Е. И. ЛЕВИТАН

Доцент, кандидат техн. наук

ЧАСОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ ДИСТАНЦИОННЫХ ТРУБОК

Допущено Всесоюзным Комитетом по делам высшей школы при СНК СССР в качестве учебного пособия

НКАП СССР

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО ОБОРОННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Москва 1944

В книге детально освещены конструктивные данные часовых механизмов, применяемых в механических дистанционных трубках. Обстоятельно разобрана работа часовых механизмов под действием ряда сил при движении артиллерийского снаряда в канале ствола орудия, в полете снаряда и при ударе о преграду. Автор приводит также результаты своей исследовательской работы в этой области.

Книга предназначена для студентов спецфакультетов втузов и может быть полезной для инженерно-технических работников конструкторских бюро и заводов.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий труд посвящен изучению часовых механизмов, применяемых в механических трубках и взрывателях. Необходимость такой работы совершенно очевидна, если учесть, что в настоящее время механические трубки во всех армиях получили широкое применение.

Общие курсы теории часовых механизмов рассматривают часы, не подвергающиеся действию каких-либо внешних сил (кроме силы тяжести), практически же часовой механизм в механической трубке испытывает действие целого ряда сил, связанных с движением артиллерийского снаряда в канале орудия, в полете и при встрече с преградой.

В канале орудия снаряд движется под давлением пороховых газов, нарастающим в очень короткий промежуток времени, в результате чего появляется значительное осевое ускорение, направленное в сторону, обратную движению снаряда, и могущее вызвать поломку деталей. Кроме того, при вращении снаряда детали трубок в канале орудия и в полете подвергаются действию центробежной силы. Так как угловая скорость снаряда при выходе из орудия возрастает, появляется касательное ускорение; в полете угловая скорость снаряда падает, но медленно, поэтому касательным ускорением на полете обычно пренебрегают. Зато в полете появляется новая сила, так называемая сила набегания, вследствие сопротивления воздуха и вращательного движения оси снаряда вокруг его центра массы.

При встрече с преградой в деталях взрывателя под действием сил инерции возникает большое ускорение, направленное в сторону движения снаряда, нарушающее правильный ход механизма и могущее вызвать поломку деталей. Все эти силы и ускорения сильно сказываются на работе часового механизма и требуют поправок к общей теории часовых механизмов.

Механические трубки применяются в равной мере с долго и надежно служащими старыми пиротехническими трубками. Это объясняется тем, что механические трубки более полно удовлетворяют современным требованиям, предъявляемым к дистанционным трубкам.

Главнейшие тактико-технические требования к дистанционным трубкам следующие:

1) безопасность при хранении, обращении, при выстреле и в полете;

2) надежная взводимость при выстреле;

3) наименьшее рассеивание;

незатухание (особенно при стрельбе по аэроцелям);
независимость от атмосферных условий и условий выстрела;
большое время действия;
простота приемов при заряжании;
стойкость при продолжительном хранении;
малые вес и габариты.

Производственно-экономические требования к дистанционным трубкам сводятся к следующему:

простота конструкции;
простота изготовления;
изготовление из отечественных и недефицитных материалов;
универсальность.

Теперь сравним пиротехнические и механические трубки в соответствии с поставленными требованиями к дистанционным трубкам.

Безопасность при хранении, обращении, при выстреле и в зависит от конструкции предохранителей, которые могут быть устроены одинаково рационально в тех и других трубках.

Надежная взводимость тоже зависит от предохранителя, Вму. может быть осуществлена одинаково в тех и других трубках.

Наименьшее рассеивание—одно из главных требований к дистанционным трубкам. Рассеивание при дистанционной стрельбе ведется из собственно трубочного рассеивания и рассеивания траекторий вследствие разнообразия начальных скоростей, веса снарядов, углов бросания, метеорологических условий и пр.

Опыт показывает, что механические трубки дают вероятное отклонение не выше 0,5% от среднего времени полета, тогда как вероятное отклонение в пиротехнических трубках доходит до 1,5%.

Затухание пиротехнических трубок, особенно при стрельбе по аэроцелям, происходит от понижения давления под колпаком трубки при движении снаряда в разреженной атмосфере вследствие усиленного отсоса газов из-под колпака. Совершенно очевидно, что механические трубки свободны от этого недостатка.

Время действия пиротехнической трубки зависит от температуры,влажности, давления, скорости снаряда и т. д. Механическая трубка, в особенности часовая от этих факторов, за исключением скорости снаряда, не зависит.

Большое время действия в пиротехнических трубках может быть достигнуто увеличением габарита или введением специальных медленно действующих составов. В механических трубках увеличение времени действия легко достигается изменением передаточного числа зубчатого зацепления.

Простота приемов при заряжании может быть достигнута одинаково в тех и других трубках.

Недостаточная стойкость пиротехнических трубок при долговременном хранении объясняется применением в них черного пороха весьма гигроскопичного и требующего для хранения особых мер в отношении герметизации; кроме того, черный порох способен вступать во взаимодействие с металлическими оболочками. Механические трубки свободны и от этого недостатка.

Малые вес и габариты при применении специальных Составов вместо пороха могут быть достигнуты и в пиротехнических трубках, так что в этом отношении механические трубки особых преимуществ не имеют.

Механические трубки по конструкции и в изготовлении сложнее пиротехнических, но следует иметь в виду, что экономические требования не должны превалировать над боевыми; кроме того, способность механических трубок к долговременному хранению компенсирует этот недостаток.

Универсальность трубок, т. е. применимость к различным орудиям, легче осуществляется в механических трубках благодаря независимости их от условий выстрела, что отмечено в п. 5.

Механические трубки по принципу работы могут быть разделены на два типа: трубки пути, измеряющие непосредственно путь снаряда, и трубки времени, измеряющие время полета снаряда.

К трубкам первого типа относятся:

1) трубки с инерционной массой (маятник или волчок);

2) трубки с крыльями (стабилизатор или воздушная турбина);

3) трубки гидродинамические, работающие под влиянием истечения жидкости (или перемещения ее внутри трубки).

К трубкам второго типа относятся трубки с часовым механизмом.

Трубки пути теоретически могут быть «идеальными», т. е. без собственного рассеивания. Однако это, как показывают расчеты, относится только к рассеиванию вдоль траектории, т. е. трубка обладает как бы в некоторой степени саморегулируемостью дальности полета; что касается рассеивания по времени полета, то опыт показал, что трубки пути дают рассеивание по времени не лучше пиротехнических. Таким образом, трубки пути могут давать разрывы примерно в одной точке при довольно значительном рассеивании по времени. Это свойство ценно при стрельбе лишь по неподвижным целям. При стрельбе по подвижным целям решающим фактором является малое рассеивание по времени полета.

Так как основная масса дистанционных снарядов предназначена для стрельбы по аэроцелям, то предпочтение отдано трубкам времени, т. е. с часовым механизмом.

Часовые механизмы могут найти применение в качестве замедлителей взведения (взрыватель Таваро), для отдаления взведения взрывателей на некоторое расстояние от дула орудия с целью повышения безопасности взрывателя, для авиационных трубок, для трубок к глубинным бомбам и, наконец, в качестве замедлительных механизмов к ударным взрывателям.

Поэтому в настоящем труде рассмотрены именно трубки с часовым механизмом с учетом всех сил, влияющих на действие часового механизма.

Рассмотрено также влияние изменения размеров некоторых деталей на время действия (точнее,—период колебания баланса) трубки, обусловливающее ее рассеивание.

Рукопись настоящего труда отредактирована проф. Завадским, за что автор приносит благодарность.

ВВЕДЕНИЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

...е разновидности дистанционных трубок можно разбить на два ...ных класса—химические трубки (пиротехнические) и механи... Время действия пиротехнической трубки регулируется про...тельностью горения впрессованного в дистанционную часть ... и зависит от длины канала с запрессованным порохом; у меха...ких трубок время полета снаряда до желаемой точки его раз...регулируется механическими средствами.

...убка (прототип современных химических трубок) для орудий, ...аемых с казенной части, была введена в прусской армии в ... (трубка Рихтера), а образцы механических трубок с часовыми ...измами, например трубка Бекера, появились лишь незадолго ...ровой войны 1914—1918 гг. С этого времени начинается сорев...ние между химическими и механическими трубками.

...иротехнические трубки, имея преимущества перед ме...ескими по своей простоте, дешевизне и удобству обращения, ...ают следующим крупным недостатком: при разреженном атмо...ом давлении они затухают. При наземной стрельбе и небольшой ...ости (до 10 *км*) этот недостаток не сказывается, так как снаряд ...нимается на большую высоту, но при стрельбе зенитной артил... случаи затухания довольно часты. От этого недостатка меха...кие трубки совершенно свободны. Зенитная артиллерия в на...ее время ставит перед конструкторами задачу осуществления ...ой, дешевой и, главное, надежного и точного действия механи... дистанционной трубки.

...временные механические дистанционные трубки с ча... механизмом по конструкции двигателя, приводящего в дви... механизм, можно разделить на две группы: к первой группе от...ся трубки, у которых механизм приводится в действие силами, ...висимыми от движения снаряда; ко второй группе относятся ...и, у которых механизм приводится в действие силами, разви...ющимися во время полета снаряда (инерционными и, главным ...ом, центробежными).

... первой группе относятся трубки Тиль-Круппа, Варо, ...рса.

... дистанционных трубок Тиль-Круппа, Бофорса заводные пру... при хранении находятся в заведенном состоянии. При ...ом хранении это влечет к уменьшению расчетного движущего ...нта.

Фирма Таван Ватч разработала механическую трубку, время действия которой может быть доведено до 72 сек. и даже больше. Установка трубки распределяется на пять-семь оборотов главной оси часового механизма. Часовая пружина заводится при установке трубки (речь идет о трубке Варо).

Ко второй группе относятся механические трубки Юнганс. Таваро и Дикси, продолжительность действия которых рассчитана на 40 сек. Движущей силой в этих трубках является сила инерции от центробежного ускорения вследствие вращения снаряда, а движущим механизмом у трубки Юнганса — центробежные зубчатые секторы, у трубки Таваро — центробежные зубчатые рейки-кремальеры, у трубки Дикси — стальные шарики, ведущие крыльчатый конус.

