27 вместе с косозубым колесом 13, находящимся в постоянном зацеплении с зубчатым колесом 14. Последнее вместе с валом 2 и эксцентриком 4 получает при этом угловое перемещение, согласованное с обтюратором.

4.2. Переключаемый мальтийский механизм для 16-мм киноленты с повышенной устойчивостью изображения

Особенностью рассматриваемого мальтийского механизма является наличие зубчатой передачи между валом мальтийского креста и валом скачкового барабана. Дополнительная фиксация вала скачкового барабана осуществляется закреплённой на нём звёздочкой, взаимодействующей с фиксирующей шайбой, которая жёстко соединена с валом эксцентрика.

В данном механизме имеется устройство для оперативного переключения его с режима прерывистого передвижения киноленты на непрерывное и наоборот.

Конструкция механизма представлена на рис. 4.2.

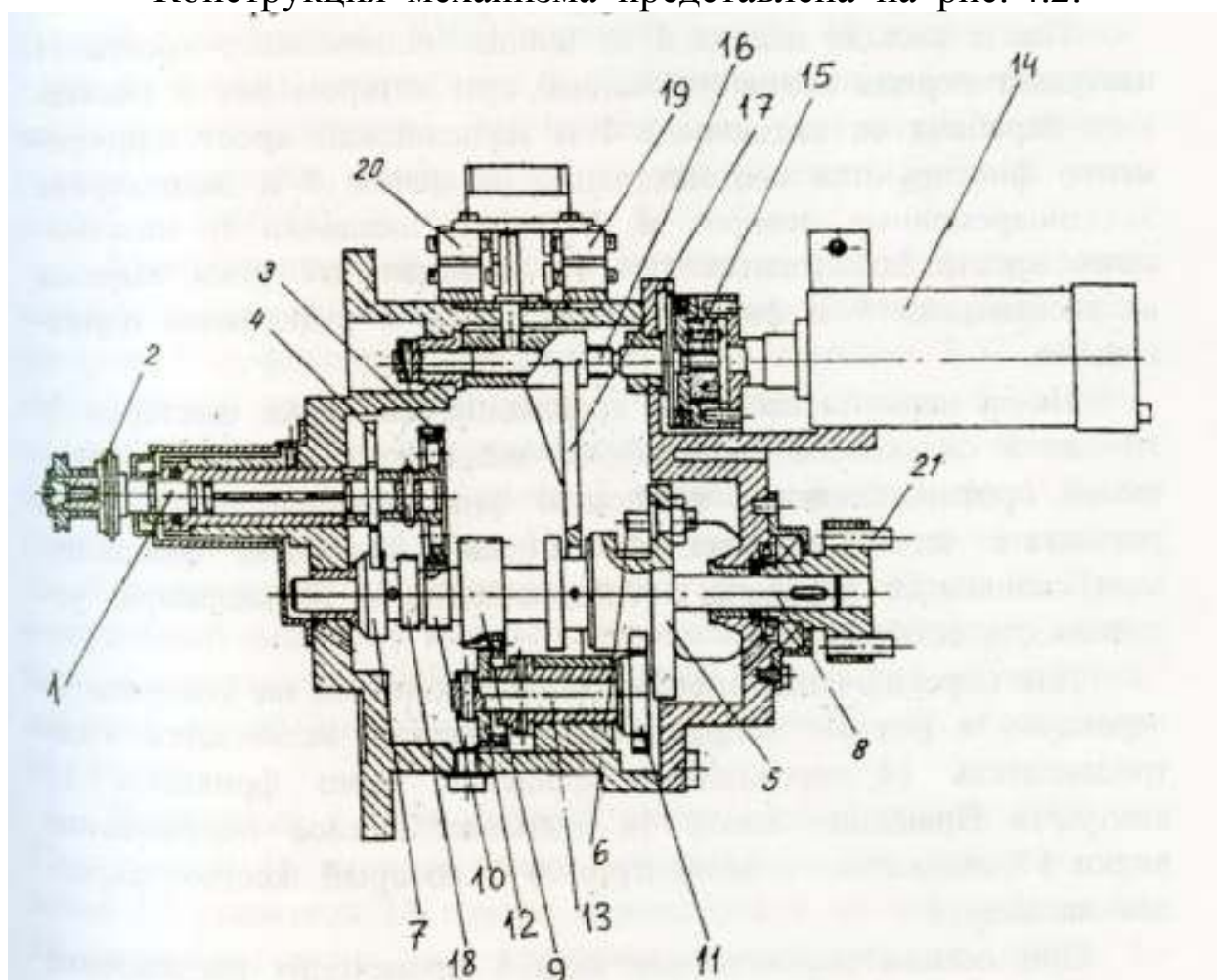


Рис. 4.2. Переключаемый мальтийский механизм для 16 – мм киноленты с повышенной устойчивостью изображения

В корпусе установлен вал 1 скачкового барабана 2, на котором закреплены зубчатое колесо 3 и звёздочка 4. Эксцентрик 5 с пальцем 6 и фиксирующей шайбой 7 жёстко укреплён на валу 8, на последнем свободно вращается блок шестерён 9,10. Мальтийский крест 11 и зубчатое колесо 12 закреплены на валу 13. На фиксирующей шайбе 7 имеется вырез для поворота звёздочки 4.

При равномерном движении эксцентрика 5 палец 6 входит в шлиц мальтийского креста 11 и поворачивает его. Зубчатое колесо 12, закреплённое на валу 13 мальтийского креста, через блок шестерён 9, 10, свободно вращающихся на валу 8, поворачивает зубчатое колесо 3 вместе с валом 1, скачковым барабаном 2 и звёздочкой 4, осуществляя прерывистое передвижение киноленты на шаг кадра.

После выхода пальца 6 из шлица мальтийского креста 11 наступает период покоя (проекции), при котором вал 1 скачкового барабана со звёздочкой 4 и мальтийский крест одновременно фиксируются соответственно на шайбе 7 и эксцентрике 5. Одновременные поворот и фиксация звёздочки и мальтийского креста достигаются тем, что центральные углы вырезов на эксцентрике 5 и фиксирующей шайбе 7 выполнены одинаковыми.

Из-за наличия свободно вращающегося блока шестерён 9, 10 вал 1 скачкового барабана со звёздочкой 4 получает вращение, противоположное вращению фиксирующей шайбы 7, в результате чего последняя обеспечивает надёжную фиксацию вала скачкового барабана, а следовательно, и повышенную устойчивость изображения.

Для переключения мальтийского механизма на ускоренную перемотку в режиме непрерывного движения включается электродвигатель 14, передающий вращение через фрикцион 15 винту 16. Вращение винта 16 вызывает осевое перемещение вилки 17 совместно с эксцентриком 5, который жёстко закреплён на валу 8.

При осевом перемещении вала 8 происходит расцепление колеса 3 с блоком шестерён 9, 10 и сцепление его с шестерней 18, жёстко установленной на валу 8, а также разъединение фикс-

сирующей шайбы 7 со звёздочкой 4.

Осевое перемещение вилки 17 ограничивается концевыми выключателями 19, 20.

В данном положении звеньев вращение от приводного механизма через муфту 21 передаётся валу 8, а через зубчатые колёса 18 и 3 - валу 1 и скачковому барабану 2, осуществляющему непрерывное движение киноленты.

4.3. Двухрежимный мальтийский механизм для системы кинематографа высокого качества (КВК)

Для обеспечения возможности осуществлять кинопроекцию как с обычной частотой кадров (24 кадр/с), так и с повышенной (для системы КВК) частотой, равной 60 кадр/с, необходимо расширить технические и эксплуатационные возможности мальтийского механизма. Это может быть достигнуто в конструкции механизма, позволяющей плавно изменять рабочий угол от 90° до 180° [5].

Двухрежимный мальтийский механизм (рис. 4.3) содержит четырёхлопастный мальтийский крест 9 и однопальцевый эксцентрик 7 с фиксирующей шайбой 10 и пальцем 8. С обратной стороны диска эксцентрика 7 установлен палец 5, взаимодействующий с пазом 4 промежуточного диска 3. С этим же пазом 4 взаимодействует палец 2 ведущего кривошипа 1. Кривошип 1 закреплён на валу 11 и получает вращение от привода кинопроектора посредством зубчатых колёс 12 и 13. Промежуточный диск 3 с пазом 4 вращается в подшипнике качения 14 (например, подшипник № 1000812, имеющий внутренний диаметр $d = 60$ мм, наружный диаметр $D = 78$ мм и ширину $B = 10$ мм).