Принцип использования центробежной силы в качестве движущей силы механизма трубки представляет заманчивую перспективу для конструкторов, так как на первый взгляд эти трубки теоретически должны быть проще, точнее и надежнее. Практически все эти трубки обладают непостоянством движущего момента двигателя, т. е. имеют серьезный недостаток—большое рассеивание, так как момент инерционных масс непостоянен и зависит от угловой скорости снаряда. Силы трения являются также важным фактором динамического расчета часового механизма, влияющим на непостоянство момента двигателя.

Регулятор часового механизма должен обладать большой чувствительностью к регулировке и иметь большое число колебаний. Достаточно заметить, что период колебания регулятора трубки в 50 раз меньше периода колебания регулятора обычных карманных часов. Причины применения регулятора трубки со столь малым периодом колебания будут рассмотрены ниже.

Так как часовой механизм крайне хрупок, то приходится принимать конструктивные меры к тому, чтобы он мог выдержать значительные силы инерции, которые развиваются при выстреле, особенно у современных зенитных орудий, что усложняет конструкцию механической трубки.

В настоящее время одновременно с разработкой механических трубок ведутся изыскания по применению химических трубок, направленные на получение такого химического состава для дистанционной части, который мог бы гореть, не затухая, в разреженной атмосфере при зенитной стрельбе.

Кроме того, ведутся работы по проектированию электротрубок, которые могут быть использованы также для стрельбы по зенитным целям. Устройство этих трубок основано на принципе использования индукции на расстоянии или на изменении потенциала в разных точках земной поверхности, над которой пролетает снаряд.

Часовой механизм может быть применен и в некоторых взрывателях, где по тактико-техническим соображениям необходимо постоянное замедление (например, часовой механизм донного взрывателя ныряющего снаряда, который начинает работать в момент удара снаряда о воду с разрывом снаряда по истечении определенного времени после начала работы механизма).

У взрывателя Таваро, применяющегося в снарядах мелкокалиберной артиллерии (45-*мм*, 37-*мм*), часовой механизм выполняет роль медленно работающего предохранителя. Часовой механизм обеспечивает взведение взрывателя через определенный промежуток времени в зависимости от угловой скорости снаряда.

Точность действия трубок для артиллерии является весьма важным вопросом; сведение рассеивания к минимальному является первостепенной тактико-технической задачей как при конструировании, так и при изготовлении снарядов.

Факторов, влияющих на рассеивание трубки, очень много. Здесь сказываются причины технологического и конструктивного характера (допуски, размеры, сборка, материал и т. д.). Кроме того, полет снаряда в воздухе представляет чрезвычайно сложное по динамике явление. Каждая перемещающаяся деталь подвержена комплексному действию ряда сил, законы изменения которых до сих пор неизвестны или страдают погрешностями.

Нет сомнения, что центробежная сила оказывает влияние на рассеивание, так как действует на двигатель часовой трубки или в сторону увеличения основного движущего момента (трубки Тиль-Круппа, Варо), или в сторону его уменьшения (Юнганс) по мере движения снаряда по траектории вследствие падения угловой скорости.

Таблица 1

Результаты испытания механических трубок

Марка трубки	Угол возвышения в °	$t_{ср.}$	Рассеивание r_t	Количество выстрелов	Преждевременный взрыв и отказы	Отказы	Общий % отказа
Тиль-Круппа	75	23,02	0,090	17	1[1]	—	—
	75	15,10	0,066	18	—	—	—
	75	9,99	0,043	18	—	—	—
	60	23,09	0,078	18	—	1	—
	60	20,56	0,079	18	—	—	—
	60	15,06	0,064	18	—	—	2
	45	23,10	0,055	18	—	—	—
	45	15,05	0,069	18	—	—	—
	45	9,99	0,039	18	—	—	—
	30	28,54	0,076	18	—	2	—
	30	15,17	0,066	18	—	1	—
Юнганса	75	24,84	0,077	18	—	—	—
	75	9,74	0,049	18	1[2]	1[2]	—
	60	24,92	0,084	20	—	1	—
	60	14,77	0,146	18	—	—	4,5
	45	27,98	0,077	18	—	2	—
	45	9,71	0,043	18	—	1	—
Варо	75	25,29	0,154	15	—	—	—
	60	25,35	0,174	15	1[3]	—	—
	60	15,10	0,046	16	—	—	1,3
	45	28,23	0,178	16	1[3]	1	—
	45	10,10	0,062	16	1[3]	—	—

[1] В канале.
[2] Срыв пояска.
[3] Запоздалые на траектории.

Учесть влияние центробежной силы на работу двигателя и регулятора при расчете механизма не представляется возможным, так как закон изменения угловой скорости снаряда на траектории до сих пор трудно поддается определению.

Табл. 1 результатов отстрела механических трубок, взятых из наиболее удачных по изготовлению партий, дает возможность по рассеиванию судить о влиянии центробежной силы.

В результате испытания иностранных механических трубок, произведенного в 1933 г., были получены следующие данные:

Марка трубки	Общее количество отказов %
Тиль-Круппа	2
Юнганса	4,5
Варо	1,3

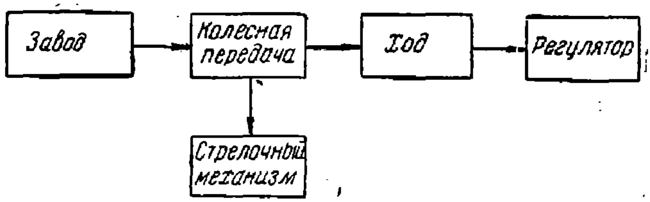
Лучшие результаты по рассеиванию дала трубка Тиль-Круппа наибольшее рассеивание дала трубка Варо.

ЭЛЕМЕНТЫ ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРУБКИ

Всякий часовой механизм имеет следующие части:

1) часовой двигатель—источник механической энергии для работы всего механизма;

2) колесную передачу — орган, распределяющий движение по всему механизму и одновременно изменяющий угловую скорость вращения, в большинстве случаев в сторону увеличения;



Фиг. 1. Принципиальная схема часового механизма обычных часов.

3) ход (спуск)—промежуточный орган между колесной передачей и регулятором;

4) регулятор — орган, затормаживающий и освобождающий колесную систему через строго равные промежутки времени; регулятор при каждом колебании получает импульс (толчок) от двигателя через колесную передачу и ход.

В часах к колесной передаче добавляется еще один механизм — стрелочный, который приводит в движение стрелки. Обычная схема часового механизма в часах дана на фиг. 1.

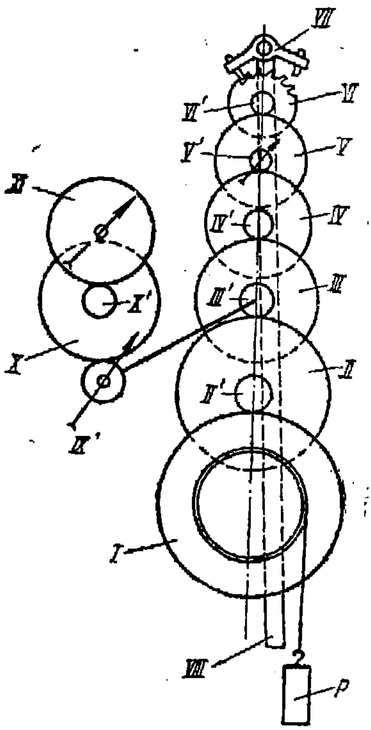
Часовой механизм механических трубок времени и дистанционных имеет все перечисленные части обычного механизма часов вплоть до стрелки, которая в трубке называется стрелой.

ТЕРМИНОЛОГИЯ ДЕТАЛЕЙ ЧАСОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

На фиг. 2 дана общая схема часового механизма.

По окружности барабана намотана струна, к концу которой подвешен груз *P*. Колесо, на которое непосредственно действует движущая сила и сообщает ему вращательное движение, называется барабанным. Двигательной силой, вращающей барабанное колесо, может быть гиря, пружина, и пр.

При пользовании пружиной в качестве двигательной силы ее обыкновенно помещают в цилиндрической коробке - барабане. Если двигателем служит гиря, то струна или тросик наматывается снаружи барабана. В механической трубке движущий момент для часового механизма может быть получен и другими способами.



Фиг. 2. Общая схема часового механизма.

На одной оси с барабаном посажено барабанное колесо *I*, сцепленное зубьями с колесом или трибом *II'* добавочного колеса *II**. Если полное время хода часового механизма невелико, то добавочное колесо отсутствует.

Добавочное колесо передает движение трибу *III'*, который сидит на одной оси со средним колесом *III*. Среднее колесо иногда называется центральным, так как оно расположено в центре часового механизма, и минутным, так как делает один оборот в час и на оси его укреплена минутная стрелка.

Среднее колесо через триб *IV'* вращает промежуточное колесо *IV*. Затем движение передается через триб *V'* секундному колесу *V*, трибу *VI'* и ходовому колесу *VI*. Ходовое колесо отличается от остальных формой зубьев и составляет часть узла хода (спуска). Оно сцепляется обычно со скобкой *VII* анкерного колеса. Скобку называют часто якорем, так как по форме она напоминает морской якорь. При вращении ходового колеса сцепленная с ним скобка совершает колебательное движение и посредством вилки передает движение регулятору-маятнику *VIII* или балансу.

Для передачи движения часовой стрелке на оси среднего колеса вместе с минутной стрелкой насажен с трением минутный триб *IX'*. Триб *IX'* сцеплен с вексельным колесом *X*, составляющим одно целое с вексельным трибом *X'*, который вращает часовое колесо *XI* вместе с часовой стрелкой.

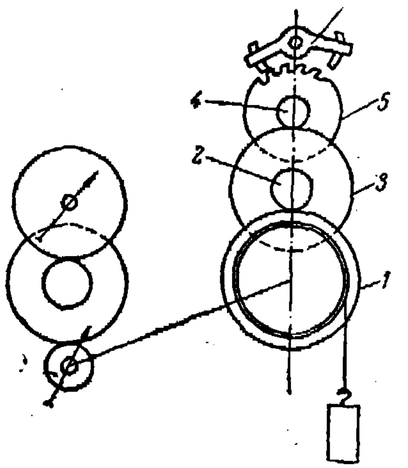
---

* Триб—зубчатое колесо с малым числом зубьев (обычно меньше 20).