Подшипник, в свою очередь, жёстко установлен в корпусе 15 с рамкой 16, которые имеют возможность при повороте кулачка 17 рукояткой 18 плавно перемещаться по направляющим 19 перпендикулярно оси вращения промежуточного диска 3 вдоль прямой, проходящей через оси вращения мальтийского креста 9 и эксцентрика 7.

При частоте кадров (равной 60 кадр/с, ось вращения

ведущего кривошипа 1, закреплённого на валу 11, совпадает с осью вращения эксцентрика 7 и расположена между осью вращения мальтийского креста 9 и осью вращения промежуточного диска 3. Поэтому при повороте ведущего кривошипа 1 на угол, равный 180^0 , эксцентрик 7, а следовательно, и мальтийский крест 9, связанный с ним посредством пальца 8, поворачиваются на угол, равный 90^0 .

Для получения стандартной частоты кинопроекции 24 кадр/с, промежуточный диск 3 вместе с корпусом 15, рамкой 16 и подшипником 14 посредством поворота кулачка 17 рукояткой 18 плавно перемещается вдоль направляющих 19 до совмещения оси вращения диска 3 с осями вращения ведущего кривошипа 1 и эксцентрика 7. В этом случае двухкулисная приводная система мальтийского механизма работает как обычная двухпальцевая муфта сцепления. Поэтому при повороте ведущего кривошипа 1 на рабочий угол 90^0 эксцентрик 7, а следовательно, и мальтийский крест 9 также поворачиваются на угол 90^0 , как в обычном мальтийском механизме.

Таким образом, рассмотренный мальтийский механизм позволяет плавно изменять рабочий угол от 90^0 до 180^0 . Это, в свою очередь, позволяет свести к минимуму величину ускорений, а следовательно и усилий, действующих на палец эксцентрика и киноленту во время рабочего хода механизма при частоте кадров, равной 60 кадр/с.

При этом расширяются технические и эксплуатационные возможности кинопроектора, повышается надёжность его работы, долговечность фильмокопии и качество кинопоказа.

Кроме рассмотренного двухкулисного мальтийского механизма может быть использована конструкция двухрежимного мальтийского механизма, показанная на рис. 4.4. Мальтийский механизм состоит из корпуса механизма 1 и корпуса привода 2. В корпус 1 запрессованы втулки 3 и 4, а в корпус привода 2 – втулка 5, в которых собственно вращаются вал четырёхлопастного мальтийского креста 6 с закреплённым на его хвостовой части универсальным (для 35– и 70– мм киноленты) зубчатым барабаном 7 и вал 8. На валу 8 расположен эксцентрик 9 с двумя пальцами 10 и 11 и маховик 12. Эксцентрик имеет воз-

возможность осевого перемещения вдоль вала 8 по шпонке 13.

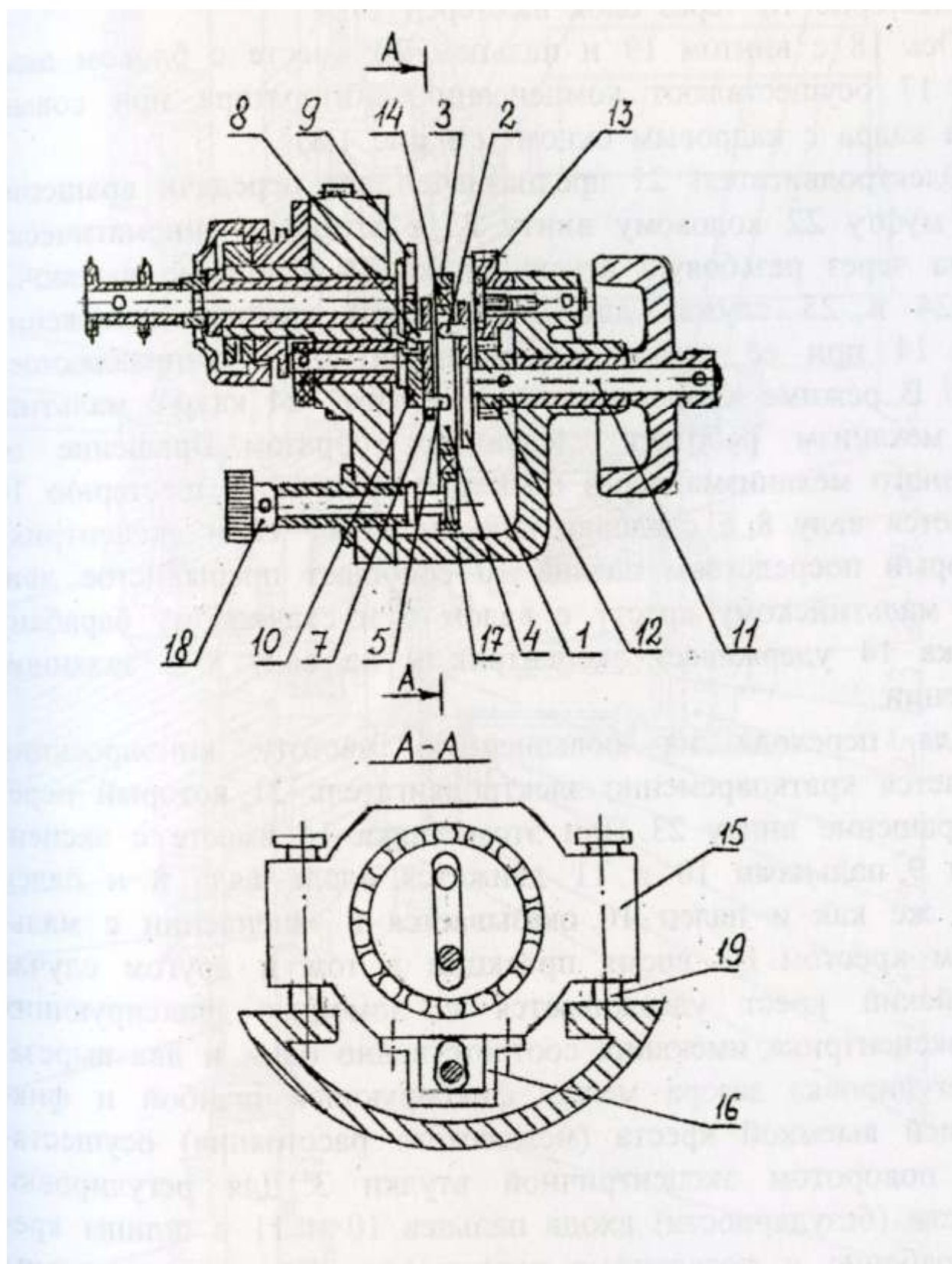


Рис. 4.3. Конструкция двухрежимного мальтийского механизма

Вилка 14, размещённая в корпусе мальтийского механизма, кинематически связана с эксцентриком 9.

На хвостовой части вала 8 винтом 15 крепится шестерня 16, при помощи которой одновременно выбирается осевой зазор вала маховика. Вращение от приводного механизма передаётся шестерне 16 через блок шестерён 17.

Ось 18 с винтом 19 и пальцем 20 вместе с блоком шестерён 17 осуществляют компенсацию обтюратора при совмещении кадра с кадровым окном (см. рис. 1.8).

Электродвигатель 21 предназначен для передачи вращения через муфту 22 ходовому винту 23, с которым кинематически связана через резьбовую втулку вилка 14. Концевые выключатели 24 и 25 служат для ограничений крайних положений вилки 14 при её осевом перемещении вдоль направляющей оси 26. В режиме кинопроекции с частотой 24 кадр/с мальтийский механизм работает следующим образом. Вращение от приводного механизма через блок шестерён 17 и шестерню 16 передаётся валу 8, а следовательно, маховику 12 и эксцентрику 9, который посредством пальца 10 сообщает прерывистое движение мальтийскому кресту с валом 6 и скачковому барабану 7. Вилка 14 удерживает эксцентрик 9 на валу 8 в заданном положении.

Для перехода на повышенную частоту кинопроекции включается кратковременно электродвигатель 21, который передаёт вращение винту 23. При этом вилка 14 вместе с эксцентриком 9, пальцами 10 и 11 движется вдоль вала 8 и палец 11, так же как и палец 10, оказывается в зацеплении с мальтийским крестом. Во время проекции в том и другом случае мальтийский крест удерживается с помощью фиксирующих шайб эксцентрика, имеющих соответственно один и два выреза.

Регулировка зазора между фиксирующей шайбой и фиксирующей выемкой креста (межосевого расстояния) осуществляется поворотом эксцентричной втулки 3. Для регулировки плавности (безударности) входа пальцев 10 и 11 в шлицы креста 6 рабочие и посадочные поверхности пальцев выполнены эксцентричными относительно друг друга.