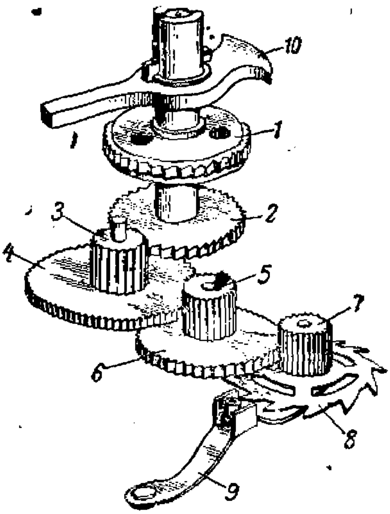
Часто встречаются механизмы с меньшим числом колес. Рассмотрим схему часового механизма обычных московских «ходиков», который напоминает часовой механизм механической трубки.

В механизме московских ходиков (фиг. 3) отсутствует добавочное колесо. Гиревой барабан насажен на оси среднего колеса *1*; таким образом, среднее колесо выполняет одновременно и роль барабанного колеса. В этом механизме отсутствует также секундное колесо.

Общая схема работы часового механизма ходиков следующая: среднее (барабанное) колесо *1* сцепляется с трибом *2* на общей оси с промежуточным колесом *3*. Промежуточное колесо *3* сцепляется



Фиг. 3. Схема механизма московских «ходиков».



Фиг. 4. Принципиальная схема часового механизма в дистанционной механической трубке.

с трибом *4* ходового колеса *5*, сидящим на одной оси с ходовым колесом. Ходовое колесо сцепляется с якорем *6*. Остальные элементы часового механизма ходиков те же, что в общей схеме на фиг. 2.

Переходя непосредственно к схеме часового механизма механической трубки (фиг. 4), видим, что спиральная пружина (двигатель) в барабане *1* насажена на ось центрального колеса *2*, которое ведет через триб *3* первое промежуточное колесо *4*. Колесо *4* через триб *5* ведет второе промежуточное колесо *6*. Колесо *6* через триб *7* ведет ходовое колесо *8*. Ходовое колесо сцепляется с якорем (скобкой) и приводит в колебательное движение регулятор-баланс *9*.

На оси центрального колеса посажена стрела *10*, при помощи которой трубка устанавливается на дистанцию.

Таким образом, схемы часового механизма ходиков и часового механизма механической трубки аналогичны.

Блок А1

ГЛАВА 1

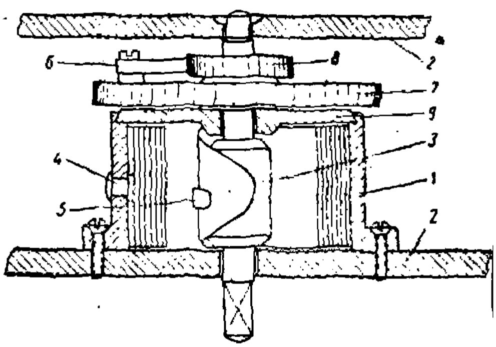
ДВИГАТЕЛИ ЧАСОВЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРУБОК

ПРУЖИНА—ДВИГАТЕЛЬ ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА

В качестве двигателя часового механизма механической трубки применяется плоская спиральная пружина.

Обычно один конец пружины укреплен неподвижно, другой укреплен на оси центрального колеса (Тиль-Крупп, Варо).

Чтобы обеспечить концентрическое развертывание пружины, надлежащую смазку и уменьшить габариты развернутой пружины, ее помещают в барабан. Барабан делается в виде металлического пустотелого цилиндра, насаженного на заводную ось механизма. Часто барабан снабжается крышкой 9 (фиг. 5), но у барабанов механических трубок крышка отсутствует (Тиль-Крупп, Варо).



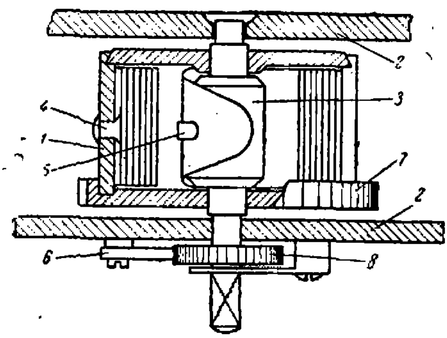
Фиг. 5. Неподвижный барабан часового механизма.

Если подвижен только один конец пружины, то барабан неподвижен; если подвижны оба конца пружины, то барабан подвижен. В известных нам механических трубках барабан неподвижен.

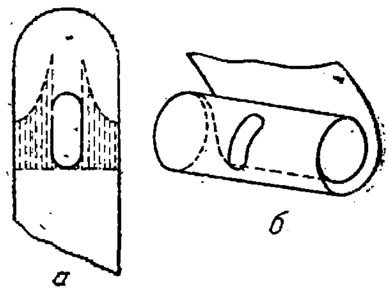
Неподвижный барабан 1 (фиг. 5) крепится винтами к плате 2 часового механизма, которая служит дном барабана. Ось 3 барабана (заводной валик) в средней части имеет утолщение, на которое навертывается пружина. Пружина внешним концом надета на крючок 4 барабана, внутренним—на крючок 5 валика. При заводе пружины валик вращается по часовой стрелке, а барабанное колесо неподвижно, так как свободно сидит на валике. Собачка 6, ось которой расположена на барабанном колесе 7, свободно пропускает храповое колесо 8, насаженное наглухо на валик.

После того как завод окончен, валик 3 под действием пружины стремится вращаться против часовой стрелки, храповое колесо поворачивает собачку в том же направлении, а вместе с ним и барабанное колесо *7*.

Вращающийся барабан *1* (фиг. 6) представляет одно целое с барабанным колесом *7* (дно барабана). При заводе валик *3* вращается вправо и закручивает пружину; внутренний конец пружины надет на крючок *5* средней утолщенной части валика *3*. Обратному вращению валика препятствует собачка *6*, ось которой укреплена на плате *2*. Собачка упирается в зубья храпового колеса *8*, насаженного на квадрат валика *3*. Эта конструкция применяется в тех случаях,



Фиг. 6. Вращающийся барабан часового механизма.



Фиг. 7. Отверстия в пружине для крепления наружного и внутреннего концов.

когда нужно, чтобы во время завода часовой механизм не останавливался.

Такого типа барабан в настоящее время не применяется в механических трубках.

Концы пружины отжигаются для того, чтобы в них можно было пробить отверстия для крючков *4*, *5* барабана и валика. Края отверстий должны быть ровные, без острых входящих углов для предотвращения появления трещин.

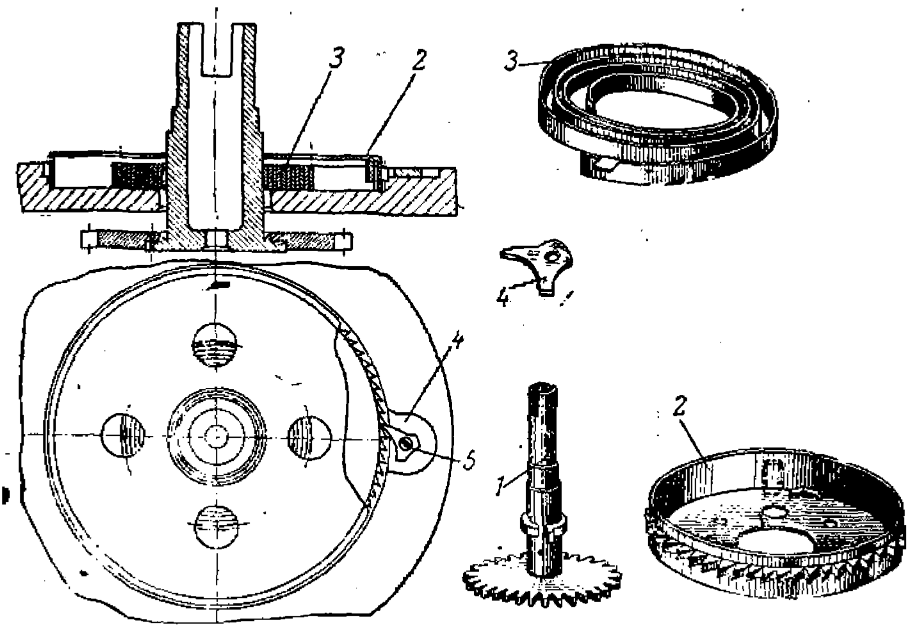
Внутренний конец пружины должен плотно обхватывать валик; конструкция крючка должна быть такой, чтобы ушко пружины не могло соскочить с крючка. Первый виток пружины, лежащий на валике, должен плотно обхватывать валик.

На фиг. 7 показаны концы пружины с отверстиями для наружного *а* и внутреннего *б* концов.

ДВИГАТЕЛЬ ТРУБКИ ТИЛЬ-КРУППА

Двигателем в трубке Тиль-Круппа служит пружина *3* (фиг. 8) типа применяемых в граммофонах и будильниках, заключенная в барабане *2*. Барабан помещается между двумя платами часового механизма трубки и снабжен по окружности зубьями. Зубья барабана напоминают зубья храпового колеса, которые входят в зацепление с собачкой *4*, укрепленной на плате винтом *5*. Этот винт является осью вращения собачки. Собачка *4* снабжена двумя зубьями, входящими в зацепление с храповым колесом барабана, и прижимается к храповому колесу пружиной, работающей на скручивание. Один конец пружины входит в специальное отверстие платы, а другой в отверстие собачки.

Заводная пружина *3* прикреплена одним концом к барабану, другим к центральной оси *1*. Один конец пружины имеет форму крючка и проходит в специальный паз барабана, другой конец снабжен вырубленным окном прямоугольного сечения, которое надевается на крючок центральной оси *1*.



Фиг. 8.

Пружина заводится при сборке трубки барабана специальным ключом. Зубья заводного ключа и зубья храпового колеса барабана заершены в противоположные стороны.

Вращению барабана *2* в противоположную сторону препятствует собачка *4*, упирающаяся в стенку платы.

Чтобы предупредить перенапряжение в пружине *3* после полного ее завода, она отпускается обратно на 2—3 зуба при помощи собачки.

Крупный недостаток этой конструкции заключается в том, что пружина во время хранения находится в заведенном состоянии.

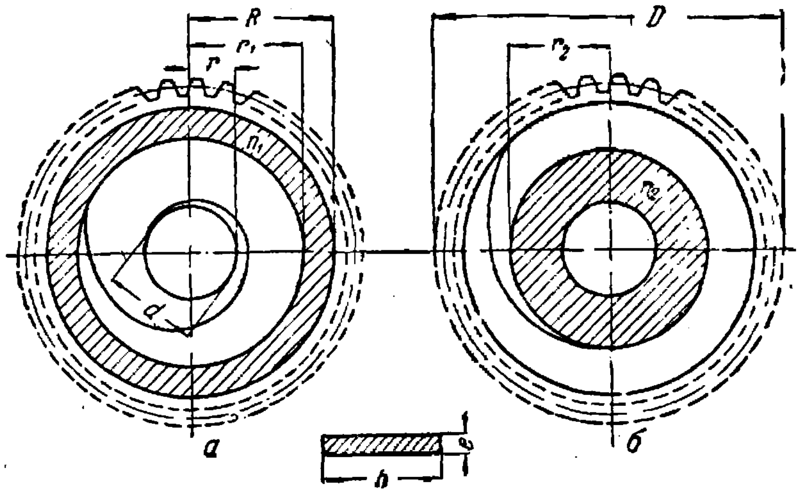
Размеры пружины, барабана и валика

На фиг. 9, *а* показана пружина барабана в незаведенном состоянии, когда все витки ее вплотную прилегают друг к другу, а наружный виток прилегает к стенке барабана. На фиг. 9, *б* показана пружина барабана в заведенном состоянии, когда пружина навита на заводной валик полностью, так что валик окружен витками пружины, вплотную прилегающими друг к другу.

Введем обозначения (фиг. 9):

R — внутренний радиус барабана;
r — радиус заводного валика;
r_1 — радиус внутреннего витка пружины в спущенном состоянии;
r_2 — радиус внешнего витка пружины в заведенном состоянии;
n_1 и n_2 — число витков пружины в спущенном и заведенном состоянии;
e — толщина пружины.

Совершенно очевидно, что $n_2 > n_1$. Если завести пружину доотказа, а затем предоставить барабану возможность вращаться до полного развертывания пружины, т. е. перейти от состояния, пока-



Фиг. 9. Пружина часового механизма.
а—в спущенном состоянии; б—в заведенном состоянии.

занного на фиг. 9, б, до состояния, показанного на фиг. 9, а, то барабан сделает $n_2 - n_1$ оборотов.

Если обозначить число оборотов барабана в процессе развертывания пружины через n, то можно написать:

$$n = n_2 - n_1 \tag{1}$$

(n еще называют полезным числом витков пружины).

Из фиг. 9,а видно, что

$$n_1 = \frac{R - r_1}{e}. \tag{2}$$

Из фиг. 9,б видно, что

$$n_2 = \frac{r_2 - r}{e}, \tag{3}$$

или

$$n = n_2 - n_1 = \frac{1}{e}\,[r_2 - r - R + r_1]. \tag{4}$$

Это уравнение есть общее выражение числа оборотов барабана или числа полезных витков пружины.

Пружина в незаведенном состоянии представляет собой полый цилиндр, наружный радиус которого R, а внутренний r_1; в заведенном состоянии пружина представляет тоже полый цилиндр, наружный радиус которого r_2, а радиус отверстия этого цилиндра равен радиусу r валика. Объемы этих цилиндров равны, а так как высота каждого цилиндра равняется ширине пружины, то площади их оснований тоже равны.

Площадь первого цилиндра $\pi R^2 - \pi r_1^2$, площадь второго цилиндра $\pi r_2^2 - \pi r^2$.

Следовательно,

$$\pi R^2 - \pi r_1^2 = \pi r_2^2 - \pi r^2,$$

или

$$R^2 - r_1^2 = r_2^2 - r^2, \tag{5}$$

откуда

$$r_2 = \sqrt{R^2 - r_1^2 + r^2}. \tag{6}$$

Подставим найденное значение r_2 в формулу (4). Тогда число полезных витков

$$n = \frac{1}{e}\left[\sqrt{R^2 - r_1^2 + r^2} - r - R + r_1\right]. \tag{7}$$

Определим значение r_1, которое обращает n в максимум.

Значение r_1, определяемое из уравнения

$$\frac{dn}{dr_1} = 0,$$

обращает n либо в максимум, либо в минимум. В данном случае минимума не существует, так как если длина пружины такова, что в совершенно вытянутом состоянии пружину можно зацепить одним концом за крючок, укрепленный в стенке барабана, а другим — за крючок, прикрепленный к заводному валику, то такую пружину завести нельзя, в этом случае $n = 0$; в то же время, если пружина настолько длинная, что, навитая на валик, заполняет всю полость барабана, то тоже очевидно, что в этом случае $n = 0$.

Таким образом, при некоторой определенной длине пружины достигается максимальное значение для числа оборотов при развертывании.

При диференцировании уравнения (7) имеем:

$$\frac{dn}{dr_1} = \frac{1}{e}\left(-\frac{r_1}{\sqrt{R^2 - r_1^2 + r^2}} + 1\right).$$

Приравнивая полученный результат нулю и учитывая, что $\neq 0$, находим:

$$-\frac{r_1}{\sqrt{R^2 - r_1^2 + r^2}} + 1 = 0,$$

откуда

$$\frac{r_1}{\sqrt{R^2 - r_1^2 + r^2}} = 1.$$

Следовательно,

$$r_1 = \sqrt{R^2 - r_1^2 + r^2},$$

откуда

$$r_1^2 = R^2 - r_1^2 + r^2,$$

или

$$r_1 = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}}. \qquad (8)$$

Подставляя полученное выражение r_1 в уравнение (6), имеем:

$$r_2 = \sqrt{R^2 + r^2 - \frac{R^2 + r^2}{2}} = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}}, \qquad (9)$$

т. е.

$$r_1 = r_2 = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}}. \qquad (10)$$

В том, что найденное значение r_1 обращает n в максимум, можно убедиться, взяв вторую производную от n по r_1.

Произведя диференцирование, найдем:

$$\frac{d^2n}{dr_1^2} = -\frac{1}{e}\left[\frac{\sqrt{R^2 - r_1^2 + r^2} + \dfrac{r_1^2}{\sqrt{R^2 - r_1^2 + r^2}}}{R^2 - r_1^2 + r^2}\right].$$

Полученный результат показывает, что производная второго порядка от n по r_1 — отрицательная величина; следовательно, найденное значение для r_1 обращает n в максимум.

Выведенная формула (10) показывает, что для получения максимума числа полезных витков пружины необходимо дать такой размер внутреннему радиусу барабана, чтобы внешний радиус заведенной пружины r_2 равнялся внутреннему радиусу r_1 распущенной пружины. Пружина, удовлетворяющая формуле (10), называется нормальной заводной пружиной.

Графический метод определения $r_1 = r_2$ при максимуме n. Значение $r_1 = r_2$ при максимуме n может быть найдено графически.

Разделим расстояние $R - r$ пополам и радиусом $\frac{R-r}{2}$ (фиг. 10) проведем окружность из центра O. Восставим перпендикуляр к прямой OA в точке A. Точку B перпендикуляра AB соединим с точкой O.

Докажем, что прямая

$$\overline{OB} = r_1 = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}}.$$

Из треугольника OAB имеем:

$$\overline{OB}^2 = \overline{OA}^2 + \overline{AB}^2 = \left(r + \frac{R-r}{2}\right)^2 + \left(\frac{R-r}{2}\right)^2;$$

$$r + \frac{R-r}{2} = \frac{2r + R - r}{2} = \frac{R+r}{2}.$$

Следовательно,

$$OB^2 = \left(\frac{r+R}{2}\right)^2 + \left(\frac{R-r}{2}\right)^2 = \frac{2(R^2+r^2)}{4} = \frac{R^2+r^2}{2};$$

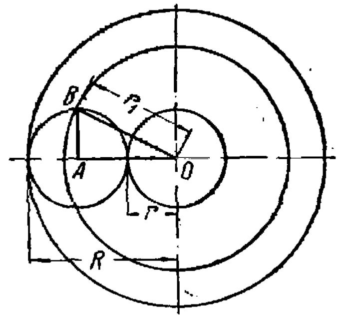
$$\overline{OB} = \sqrt{\frac{R^2+r^2}{2}} = r_1.$$

На этом принципе можно построить два шаблона для проверки размеров пружины в барабане.

Первый шаблон—целлулоидный кружок, радиус которого $r_1 = OB$. В центре кружок имеет отверстие с радиусом, равным радиусу шейки валика под крышку барабана. При проверке шаблон прикладывают к проверяемой пружине: радиус пружины в спущенном состоянии должен совпадать с радиусом OB шаблона.

Для второго шаблона вытачивается стальная круглая пластинка, радиус которой равен AB. Пластинка отпущена под синий цвет побежалости и на ней нанесен крест.

При пользовании шаблон вводится между стенкой барабана и валиком так, что одна нить креста совпадает с прямой OA (фиг. 10). Вторая нить креста при правильном размере пружины в барабане должна пойти по прямой AB.



Фиг. 10. Графический метод определения $r_1 = r_2$ при максимум n.

Нормальный барабан. Практика выработала для размеров барабана и валика вполне определенные соотношения: в большинстве случаев диаметр барабана в три раза больше диаметра валика, т. е. $R = 3\,r$.

Проф. Зандер в книге «Uhrenlehre» называет барабан, у которого $R = 3\,r$, нормальным.

Обычные формулы для определения размеров пружины в барабане (в случае нормального третичного барабана) принимают более простой вид:

$$r_1 = r_2 = \sqrt{\frac{R^2+r^2}{2}} = \sqrt{\frac{R^2+\frac{R^2}{9}}{2}} = \frac{\sqrt{5}}{3}\cdot R = 0{,}745R;$$

$$r_1 = r_2 = 0{,}745\,R. \qquad (11)$$

Преобразуем также формулу (2):

$$n_1 = \frac{1}{e}(R - r_1) = \frac{1}{e}(R - 0{,}745R) = 0{,}255\,\frac{R}{e};$$

$$n_1 = 0{,}255\,\frac{R}{e}. \qquad (12)$$

Формула (3) примет вид:

$$n_2 = \frac{1}{e}(r_2 - r) = \frac{1}{e}(0{,}745R - 0{,}333R) = 0{,}412\frac{R}{e};$$

$$n_2 = 0{,}412\frac{R}{e}; \tag{13}$$

$$n = n_2 - n_1 = 0{,}412\frac{R}{e} - 0{,}255\frac{R}{e} = 0{,}157\frac{R}{e};$$

$$n = 0{,}157\frac{R}{e}. \tag{14}$$

Толщина пружины. Толщину пружины, по Зандеру, для часовых механизмов следует брать равной

$$e = \frac{R}{30} \div \frac{R}{50}.$$

Такая толщина e пружины часто встречается в практике часового дела; обычно принимают $e = \frac{R}{40}$.