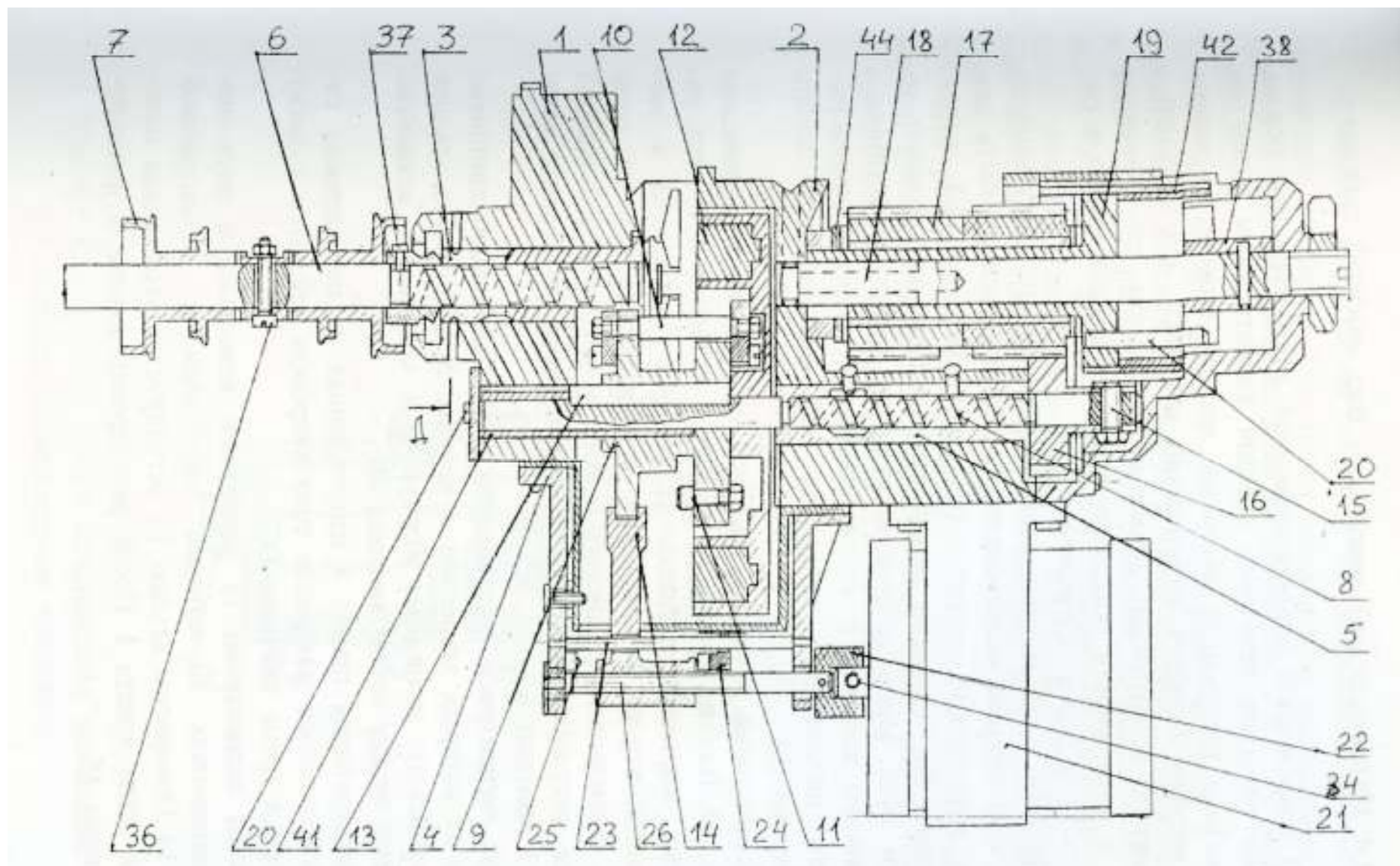


Рис. 4.4. Конструкция двухрежимного мальтийского механизма

4.4. Мальтийский механизм без жидкой смазки

В современной кинопроекционной аппаратуре при использовании зубчатых ременных передач единственным узлом кинопроектора, требующим обильной жидкой смазки, до настоящего времени остаётся мальтийский механизм. Это приводит к усложнению конструкции механизма, неудобству его в эксплуатации и возможности попадания масла на фильмокопию, а следовательно, к порче последней.

Поэтому одно из направлений дальнейшего совершенствования конструкции мальтийского механизма должно быть связано с разработкой «сухого» (не требующего жидкой смазки) механизма. Эта проблема может быть решена при условии установки всех валов механизма, включая палец эксцентрика, в подшипники качения и соответствующем подборе самосмазывающего полимерного материала для фиксирующей шайбы эксцентрика [9].

Конструкция «сухого» мальтийского механизма приведена на рис. 4.5. Вал мальтийского креста 1 установлен в двух радиальных шарикоподшипниках 2, которые закреплены в эксцентричной втулке 3. Поворотом втулки 3 регулируется зазор между выемками мальтийского креста и фиксирующей шайбой 4. После регулировки втулка 3 закрепляется на корпусе механизма 5 винтами 6.

Вал эксцентрика 7 установлен в двух шарикоподшипниках 8, один из которых закреплён в корпусе 5, а другой в крышке 9 мальтийского механизма. Корпус 5 и крышка 9 механизма скреплены между собой винтами 10.

Фиксирующая шайба 4, изготовленная из полимерного самосмазывающегося материала типа капролон, крепится к диску эксцентрика тремя винтами 11.

Палец эксцентрика 12 установлен консольно в двух шарикоподшипниках 13, которые закреплены в эксцентричной втулке 14. Поворотом втулки 14 регулируется угол входа пальца 12 в шлиц креста 1. После регулировки втулка 3 фиксируется винтом 15.

С целью уменьшения нагрузок на подшипник качения и

увеличения жёсткости узла, палец эксцентрика необходимо закрепить в подшипниках качения, расположенных на его концах (рис. 4.6).

В этом случае палец 1 (рис. 4.6) устанавливается в двух подшипниках качения 2, которые, в свою очередь, закрепляются в вилке 3. Для регулировки входа пальца в шлиц креста 4 вилка 3 имеет возможность поступательного перемещения вдоль радиуса эксцентрика 5 по его передней поверхности за счёт поворота эксцентричной оси 6, которая затем фиксируется гайкой 7.

Для размещения узла пальца 1 с вилкой 3 внутри полимерной фиксирующей шайбы 8, последняя имеет форму кольца и крепится на диске эксцентрика 5 тремя винтами 9.