Проф. Завадский рекомендует толщину пружины брать по соотношению

$$r = 16e. \tag{15}$$

В практике радиус заводного валика в среднем в 16 раз больше толщины пружины. Здесь следует заметить, что чем меньше радиус валика, тем больше можно навить на него витков пружины и тем меньше может быть барабан. Однако уменьшение диаметра валика имеет предел, так как при очень маленьком диаметре валика пружина может лопнуть.

Проф. Завадский впервые обратил внимание на особое свойство пружинной стали. Лучшие сорта стали, из которых изготовляются заводные пружины, имеют временное сопротивление 170 *кг/мм²*.

По формуле сопротивления материалов

$$k_p = \frac{E\Delta l}{l},$$

где k_p — временное сопротивление;
E — модуль Юнга;
Δl — абсолютное удлинение, вызванное напряжением;
l — длина стержня.

Из формулы следует, что при $l = 1$ *мм*

$$\Delta l = \frac{k_p}{E}.$$

Полагая $E = 23\,000\,000$ *г/мм²* и $k_p = 170\,000$ *г/мм²*, найдем:

$$\Delta l = \frac{170\,000}{23\,000\,000} = 0{,}007.$$

Подсчитаем, какое удлинение получает пружинный слой стальной ленты толщиной $e = 0{,}18$ *мм*, если ее вплотную навить на заводной валик, радиус которого в 16 раз больше толщины стальной ленты.

До намотки ленты, т. е. пока она была прямая, обе поверхности ее были такой же длины, как и нейтральный слой. Когда эта лента вплотную навита на валик, длина нейтрального слоя не изменяется, но наружный слой (со стороны выпуклости) подвергается растяжению.

Подсчитаем это растяжение на длине 1 *мм.*

Радиус кольца из нейтрального слоя равен

$$16{,}5e = 16{,}5 \cdot 0{,}18 = 2{,}97 \text{ мм}.$$

Следовательно, длина наружного слоя до закручивания

$$2\pi \cdot 2{,}97 = 18{,}6611 \text{ мм}.$$

После закручивания длина наружного слоя равняется длине окружности, описанной радиусом, равным

$$17e = 17 \cdot 0{,}18 = 3{,}06 \text{ мм}.$$

Таким образом, длина наружного слоя после закручивания будет:

$$2\pi \cdot 3{,}06 = 19{,}2266 \text{ мм}.$$

Абсолютное удлинение наружного слоя

$$\Delta l = 19{,}2266 - 18{,}6611 = 0{,}5655 \text{ мм}.$$

Разделив все удлинение наружного слоя на первоначальную его длину, получим:

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{0{,}5655}{18{,}6611} = 0{,}0303.$$

Выше было подсчитано, что относительное удлинение стального стержня в момент разрыва равняется 0,007.

Таким образом, оказывается, что наружный слой пружины при закручивании на валик испытывает на длине 1 *мм* удлинение в четыре раза большее, чем стержень конечной толщины.

Проф. Завадский, поставивший так вопрос, дает следующее объяснение этому явлению.

Известно, что очень тонкие нити, вытянутые из расплавленного стекла, кварца, шеллака и т. п., имеют прочность на разрыв значительно большую, чем должны были бы иметь по подсчету соответственно площади их поперечного сечения.

Этот факт можно объяснить только тем, что наружная пленка тел в некоторых случаях прочнее остального вещества (сердцевины). Поэтому в тех случаях, когда поперечное сечение растягиваемого тела имеет такую форму, что вещество пленки неисчезающе мало по сравнению с веществом сердцевины, или, выражаясь иначе, когда поперечное сечение таково, что количества вещества пленки и сердцевины почти одного порядка, то преобладающую роль в отношении сопротивляемости на разрыв играет пленка, а не сердцевина.

Основываясь на этих соображениях, можно допустить, что в поперечном сечении заводной пружины незначительной толщины количество вещества пленки и количество вещества сердцевины почти одного порядка, но так как прочность пленки значительно больше, чем прочность сердцевины, то сопротивляемость на разрыв тонких стальных, надлежащим образом отполированных лент значительно больше, чем можно было бы ожидать по расчету.

В последнее время уделяют много внимания обработке наружных поверхностей деталей машин. Оказывается, что при некоторых качествах полировки наружных поверхностей прочность на разрыв значительно увеличивается, уменьшается утомляемость металлов.

На прочность отполированных деталей оказывает влияние абразив, которым произведена полировка.

Акад. Гребенщиков изучал химизм действия абразивов и шлифовальников. Его труды в этой области позволяют совершенствовать юстировки деталей машин высокой точности.

Определение длины пружины. Длину пружины обычно определяют по среднему радиусу. Средний радиус спущенной пружины равен

$$\frac{R+r_1}{2}.$$

Длина средней окружности спущенной пружины равна

$$L_{ср} = 2\pi\left(\frac{R+r_1}{2}\right).$$

Длина всей пружины при n_1 витков

$$L = 2\pi\left(\frac{R+r_1}{2}\right)n_1 = \pi(R+r_1)n_1.$$

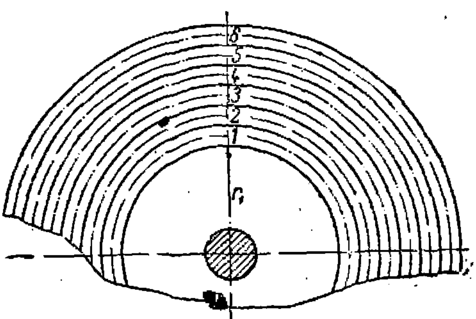
Считая часть пружины, идущей к месту закрепления, равной $2\pi r$, находим, что длина пружины

$$L = \pi(R+r_1)n_1 + 2\pi r. \tag{16}$$

Рассуждая аналогично для заведенной пружины, найдем, что длина ее

$$L = \pi(r_2+r)n_2 + 2\pi r. \tag{17}$$

Определение длины пружины по Завадскому. Совершенно очевидно, что сумма длин всех витков пружины, взятых по нейтральной поверхности, точно равняется длине пружины.



Фиг. 11.

На фиг. 11 видно, что сумма длин всех витков пружины, взятых по нейтральным поверхностям *1*, *2*, *3*, *4*, представляет длину L всей пружины.

Таким образом, можно написать:

$$L = 2\pi\left(r_1+\frac{e}{2}\right) + 2\pi\left(r_1+\frac{3e}{2}\right) + 2\pi\left(r_1+\frac{5e}{2}\right) + \ldots + 2\pi\left(r_1+\frac{ne}{2}\right), \tag{18}$$

где r_1 — внутренний радиус бунта пружины в незаведенном виде; e — толщина пружины.

Полученную формулу можно значительно упростить на основании свойства суммы ряда последовательно написанных нечетных чисел, начиная с единицы:

$$1+3+5+7+9+11+\ldots+n=n^2. \; (*)$$

Предыдущая формула может быть переписана таким образом:

$$L=2\pi r_1 n_1+2\pi\left(\frac{1+3+5+\ldots+n}{2}e\right),$$

или на основании ряда (*)

$$L=2\pi r_1 n_1+\frac{2\pi n_1^2 e}{2}=2\pi n_1\left(r_1+\frac{n_1 e}{2}\right);$$

$$L=2\pi n_1\left(\frac{r_1+r_1+n_1 e}{2}\right)=2\pi n_1\left(\frac{r_1+R}{2}\right).$$

Таким образом, длина пружины равняется длине витка, описанного средним радиусом, т. е. $\frac{r_1+R}{2}$, умноженной на число витков.

Определение длины пружины как длины спирали Архимеда. Пружина в сущности представляет спираль Архимеда. Определим длину спирали Архимеда и докажем, что полученный результат совпадает с формулами (16) и (17).

Напишем уравнение спирали Архимеда:

$$r=a\theta, \tag{19}$$

где a — положительная величина;

r — радиус-вектор спирали;

θ — полярный угол спирали.

Перейдем от полярных координат к прямоугольным и примем полюс за начало координат, полярную ось — за ось абсцисс. Тогда уравнение (19) можно заменить двумя параметрическими уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} x&=a\theta\cos\theta; \\ y&=a\theta\sin\theta, \end{aligned}\right\} \tag{20}$$

так как

$$x=r\cos\theta;$$
$$y=r\sin\theta.$$

Диференциал дуги

$$dS=\sqrt{dx^2+dy^2}. \tag{21}$$

Определим его значение.

Из системы уравнений (20) после диференцирования находим:

$$dx=a\cos\theta\, d\theta-a\theta\sin\theta\, d\theta;$$
$$dy=a\sin\theta\, d\theta+a\theta\cos\theta\, d\theta.$$

Возводим в квадрат значения dx и dy:

$$dx^2 = a^2\cos^2\theta\, d\theta^2 + a^2\theta^2\sin^2\theta\, d\theta^2 - 2a^2\sin\theta\cos\theta\, d\theta^2;$$

$$dy^2 = a^2\sin^2\theta\, d\theta^2 + a^2\theta^2\cos^2\theta\, d\theta^2 + 2a^2\sin\theta\cos\theta\, d\theta^2.$$

После упрощения имеем:

$$dS^2 = dx^2 + dy^2 = a^2\, d\theta^2 + a^2\theta^2\, d\theta^2 = a^2(1+\theta^2)\, d\theta^2,$$

откуда

$$dS = a\sqrt{1+\theta^2}\, d\theta.$$

Пренебрегая под корнем единицей, так как пружина в среднем имеет 15 витков (в радианах $2\pi\cdot 15$), находим:

$$dS = a\theta\, d\theta. \tag{22}$$

Замечая, что $a\theta = r$, уравнение (22) перепишем так:

$$a\, d\theta = dr;$$

$$dS = \frac{r}{a}\, dr,$$

откуда

$$S = \frac{1}{a}\int_{r_1}^{R} r\, dr = \frac{1}{2a}\left| r^2 \right|_{r_1}^{R} = \frac{R^2 - r_1^2}{2a};$$

Пределы R и r_1 взяты для спирали (пружины) в спущенном состоянии:

$$L = S = \frac{(R+r_1)(R-r_1)}{2a}; \tag{23}$$

Из теории архимедовой спирали известно, что при возрастании θ от 0 до 2π значение r изменяется от 0 до $2\pi a$. В нашем случае радиус-вектор меняется от r_1 до R, при этом спираль имеет n_1 оборотов. Следовательно,

$$2\pi a n_1 = R - r_1,$$

откуда

$$a = \frac{R - r_1}{2\pi n_1}; \tag{24}$$

Подставив значение a в формулу (23), находим:

$$L = \frac{(R-r_1)(R+r)\cdot 2\pi n_1}{2(R-r_1)} = \pi(R+r_1)\, n_1;$$

$$L = \pi(R+r_1)\, n_1, \tag{25}$$

что совпадает с ранее выведенной формулой (16).

Таким же образом можно получить и формулу (17).

Пример 1. Заводной барабан дистанционной 40-секундной трубки Варо имеет внутренний диаметр $2R = 25{,}2$ *мм*, диаметр заводного валика $2r = 8$ *мм* и толщину пружины $e = 0{,}305$ *мм*. Определить число n полезных витков пружины, число n_2 витков заведенной и число n_1 витков спущенной пружины, а также длину L, полагая пружину нормальной ($r_1 = r_2$).

Решение.

$$\frac{R}{r} = \frac{13,1}{4} = 3,275;$$

$$r_1 = r_2 = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}} = \sqrt{\frac{13,1^2 + 4^2}{2}} = 9,7 \text{ мм};$$

$$n_1 = \frac{R - r_1}{e} = \frac{13,1 - 9,7}{0,305} = 11,1 \text{ витка};$$

$$n_2 = \frac{r_2 - r}{e} = \frac{9,7 - 4}{0,305} = 18,7 \text{ витка};$$

$$n = n_2 - n_1 = 18,7 - 11,1 = 7,6 \text{ витка};$$

$$L = \pi (r_2 + r) n_2 + 2\pi r = 3,14\,(9,7 + 4)\,18,7 + 2 \cdot 3,14 \cdot 4 = 805 + 25 = 830 \text{ мм}.$$

Практически пружина имеет длину $L = 850$ *мм*.
Отношение

$$\frac{R}{e} = \frac{13,1}{0,305} = 42,8,$$

что отвечает отношению между R и e, установленному проф. Зандером.

Пример 2. Пусть дана пружина толщиной $e = 0,2$ *мм* и длиной $L = 650$ *мм*. Требуется определить размеры барабана и валика.

Решение. Принимая $r = 16e$, имеем:

$$r = 16 \cdot 0,2 = 3,2 \text{ мм}.$$

Принимая $R = 3r$, имеем:

$$R = 3r = 3 \cdot 3,2 = 9,6 \text{ мм}.$$

Решим тот же пример другим способом.

По формуле (17) длину L пружины (пренебрегая частью, идущей на креплении к стенке барабана) получаем равной

$$L = \pi (r_2 + r)\, n_2 = \pi (r_2 + r) \left(\frac{r_2 - r}{e}\right) = \frac{\pi}{e} (r_2 + 16e)(r_2 - 16e) =$$

$$= \frac{\pi}{e} [r_2^2 - (16e)^2],$$

Так как

$$n_2 = \frac{r_2 - r}{e}.$$

Подставляя известные величины, имеем:

$$650 = \frac{3,14}{0,2} (r_2^2 - 3,2^2),$$

откуда

$$r_2^2 = 51,64.$$

Пользуясь формулой (10), находим:

$$r_2 = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}},$$

$$r_2^2 = \frac{R^2 + r^2}{2},$$

откуда

$$R = \sqrt{2r_2^2 - r^2} = \sqrt{2\,(51,64)^2 - (16 \cdot 0,2)^2} = \sqrt{92,86} = 9,64 \text{ мм}.$$

Результаты обоих подсчетов почти одинаковы.

Пример 3. Заводной барабан дистанционной 30-секундной трубки системы Тиль-Круппа имеет диаметр $2R = 20{,}4$ *мм*, валик диаметром $2r = 6{,}8$ *мм* и толщину пружины $e = 0{,}38$ *мм*. Определить $r_1 = r_2$, n, n_1, n_2 и L.

Решение. Барабан трубки Тиль-Круппа нормальный. Для определения неизвестных величин можно воспользоваться формулами (11) — (14):

$$r_1 = r_2 = 0{,}745\ R = 0{,}745 \cdot 10{,}2 = 7{,}6 \text{ мм};$$

$$n_1 = 0{,}255\ \frac{R}{e} = 0{,}255\frac{10{,}2}{0{,}38} = 6{,}84 \text{ витка};$$

$$n_2 = 0{,}412\frac{R}{e} = 0{,}412\frac{10{,}2}{0{,}38} = 11{,}06 \text{ витка};$$

$$n = n_2 - n_1 = 11{,}06 - 6{,}84 = 4{,}22 \text{ витка}.$$

Пружина трубки Тиль-Круппа имеет $n = 4{,}25$ витка.

$$L = \pi(R + r_1)\,n_1 + 2\pi r = 3{,}14\,(10{,}2 + 7{,}6) \cdot 6{,}84 + 2 \cdot 3{,}14 \cdot 3{,}4 =$$
$$= 382{,}3 + 21{,}35 = 403{,}65 \text{ мм}.$$

Размеры, полученные непосредственно с трубки Тиль-Круппа, следующие:

$$2R = 20{,}4 \text{ мм}; \quad 2r = 6{,}73 \text{ мм}; \quad h = 3{,}5 \text{ мм};$$
$$e = 0{,}38 \text{ мм}; \quad n_1 = 6{,}45 \text{ витка}; \quad n_2 = 10{,}7 \text{ витка};$$
$$n_{\text{св}} = 6{,}0 \text{ витка}; \quad L = 400 \text{ мм}.$$

Пример 4. Внутренний диаметр заводного барабана $2R = 37{,}5$ *мм*, диаметр валика $2r = 12{,}5$ *мм* и толщина пружины $e = 0{,}4$ *мм*. Подсчетом определено, что число витков пружины в спущенном состоянии $n_1 = 14$.

Определить, можно ли при имеющейся пружине получить максимум числа витков n, а если нет, то как необходимо изменить пружину, чтобы получить максимальное число оборотов барабана.

Решение. Барабан нормальный, следовательно, при n_{max}

$$n_1 = 0{,}255\frac{R}{e} = 0{,}255 \cdot \frac{18{,}75}{0{,}4} = 11{,}95 \text{ витка}.$$

По заданию $n_1 = 14$; следовательно, эта пружина чрезмерно длинна, и для получения n_{max} пружину необходимо укоротить.

Вычислим, на сколько необходимо укоротить пружину.

Полезное число оборотов пружина могла бы иметь:

$$n = 0{,}157\frac{R}{e} = 0{,}157 \cdot \frac{18{,}75}{0{,}4} = 7{,}36 \text{ обор}.$$

При n_{max} имеем:

$$r_1 = 0{,}745\,R = 0{,}745 \cdot 18{,}75 = 14 \text{ мм};$$

$$L_1 = \pi(R + r_1)\,n_1 + 2\pi r = \pi(18{,}75 + 14) \cdot 11{,}95 + 2\pi \cdot 6{,}25 = 1268 \text{ мм}.$$

Непосредственно из размеров барабана видно, что

$$r_1 = R - (en_1) = 18{,}75 - 0{,}4 \cdot 14;$$
$$r_1 = 18{,}75 - 5{,}6 = 13{,}15 \text{ мм}.$$

Фактическая длина пружины

$$L_2 = \pi(R + r_1)\,n_1 + 2\pi r = 3{,}14\,(18{,}75 + 13{,}15) \cdot 14 + 2\pi \cdot 6{,}25 = 1442 \text{ мм}.$$

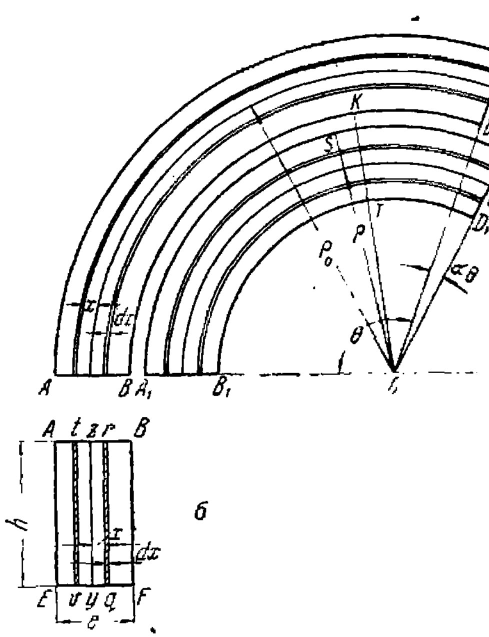
Следовательно, пружину нужно укоротить на

$$1442 - 1268 = 174 \text{ мм}.$$

Крутящий момент заводной пружины трубок Тиль-Круппа и Варо

В часовом механизме трубок Тиль-Круппа и Варо в качестве двигателя применяется спиральная стальная пружина.

Материалом для изготовления заводных пружин служат ленты из стали высокого качества. Материал пружины работает на изгиб. Установим, какая зависимость существует между изгибающим моментом и деформацией пружины.



Фиг. 12.

Пусть $ABCD$ (фиг. 12) представляет часть витка пружины, закрученного на угол θ. Обозначим толщину пружины через e, а ширину — через h (фиг. 12, *б*). $A_1B_1C_1D_1$ — та же часть витка, закрученного на добавочный угол $d\theta$; l_0 и l_{0_1} — в обоих случаях длина нейтрального слоя пружины, которая, как известно, при изгибе не меняется.