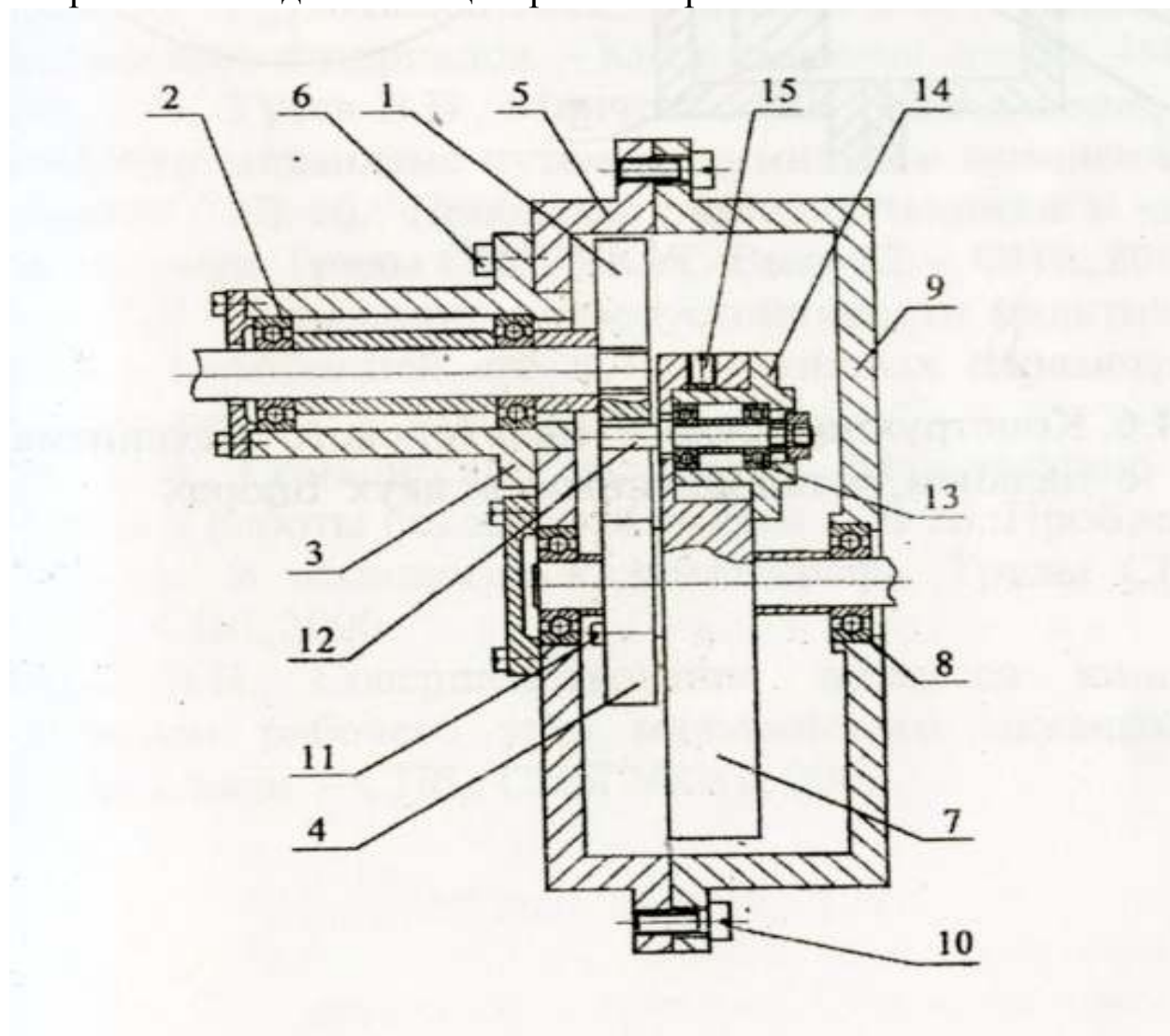


Рис. 4.5. Конструкция сухого мальтийского механизма с пальцем, установленным консольно

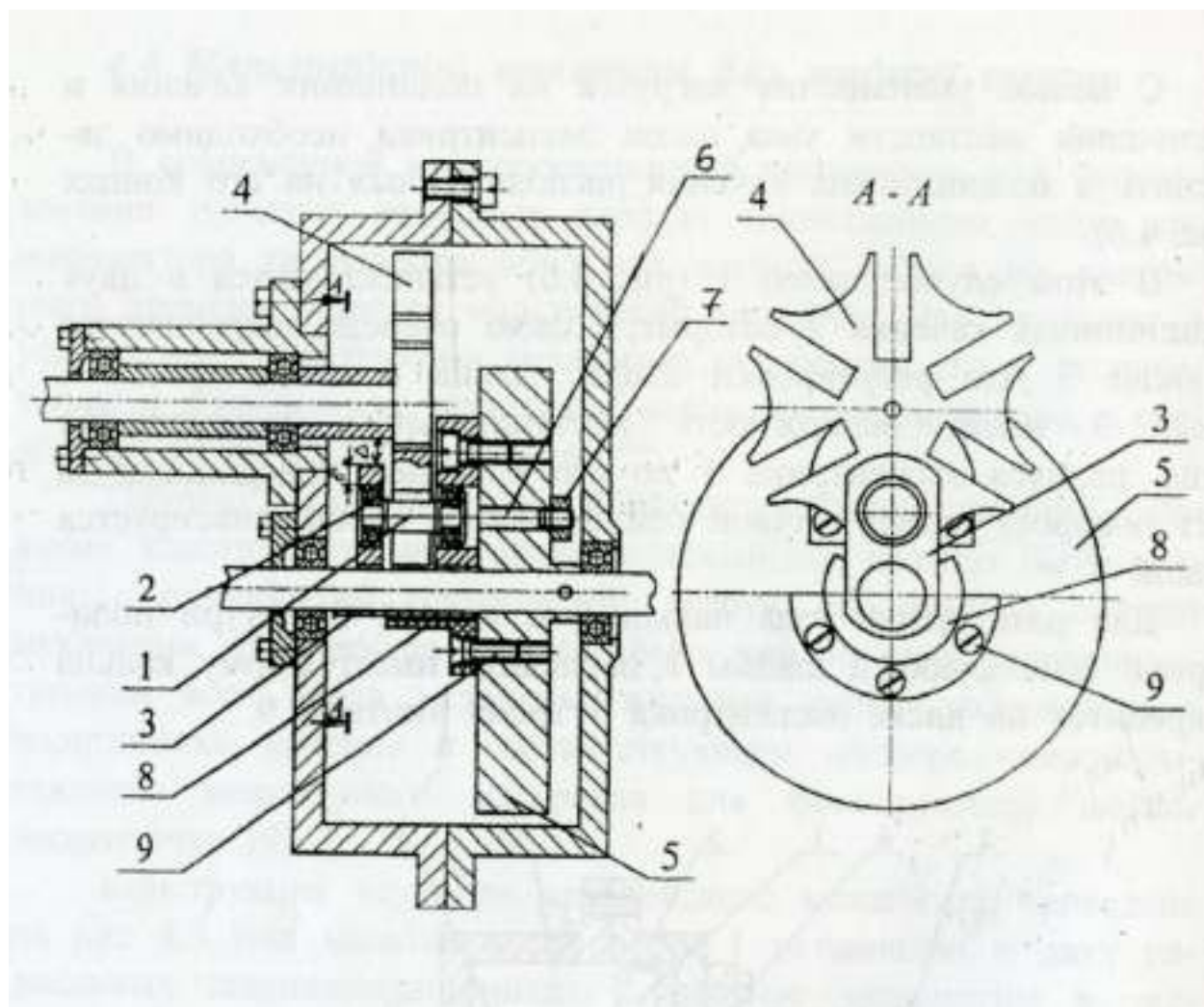


Рис. 4.6. Конструкция сухого мальтийского механизма с пальцем, установленным в двух опорах

Литература

1. Мелик - Степанян А.М., Проворнов С.М. Детали и механизмы киноаппаратуры. – Л.: ЛИКИ, 1980.
2. Гребенников О.Ф., Гудинов К.К. Способ совмещения кадра с рамкой. Патент № 2014644 на изобретение.
3. Гребенников О.Ф., Гусев В.П. и др. Методические указания по выполнению дипломных проектов. – СПб.: СПбГУКиТ, 2003.
4. Гребенников О.Ф., Тихомирова Г.В. Основы записи и воспроизведения информации (в аудиовизуальной технике): Учебное пособие. – СПб.: СПбГУКиТ, 2002.
5. Куклин С.В. Мальтийский механизм для КВК. – В сб.: Проблемы развития техники и технологии кинематографа. Труды СПИКиТ, Вып. 5. – СПб., 1995.
6. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наукова думка, 1988.
7. Куклин С.В., Гусев В.В., Минченко С.В. Уменьшение усилий в мальтийском механизме путем минимизации моментов инерции его звеньев. – В сб.: Проблемы развития техники и технологии кинематографа. Труды СПбГУКиТ. Вып. 12. - СПб, 2001.
8. Куклин С.В. Повышение износоустойчивости мальтийского механизма оптимизацией его конструктивных параметров. Дисс. канд. техн. наук. – Л.: ЛИКИ, 1992.
9. Куклин С.В., Сомвонгсай Совонгксай. Мальтийский механизм для условий работы без жидкой смазки. – В сб. Проблемы развития техники и технологии кинематографа. Труды СПбГУКиТ. Вып. 11. - СПб, 2000.
10. Гусев В.В. Совершенствование процесса кинопроекции увеличением рабочего угла мальтийского механизма. Дисс. канд. техн. наук. – СПб.: СПбГУКиТ, 2002.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1

Параметры мальтийских механизмов
кинопроекционной аппаратуры

Мальтийские механизмы кино-проекторов	Расстояние между осями креста и эксцентрика, L , мм	Радиус эксцентрика, R , мм	Диаметр пальца эксцентрика, $d_{п}$, мм	Диаметр опасного сечения пальца эксцентрика, мм	Длина контакта пальца со шлицем, ℓ_1 , мм
23КПК и КН	25,1	17,75	4	4	6
35 КСА	25,1	17,75	5	5	от 4 до 5
КП-30В	31,9	22,55	6	4	от 4 до 5
ПК и СК	25,1	17,75	4	4	6

Таблица 2

К расчёту усилий на палец эксцентрика
в мальтийских механизмах кинопроекционной аппаратуры

Мальтийский механизм кино-проектора	J_1 10^{-6} кгм ²	J_2 10^{-6} кгм ²	J_{Σ} 10^{-6} кгм ²	M_1 нм	M_2 10^{-2} нм	M_3 10^{-2} нм	M_{MAX} нм	$R_{П}$ н
23 КПК	2,28	1,93	4,21	0,517	3,14	3,2	0,58	68,71
35 КСА	4	1,45	12,48	1,47	6,87	0,24	1,541	60,19
КП30-Н	2,98	3,75	6,73	0,83	9,63	9,71	1,020	95,5
ПК и СК	3,74	0,29	9,84	1,15	7,2	0,25	1,23	53,26
КН	2,24	1,89	4,13	0,51	3,08	3,14	0,569	67,4

Обозначения к табл. 2

J_1 - момент инерции массы скачкового зубчатого барабана;

J_2 - момент инерции массы мальтийского креста;

M_1 - крутящий момент, вызванный силой инерции массы скачкового зубчатого барабана и мальтийского креста;

M_2 - крутящий момент, вызванный силой инерции прерывисто передвигаемой части киноленты и силой трения в фильмовом канале;

M_3 - крутящий момент, вызванный силой трения в опорах;

P_{π} - усилие на палец эксцентрика.