Рассмотрим длину слоя, находящегося со стороны выпуклости пружины на произвольном расстоянии x от нейтрального слоя, и обозначим ее через l. После того как часть витка $ABCD$ подверглась закручиванию на дополнительный угол $d\theta$, слой удлинится на некоторую величину dl. Таким образом

$$dl = l_1 - l.$$

Для вычисления напряжения, возникающего в рассматриваемом слое вследствие его удлинения dl, найдем величину dl. Обозначим радиус нейтрального слоя витка $ABCD$ через ρ_0. Тогда радиус рассматриваемого слоя будет $\rho_0 + x$, поэтому

$$l = (\rho_0 + x)\theta = \rho_0\theta + x\theta. \qquad (26)$$

Обозначая радиус нейтрального слоя витка в состоянии дополнительного закручивания на угол $d\theta$ через ρ, можно написать:

$$l_1 = (\rho + x)(\theta + d\theta). \qquad (27)$$

Вычитая из уравнения (27) уравнение (26), найдем, что удлинение рассматриваемого слоя

$$dl = (\rho + x)(\theta + d\theta) - \rho_0\theta - x\theta. \qquad (28)$$

Для упрощения полученного выражения выразим формулой условие, что длина нейтрального слоя витков $ABCD$ и $A_1B_1C_1D_1$ при закручивании остается без изменения, т. е.

$$\rho_0\theta = \rho(\theta + d\theta).$$

Из последнего уравнения находим, что

$$\rho = \frac{\rho_0\theta}{\theta + d\theta}.$$

Подставляя найденное выражение для ρ в уравнение (28), имеем:

$$dl = x\,d\theta, \tag{28'}$$

т. е. удлинение dl какого-либо волокна пропорционально расстоянию его x от нейтрального слоя.

Удлинение dl в данном случае положительное, так как x положительно; при отрицательном x удлинение имеет отрицательный знак, т. е. практически получается укорочение волокна, так как волокна, расположенные по другую сторону от нейтрального слоя, ближе к центру кривизны, работают на сжатие.

В теории сопротивления материалов установлена следующая связь между элементарным усилием слоя dp, его элементарным удлинением dl, коэфициентом Юнга E, поперечным сечением волокна dF и первоначальной длиной волокна l:

$$dp = \frac{E\,dl\,dF}{l}. \tag{29}$$

Это подтверждается следующими рассуждениями. По закону Гука

$$\sigma = E\delta,$$

где σ — напряжение;

δ — относительное удлинение материала.

Далее,

$$\sigma = \frac{P}{F};$$

$$\delta = \frac{\lambda}{l},$$

где P — нагрузка;

λ — абсолютное удлинение.

Зависимость, установленную Гуком, можно представить так:

$$\frac{P}{F} = E\frac{\lambda}{l},$$

откуда

$$P = \frac{E\lambda F}{l}.$$

При замене приращений функции их диференциалами последнее выражение совпадает с формулой (29).

Рассмотрим поперечное сечение пружины, произведенное радиальной плоскостью OTK (фиг. 12, *а*), где заштрихованный слой vt (фиг. 12, *б*) находится с выпуклой стороны от нейтрального слоя yz.

Площадь этого волокна равна, как видно из фиг. 12, *б*, $dF=hdx$. Подставляя в формулу (29) значение dl из выражения (28′) и вместо dF его значение, находим:

$$dp=\frac{Ehx\,dx\,d\theta}{l}. \qquad (30)$$

Перейдем теперь к определению элементарного крутящего момента dM, вызванного напряжением в слое vt. Элементарный момент относительно нейтрального слоя будет:

$$dM=x\,dp=\frac{Ehx^2\,dx\,d\theta}{l},$$

откуда

$$M=\frac{Eh}{l}\int_{-\frac{e}{2}}^{\frac{e}{2}}\int_{0}^{\theta}x^2\,dx\,d\theta=\frac{Eh}{l}\int_{0}^{\theta}d\theta\int_{-\frac{e}{2}}^{\frac{e}{2}}x^2\,dx,$$

т. е.

$$M=\frac{Ehe^3\theta}{12l}; \qquad (31)$$

Если выразить угол θ закручивания пружины числом оборотов оси, на которую навивается пружина, то вместо θ можно подставить $2\pi n$; если ввести вместо l принятое ранее обозначение для длины пружины L, то формула (31) примет вид:

$$M=\frac{Ehe^3}{12L}\cdot 2\pi n; \qquad (32)$$

Выражение (31) можно получить из более общей формулы изгибающего момента:

$$M=\frac{EJ}{L}\theta, \qquad (33)$$

где J — момент инерции поперечного сечения ленты.

Для прямоугольного сечения

$$J=\frac{he^3}{12};$$

Тогда формула (33) принимает вид формулы (31).

Несколько уточним выражение (32). Если спиральную пружину вынуть из заводного барабана, то пружина не выпрямится, а будет иметь некоторое количество витков—меньше, чем n_1.

Назовем через $n_{св}$ число витков, которое имеет пружина, вынутая из барабана и лежащая свободно на плоскости.

Если пружину завести на один оборот, она будет иметь $n_{св}+1$ витков, но расчетных витков, т. е. создающих крутящий момент пружины, будет только один.

Значит, если пружина будет иметь n_2 или n_1 витков, то расчетное количество витков будет на $n_{св}$ меньше.

Можно считать, что, начиная от количества витков свободной пружины $n_{св}$, крутящий момент ее возрастает пропорционально количеству витков.

В заведенном состоянии пружина будет иметь:

$$n_{p\,max} = n_2 - n_{св},$$

в спущенном состоянии:

$$n_{p\,min} = n_2 - n - n_{св} = n_1 - n_{св};$$

n_p — число рабочих оборотов пружины.

В любом положении пружины будет иметь место следующее соотношение:

$$n_p = n_2 - n - n_{св} + \text{обороты заводного валика.}$$

В книге проф. Зандера, где рассмотрен вопрос о рабочем числе витков пружины, находим указание, что $n_{св}$ приближенно можно принять равным:

$$n_{св} = (0{,}373 \div 0{,}3)\, n_2.$$

Тогда

$$n_{p\,max} = (0{,}627 \div 0{,}7)\, n_2. \qquad (34)$$

Подставив значение $n_{p\,max}$ в формулу (31), имеем:

$$M = \frac{Ehe^3}{12L} \cdot 2\pi \cdot 0{,}627 n_2. \qquad (35)$$

Подставляя в это уравнение $E = 20\,000 \div 25\,000$ *кг/мм²*, получим:

$$M = (6565 \div 8200)\frac{he^3 n_2}{L}\ кгмм. \qquad (36)$$

Следует заметить, что заводная пружина не создает момента точно по уравнению (36) вследствие трения между отдельными витками. Для снижения трения поверхность пружины полируют и смазывают. На этом подробнее остановимся дальше. Зандер рекомендует за счет трения между витками вычисленный момент снижать на 10—30%.

Примечание. При исследовании пружины в 40-секундной трубке Варо оказалось по экспонату, что $n_{св} = 5$ виткам; при исследовании пружины 30-секундной трубки Тиль-Круппа оказалось, что фактически $n_{св} = 6$ виткам; по Зандеру, $n_{св} = 0{,}373\, n_2 = 0{,}373 \cdot 10{,}7 = 4$ виткам. Приведем два примера из книги Зандера.

Пример 1. Определить силу спиральной пружины, вложенной в нормальный заводной барабан $R = 9{,}3$ *мм* при $h = 1{,}8$ *мм*; $e = 0{,}22$ *мм*; $n_2 = 17{,}4$ *мм*; $L = 568$ *мм*; модуль Юнга стали принимаем для карманных часов $E = 25\,000$ *кг/мм²*; радиус начальной окружности барабанного колеса $R_1 = 10{,}2$ *мм*.

Решение. Момент, развиваемый пружиной, можно представить как силу, умноженную на плечо, где плечом является R_1, т. е.

$$M = PR_1.$$

Тогда

$$P = 8\,200 \cdot \frac{1{,}8 \cdot 0{,}22^3}{10{,}2 \cdot 568} \cdot 17{,}4 = 0{,}472\ кг;$$

с учетом трения между витками (20%)

$$P' = 0{,}8 \cdot 0{,}472 = 0{,}378\ кг.$$

Пример 2. Пружину, рассмотренную в предыдущем примере, желаем усилить — вместо пружины с $e = 0,22$ *кг* поставим пружину с $e_1 = 0,24$ *мм*. Определить силу новой пружины.

Решение. Для обеспечения максимума числа полезных витков рассчитаем элементы пружины.

$$n_2 = 0,412\,\frac{R}{e} = 0,412\,\frac{9,3}{0,24} = 16 \text{ виткам};$$

$$n = 0,157\,\frac{R}{e} = 0,157\,\frac{9,3}{0,24} = 6,1 \text{ витка};$$

$$n_1 = n_2 - n = 9,9 \text{ витка};$$

$$r = \frac{R}{3} = \frac{9,3}{3} = 3,1 \text{ мм};$$

$$r_1 = 0,745\,R = 0,745 \cdot 9,3 = 6,93 \text{ мм};$$

$$L = \pi(R + r_1)\,n_1 + 2\pi r = 3,14 \cdot (9,3 + 6,93) \cdot 9,9 + 2\pi \cdot 3,1 = 523 \text{ мм};$$

$$P = 8\,200\,\frac{1,8 \cdot 0,24^3}{10,2 \cdot 523} \cdot 16 = 0,612 \text{ кг};$$

с учетом трения между витками (20%)

$$P' = 0,8 \cdot 0,612 = 0,490 \text{ кг}.$$

По сравнении с P' в предыдущем примере имеем:

$$0,490 - 0,378 = 0,112 \text{ кг};$$

$$\frac{0,112}{0,378} = 0,296 = 29,6\%.$$

Пример 3.[1] Предложено спроектировать барабан при следующих данных: диаметр впадин барабанного колеса 80 *мм*; наибольшее окружное усилие 12 *кг* (на зубьях барабанного колеса); число полезных витков $n = 6,5$.