Таблица 3

Рекомендуемые отраслевым стандартом размеры скачковых зубчатых барабанов

Обозначения	Размеры для барабанов с числом зубьев									
	16-мм, 32 (2×16)-мм кинолента				35-мм кинолента		70-мм кинолента			
	Z = 8		Z = 12		Z = 16		Z = 20		Z = 40	
	Ном.	Откл.	Ном.	Откл.	Ном.	Откл.	Ном.	Откл.	Ном.	Откл.
D_o	19,3	-0,045	29,00	-0,045	24,05	- 0,045	30,10	- 0,05	60,3	- 0,06
D_e	21,00	-0,045	30,7	-0,05	26,35	- 0,045	32,4	- 0,05	62,6	- 0,06
D_i (эвольв. профиль)	18,85	-0,045	28,28	-0,045	23,44	- 0,045	29,3	- 0,045	58,6	- 0,06
D_y не более	18,55	-	28,08	-	23,24	-	29,10		58,4	-
b	10,7	-	10,7	-	26,72	- 0,06	54,65	- 0,06	54,65	- 0,06
N	1,00	- 0,05	1,00	- 0,05	1,3	- 0,06	1,3	- 0,06	1,3	- 0,06
G	0,9	-	0,9	-	1,4	-	1,4	-	1,4	-

Обозначения к табл. 3

D_o - диаметр опорной окружности;

D_e - диаметр окружности выступов;

D_i - диаметр окружности впадин;

D_y - диаметр окружности уступа;

l_b - расстояние между внутренними сторонами двух зубчатых венцов;

N - ширина зуба;

G - толщина зуба по опорной окружности.

Таблица 4

Примерные параметры косозубых шестерён мальтийских механизмов

Шестерня	Направление спира - ли	Число зубьев Z	Мо- дуль m_n , мм	Угол накло- на спи- ра-ли β	Угол зацеп- ления α	Мате- риал	Степень точнос- ти
Шестерня эксцент - рика	Левое	22	1	$28^{\circ}47'$	20°	Сталь 45 ГОСТ 1050- 88	Ст 7-Н ГОСТ 1643-81
Промежу- точная	Правое	22	1	$28^{\circ}47'$	20°	Сталь 45 ГОСТ 1050- 88	Ст 7-D Ст 7-E Ст 7-F ГОСТ 1643-81
Ведущая	Правое	22	1	$61^{\circ}13'$	20°	Сталь 40 ГОСТ 1050- 88	Ст 7Н ГОСТ 1643-81
Промежу- точная	Правое	36	0,6	45°	20°	Сталь 45 ГОСТ 1050- 88	Ст 7-F Ст 7-E ГОСТ 9178-81
Шестерня эксцент- рика	Левое	23	0,6	45°	20°	Сталь 20 ГОСТ 1050- 88	Ст 7-Н ГОСТ 1643-81

Таблица 5

Рекомендуемые материалы для деталей мальтийских механизмов

Деталь	Материал
Мальтийский крест	Сталь 45; Сталь 50 ГОСТ 1050 – 88
Палец эксцентрика	Сталь У8А ГОСТ 1435 - 74
Фиксирующая шайба	Антифрикционный чугун АСЧ-1; 2 или конструкционные стали
Вал эксцентрика	Сталь 40 ГОСТ 1050 - 88
Эксцентричная втулка, втулка вала эксцентрика	Антифрикционный чугун АСЧ-1; 2
Скачковый зубчатый барабан	Сталь 45; Сталь 50 ГОСТ 1050 – 88
Шестерни	Сталь 20 ГОСТ 1050 - 88
Детали корпуса	Алюминиевые сплавы литейные АЛ 2 (4,8) ГОСТ 2685 – 75 Сталь 20 ГОСТ 1050 - 88
Маховик	Сталь 20 ГОСТ 1050 - 88 или чугун СЧ18 ГОСТ 2685 - 75

Таблица 6

Шероховатость поверхности деталей мальтийских механизмов по ГОСТ 2789 - 73

Деталь	Шероховатость поверхности
Палец эксцентрика	Ra 0,32
Шлиц мальтийского креста	Ra 0,32
Вал мальтийского креста	Ra 0,32
Вал эксцентрика	Ra 0,32
Фиксирующая шайба	Ra 0,63
Фиксируемые выемки мальтийского креста	Ra 0,63
Подшипниковые втулки	Ra 0,63

Программа

для вычисления моментов инерции мальтийского механизма (Mathcad 6.0+ и более поздние версии) [10]. Расчёт приведен для мальтийского механизма кинопроектора 23 КПК.

Схемы для вычислений – см. рис. 2.12 – 2.15.

Çàääàì êíîñððóêèèáíûâ ìàðàìàððû ìàëüðèéñêîíâ êðåñòà

$L := 0.0251$ $z := 4$ $H_k := 0.019$
 $h := 0.005$ $h_1 := 0.002$ $R_n := 0.002$
 $D_1 := 0.008$ $D_2 := 0.015$ $D_3 := 0.016$
 $l_1 := 0.097$ $l_2 := 0.003$ $l_3 := 0.007$
 $\Delta := 0.001$ $R_2 := 0$ $R_0 := 0$ $\rho := 7850$

è çóá÷àðîññâ áàðàáàíà:

$l_{b1} := 0.027$ $l_{b2} := 0.0016$ $l_{b3} := 0.003$ $\rho_b := 7850$

где L – межцентровое расстояние мальтийского механизма, м;

z – число лопастей креста, м;

H_k – шаг кадра, м;

h – толщина лопасти креста у вала, м;

h_1 – толщина лопасти креста по его диаметру, м;

R_n – радиус пальца, м;

D_1 – диаметр вала креста, м;

D_2 – диаметр буртика, м;

D_3 – диаметр стопорного кольца, м;

l_1 – длина вала, м;

l_2 – длина буртика, м;

l_3 – ширина стопорного кольца, м;

Δ – ширина лопасти креста по его диаметру, м;

R_2 – радиус отверстия в лопасти креста, м;

R_0 – расстояние до отверстия в лопасти креста, м;

l_{b1} – расстояние между опорными поясками зубчатого барабана, м;

l_{b2} – толщина боковых фланцев зубчатого барабана, м;

l_{b3} – ширина опорных поясков зубчатого барабана, м;
 ρ – плотность материала креста и стопорного кольца, кг/м³;
 ρ_b – плотность материала зубчатого барабана, кг/м³.

Îïðäââëÿàì ðàñ÷àòíûä äâîäðå÷àñêåä
 ïàðàìàòðî ìåöðèéñêîâîâ êðåñòà:

$$\beta := \frac{\pi}{z} \quad \alpha := \frac{\pi}{2} - \beta$$

$$R_d := \frac{z \cdot H_k}{2 \cdot \pi} \quad R := L \cdot \sin(\beta) \quad R_k := L \cdot \sin(\alpha)$$

$$R_c := R_k - \frac{R_n}{\tan(\beta)} \quad R_{ex} := R - R_n - \Delta$$

$$X := 2 \cdot R_c \cdot \frac{\sin(\beta)}{3 \cdot \beta} \quad R_1 := 2 \cdot R_{ex} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$

$$\gamma := \operatorname{atan}\left(\frac{h - h_1}{R_k - \frac{D_2}{2}}\right) \quad L_1 := \frac{h}{\tan(\gamma)}$$

$$h_z := \frac{\left(\frac{h_1}{\tan(\gamma)} + R_k - L + R_{ex}\right) \cdot h}{L_1}$$

$$\Psi := \operatorname{asin}\left(\frac{\sin(\alpha)}{\alpha}\right) \quad h_0 := h_1 + \frac{R_k - R_2}{\tan(\gamma)}$$

Íàðîäèì ìîîáîò èíáððöèè ìàëüðèèñêîíâî êðåñòà:

$$\begin{aligned}
 m_c &:= 0.5 \cdot \beta \cdot \rho \cdot R_c^2 \cdot (h - h_1) & J_{01} &:= 0.25 \cdot \beta \cdot \rho \cdot R_c^4 \cdot (h - h_1) \\
 J_c &:= J_{01} - m_c \cdot X^2 & J_1 &:= J_c + m_c \cdot \left(X + \frac{R_n}{\sin(\beta)} \right)^2 & X_1 &:= 2 \cdot R_1 \cdot \frac{\sin(\Psi)}{3 \cdot \Psi} \\
 m_1 &:= 0.5 \cdot \Psi \cdot \rho \cdot R_1^2 \cdot (h_z - h_1) & J_{02} &:= 0.25 \cdot \Psi \cdot \rho \cdot R_1^4 \cdot (h_z - h_1) \\
 J_{c1} &:= J_{02} - m_1 \cdot X_1^2 & J_2 &:= J_{c1} + m_1 \cdot (X_1 + L - R_{ex})^2 \\
 J_3 &:= \pi \cdot R_0^2 \cdot h_0 \cdot \rho \cdot (0.5 \cdot R_0^2 + R_2^2) & J_{g01} &:= (J_1 - J_2 - J_3) \cdot z \\
 J_4 &:= \pi \cdot D_2^4 \cdot \rho \cdot \frac{12}{32} & J_5 &:= \pi \cdot \rho \cdot l_3 \cdot \frac{D_3^4 - D_1^4}{32} & J_6 &:= \pi \cdot D_1^4 \cdot \rho \cdot \frac{11}{32} \\
 JK &:= J_{g01} + J_4 + J_5 + J_6 & JK &= \blacksquare & \hat{a} \cdot i &^2
 \end{aligned}$$

Íàðîäèì ðàñ÷àðíóà äåííàððè÷åñêå ðàðàìàððó
 çóá÷àðîíâî äàðàààíà:

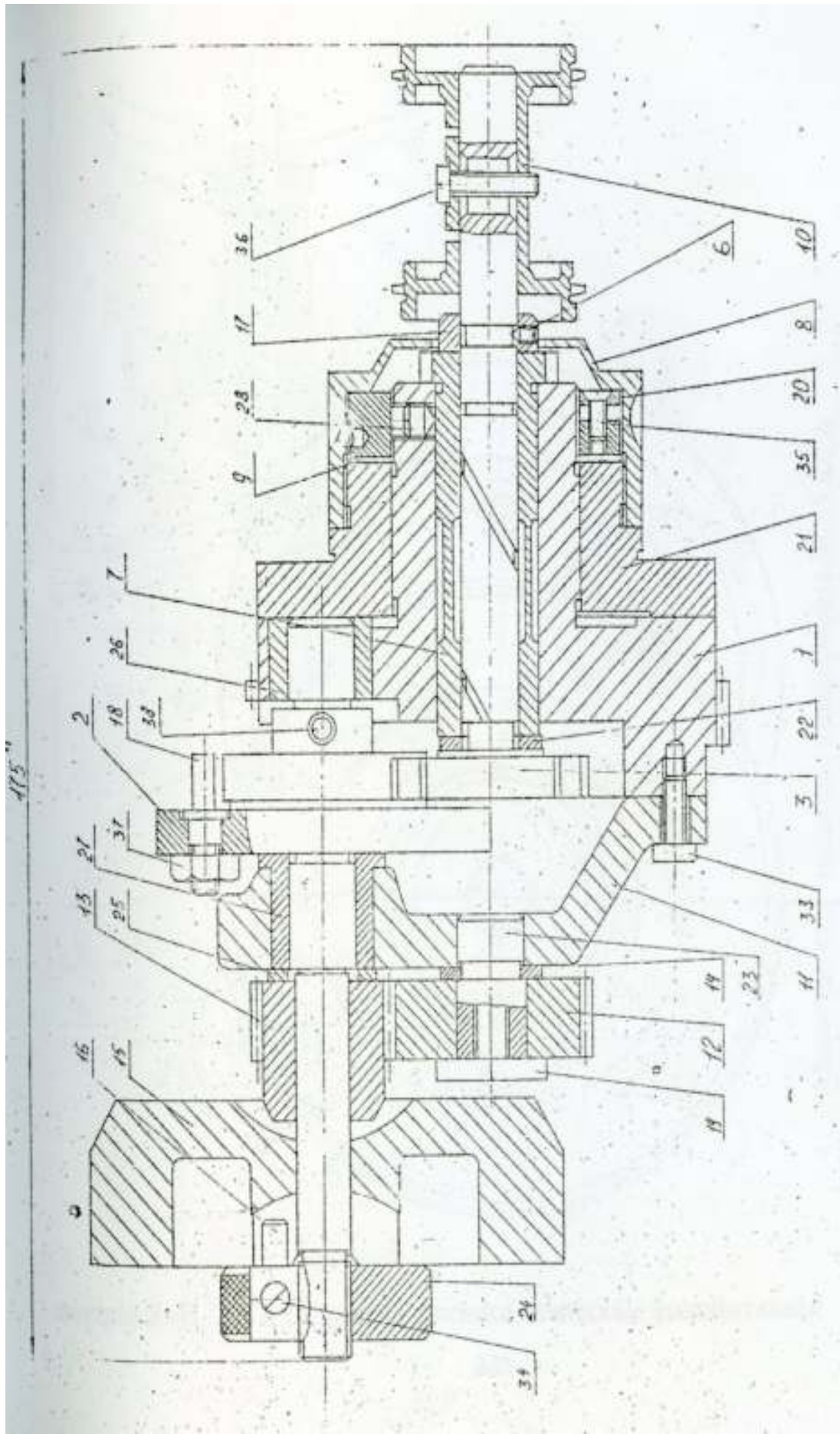
$$\begin{aligned} D_d &:= 2 \cdot R_d & D_{b3} &:= D_d - 0.0007 & D_{b2} &:= D_{b3} - 0.003 \\ D_b &:= D_1 & D_{b1} &:= D_b + 0.004 \\ D_{01} &:= \frac{D_{b2} - D_{b1}}{2} \cdot 0.9 & R_{b1} &:= \frac{D_{b1} + 0.25 \cdot (D_{b2} - D_{b1})}{2} \\ D_{02} &:= \frac{z \cdot 10^{-3}}{2} & R_{b2} &:= \frac{D_{b2} - 1.1 \cdot D_{02}}{2} \end{aligned}$$

Íàðîäèì ìíàíð èíàððèè çóá÷àðîíâî äàðàààíà:

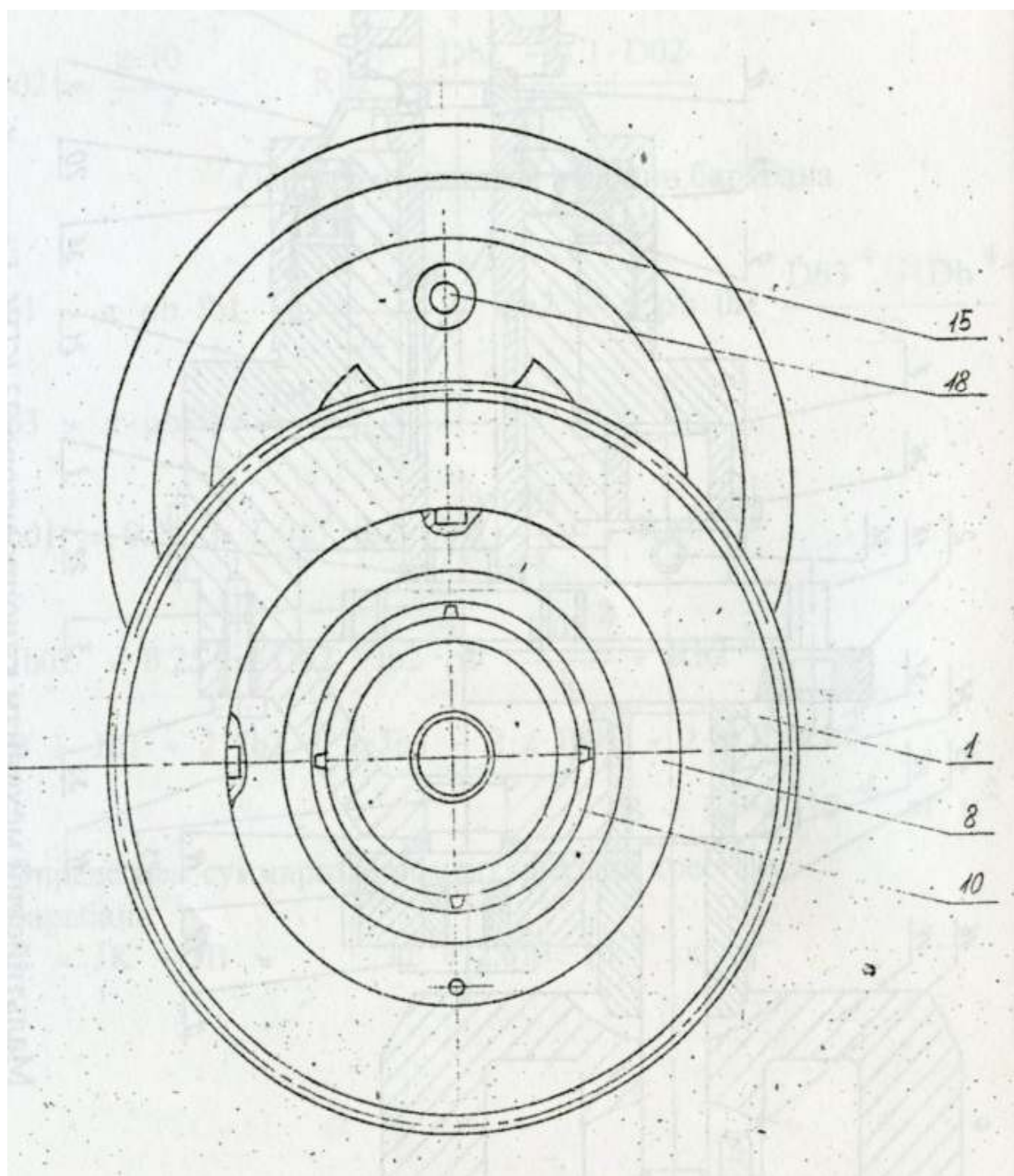
$$\begin{aligned} J_{b1} &:= \pi \cdot \rho_b \cdot l_{b1} \cdot \frac{D_{b1}^4 - D_b^4}{32} & J_{b2} &:= \pi \cdot \rho_b \cdot l_{b2} \cdot \frac{D_{b3}^4 - D_{b2}^4}{32} \\ J_{b3} &:= \pi \cdot \rho_b \cdot l_{b3} \cdot \frac{D_{b3}^4 - D_{b2}^4}{32} \\ J_{b01} &:= 0.25 \cdot \pi \cdot D_{01}^2 \cdot l_{b2} \cdot \rho_b \cdot \left(\frac{D_{01}^2}{8} + R_{b1}^2 \right) \\ J_{b02} &:= 0.25 \cdot \pi \cdot D_{02}^2 \cdot l_{b2} \cdot \rho_b \cdot \left(\frac{D_{02}^2}{8} + R_{b2}^2 \right) \\ J_B &:= J_{b1} + 2 \cdot J_{b2} + 2 \cdot J_{b3} - 2 \cdot z \cdot J_{b01} - 2 \cdot z \cdot J_{b02} & J_B &= \blacksquare & \hat{e} \cdot \dot{z}^2 \end{aligned}$$

Íàðîäèì ñóííàðíóé ìíàíð èíàððèè:

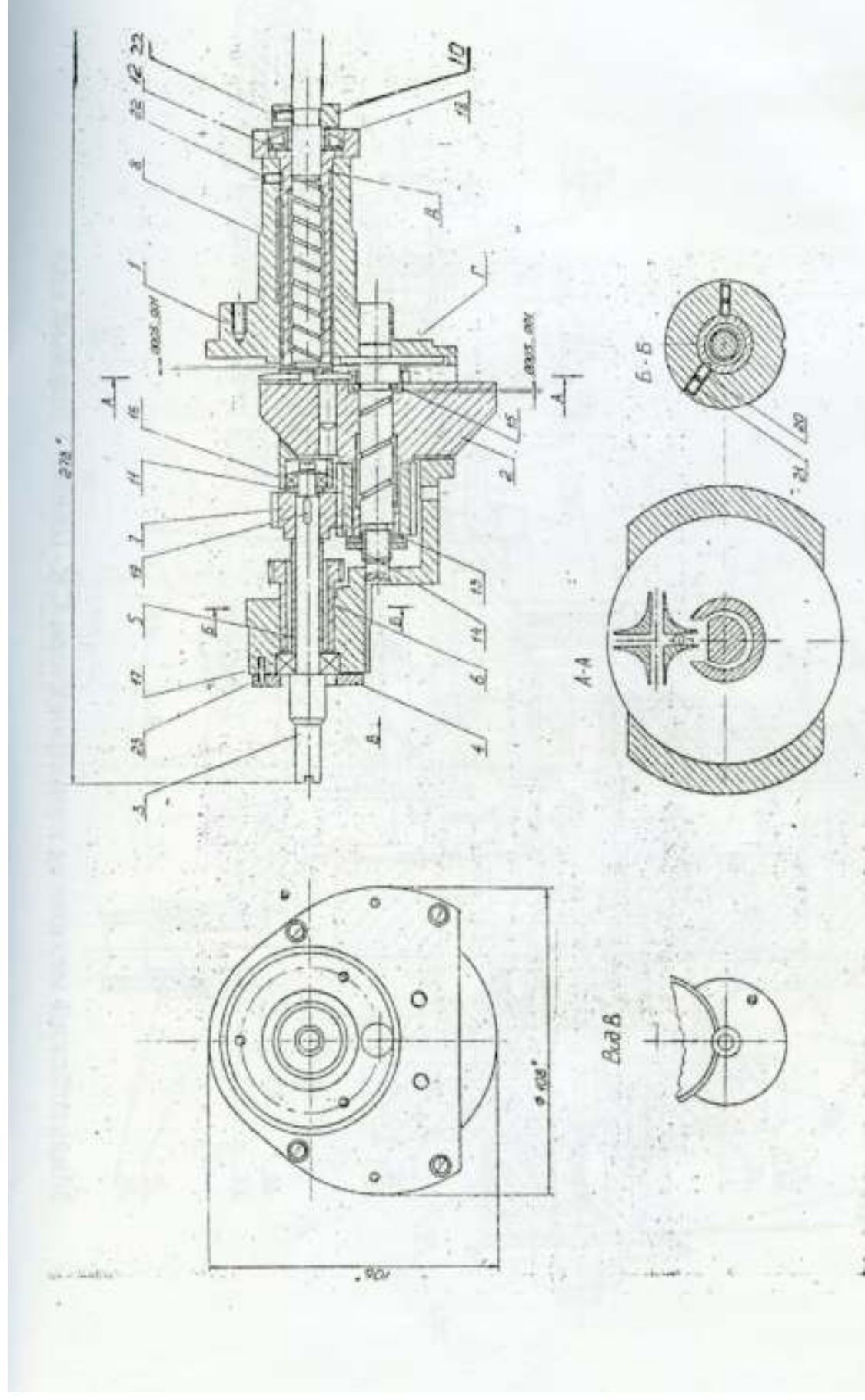
$$J_\Sigma := J_K + J_B \qquad J_\Sigma = \blacksquare \qquad \hat{e} \cdot \dot{z}^2$$



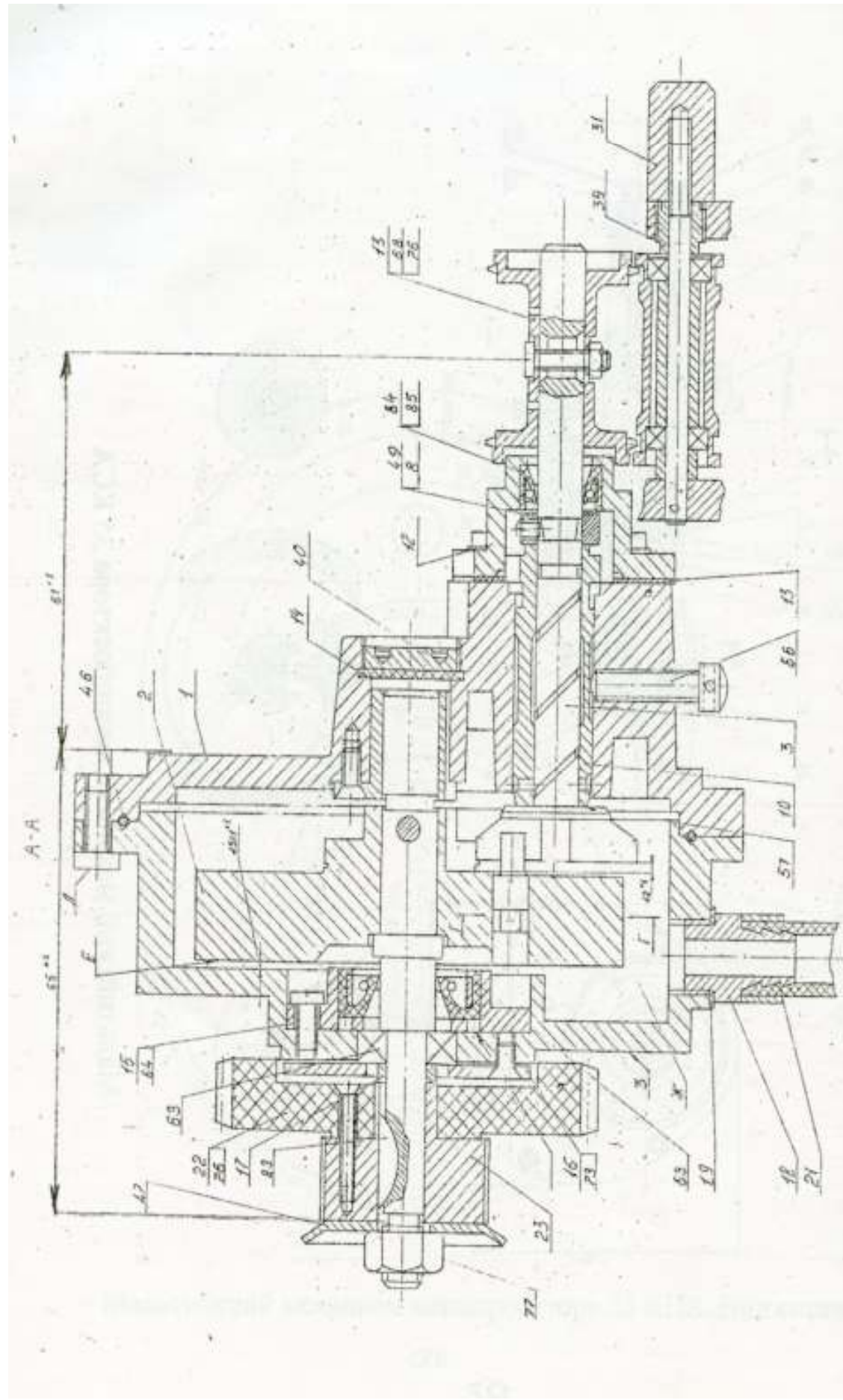
Мальтйский механизм кинопроектора 23 КПК. Главный вид



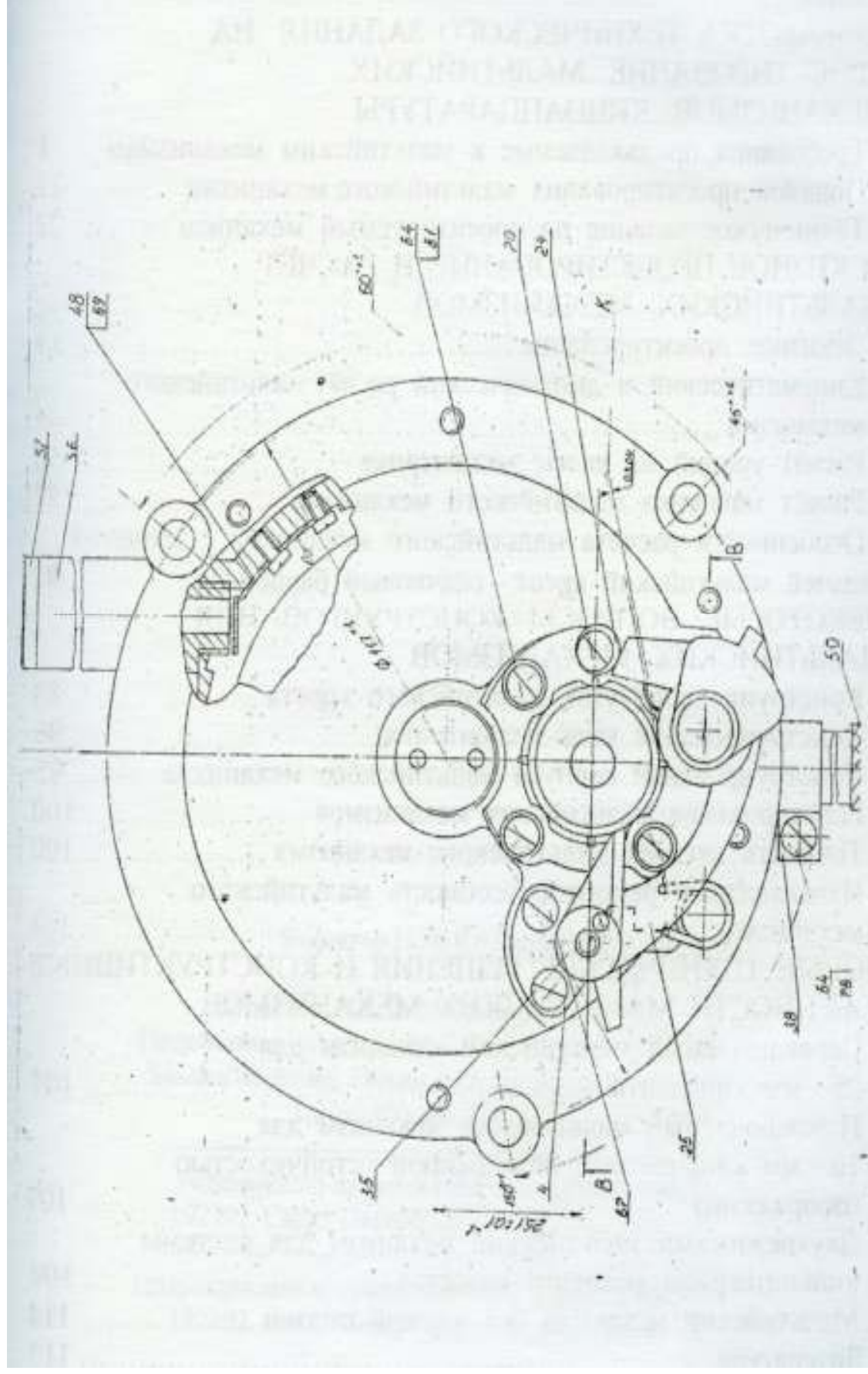
Мальтийский механизм кинопроектора 23 КПК. Вид справа



Мальтийский механизм кинопроектора 35 КСА



Мальтийский механизм кинопроектора СК-1000К. Главный вид



Мальтийский механизм кинопроектора СК-100К. Вид справа

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАЛЬТИЙСКИХ МЕХАНИЗМОВ КИНОАППАРАТУРЫ	
1.1. Требования, предъявляемые к мальтийским механизмам	4
1.2. Порядок проектирования мальтийского механизма	21
1.3. Техническое задание на проектируемый механизм	22
2. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ МАЛЬТИЙСКИХ МЕХАНИЗМОВ	
2.1. Эскизное проектирование	33
2.2. Кинематический и динамический расчёт мальтийского механизма	35
2.3. Расчёт усилий на палец эксцентрика	56
2.4. Расчёт маховика мальтийского механизма	77
2.5. Особенности расчёта мальтийского механизма с зубчатой передачей мальтийский крест – скачковый барабан	81
3. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МАЛЬТИЙСКИХ МЕХАНИЗМОВ	
3.1. Конструирование узла мальтийского креста	83
3.2. Конструирование узла эксцентрика	90
3.3. Конструирование корпуса мальтийского механизма	95
3.4. Регулирование мальтийских механизмов	100
3.5. Точность деталей мальтийского механизма	100
3.6. Надёжность и ремонтоспособность мальтийского механизма	101
4. НОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ МАЛЬТИЙСКИХ МЕХАНИЗМОВ	
4.1. Переключаемый мальтийский механизм для 35 – мм киноленты	104
4.2. Переключаемый мальтийский механизм для 16 – мм киноленты с повышенной устойчивостью изображения	107
4.3. Двухрежимный мальтийский механизм для системы кинематографа высокого качества	109
4.4. Мальтийский механизм без жидкой смазки	114
Литература	117

Подписано в печать 21.05.2004 г.

Объем 8,25 печ.л. Уч.-изд.л.6,75 Тираж 400 экз.

Заказ 282

Подразделение оперативной
полиграфии СПбГУКиТ.

192102, С.-Петербург, Бухарестская ул., 22.