Чтобы можно было нарезать зубчатое колесо и придать зубьям барабанного колеса большую стойкость, следует внешний диаметр барабана сделать конструктивно несколько меньше 80 *мм*. Считая отступление по 1,5 *мм* с каждой стороны, имеем:

$$80 - 2 \cdot 1,5 = 77 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр барабана при толщине стенки обода 2 *мм* будет

$$2R = 77 - 2 \cdot 2 = 73 \text{ мм},$$

откуда

$$R = \frac{73}{2} = 36,5 \text{ мм}.$$

Радиус валика равен:

$$r = \frac{R}{3} = \frac{36,5}{3} = 12 \text{ мм}.$$

Зная, что барабан нормальный, можно написать:

$$n = 0,157\,\frac{R}{e};$$

откуда

$$e = 0,157\,\frac{36,5}{6,5} = 0,89 \text{ мм};$$

$$n_2 = 0,412\,\frac{R}{e} = 0,412 \cdot \frac{36,5}{0,89} = 17 \text{ витков};$$

---

[1] Заимствовано у проф. Шишелова.

$$n_1 = 0{,}255\frac{R}{e} = 0{,}255 \cdot \frac{36{,}5}{0{,}89} = 10{,}5 \text{ витка};$$

$$r_1 = 0{,}745\,R = 0{,}745 \cdot 36{,}5 = 27{,}2 \text{ мм};$$

$$L = \pi(R + r_1)\,n_1 + 2\pi r = 3{,}14\,(36{,}5 + 27{,}2) \cdot 10{,}5 + 2\pi \cdot 12 = 2270 \text{ мм}.$$

Наибольшая действующая сила должна быть равна 12 *кг*. Следовательно, прибавляя 25% на трение между витками пружины, силу пружины по теоретическому расчету нужно взять:

$$\left.\begin{array}{r} 12 \text{ кг} - 75\ \% \\ x - 100\% \end{array}\right| x = \frac{12 \cdot 100}{75} = 16 \text{ кг}.$$

Модуль Юнга для стальной пружины рассматриваемого барабана равен в среднем $E = 20\,000$ *кг / мм*².

По формуле (36) находим:

$$P = 6565\frac{he^3 n_2}{LR_1}.$$

После подстановки всех величин находим:

$$h = \frac{16 \cdot 2270 \cdot 41{,}5}{6565\,(0{,}89)^3 \cdot 17} = 18 \text{ мм}.$$

Таким образом, определены все основные размеры пружины.

Чтобы пружина свободно перемещалась внутри барабана, следует внутреннюю высоту барабана сделать несколько больше, чем высота пружины h. Если оставить внутреннюю высоту барабана 18 *мм*, то пружина во время работы механизма может вытолкнуть крышку барабана и часовой механизм остановится. Принимаем внутреннюю высоту барабана равной 20 *мм*.

Пример 4. Определить крутящий момент пружины 40-секундной трубки Варо по данным, полученным с экспоната: $h = 6{,}85$ *мм*; $e = 0{,}305$ *мм*; $L = 830$ *мм*; $n_2 = 18{,}7$ витка; $n_{св} = 5$ виткам; $E = 20\,000$ *кг/мм*².

Имеем:

$$n_р = 18{,}7 - 5 = 13{,}7 \text{ витка};$$

$$M_{max} = \frac{Ehe^3}{12L}2\pi \cdot n_р = \frac{20\,000 \cdot 6{,}85 \cdot (0{,}305)^3}{12 \cdot 830} \cdot 2\pi \cdot 13{,}5 = 29{,}4 \text{ кгмм}.$$

Принимая к. п. д. пружины равным 80%, имеем:

$$M'_{max} = 0{,}8 \cdot 29{,}4 = 23{,}52 \text{ кгмм}.$$

Пример 5. Определить крутящий момент пружины 30-секундной трубки Тиль-Круппа по данным, полученным с образца: $h = 3{,}5$ *мм*; $e = 0{,}38$ *мм*; $L = 400$ *мм*; $E = 22\,500$ *кг/мм*².

$n_р = 4{,}7$ витка при установке на 0 сек. и $n_р = 3{,}7$ витка при установке на 30 сек.

$$M_{max} = \frac{22\,500 \cdot 3{,}5 \cdot (0{,}38)^3 \cdot 2\pi \cdot 4{,}7}{12 \cdot 400} = 26\,800 \text{ гмм}.$$

Принимая к. п. д. пружины равным 85%, имеем:

$$M'_{max} = 0{,}85 \cdot 26\,800 = 22\,800 \text{ гмм};$$

$$M_{min} = \frac{22\,500 \cdot 3{,}5 \cdot (0{,}38)^3 \cdot 2 \cdot 3{,}14 \cdot 3{,}7}{12 \cdot 400} = 21\,100 \text{ гмм}.$$

С учетом потери на трение между витками

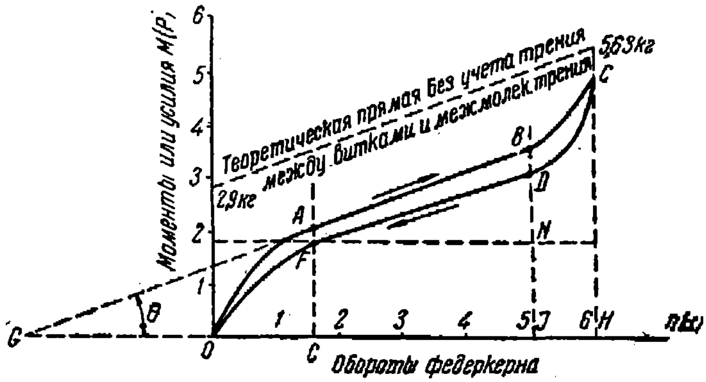
$$M'_{min} = 0{,}85 \cdot 21\,100 = 17\,950 \text{ гмм}.$$

Многочисленные исследования крутящего момента показали, что для этого типоразмера трубки $M_{кр} = 20\,000$ *гмм* при полном заводе.

Работа пружины в барабане и ее испытание

Ранее было установлено понятие $n_{св}$ — свободное число витков пружины, т. е. число витков, которое имеет пружина, вынутая из барабана. В незаведенном состоянии, когда пружина вставлена в барабан и имеет n_1 витков, она уже не свободна, так как она плотно прижата витками к стенкам барабана. Чтобы поместить в барабан пружину с $n_{св}$ витков, нужно применить довольно значительное усилие.

При заводе пружины часть витков отрывается от барабана, создает вращающий момент, остальная часть витков пружины, оставаясь прижатой к стенке барабана, никакого участия в создании момента не принимает.



Фиг. 13. Зависимость между моментом или усилием пружины и числом оборотов заводного валика.

При дальнейшем заводе витки, прижатые к стенке барабана, отойдут от нее и пружина заполнит равномерно все пространство барабана, витки ее почти нигде друг с другом не соприкоснутся. Тогда крутящий момент пружины определится по формуле:

$$M = \frac{Ehe^3}{12L}\theta = c\theta,$$

Таким образом, если бы витки пружины не касались друг друга, то зависимость между крутящим моментом и углом закручивания была бы линейная. В таком состоянии пружина будет недолго, при дальнейшем заводе постепенно будет собираться вокруг заводного валика и, наконец, образует сплошное кольцо вокруг него. Витки пружины будут плотно прижаты друг к другу.

Если при помощи динамометра (описание конструкции которого дано ниже) определить крутящие моменты пружины или окружные усилия по окружности барабана как функции от оборотов валика или барабана и построить график, где по оси абсцисс отложить обороты валика n, а по оси ординат — моменты или усилия P, то получим график, показанный на фиг. 13.

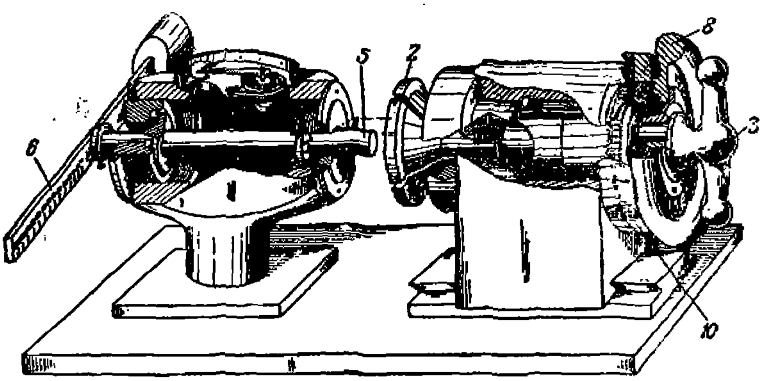
На фиг. 13 кривая $OABC$ отвечает заводу пружины; у этой кривой лишь участок AB прямолинейный, а начало OA и конец BC искривлены.

Прямая часть графика образует с осью x угол θ, который может быть определен, как

$$\frac{M}{\theta}=\frac{Eh\delta^{3}}{12L}$$

Если бы момент в барабане точно определялся теоретической формулой, его можно было бы представить прямой GAB, но вследствие трения между витками кривая момента не дойдет до точки G, а пойдет к точке O. За средним участком AB, на участке BC, кривая момента круто поднимется вверх за счет увеличения трения между витками.

При отдаче момента кривая $OFDC$ пойдет ниже кривой $OABC$ вследствие механического и молекулярного трения в пружине.



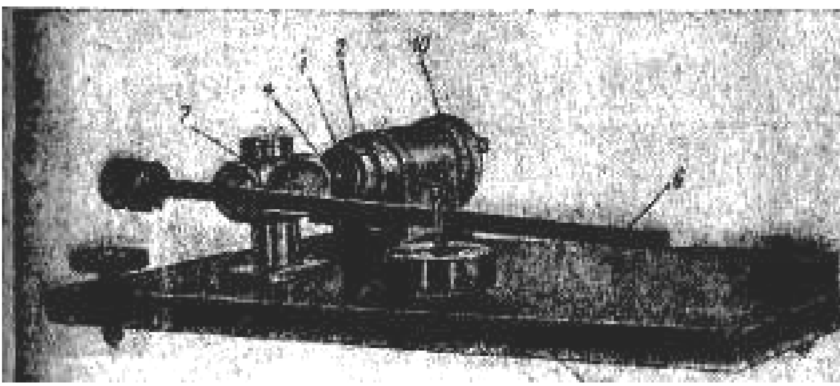
Фиг. 14. Динамометр для испытания пружин часовых механизмов.

Площадь $OABCHO$ показывает затраченную работу при заводе пружины, а площадь $OFDCHO$ — работу, полученную при раскручивании пружины. Кривые на фиг. 13 выполнены в предположении постоянной силы трения между витками, на самом деле эти кривые получаются с зигзагами и зазубринами. Происходит это потому, что поверхность самой пружины неровная, смазка высыхает и затвердевает, а также и потому, что пружина может развертываться неконцентрически при различном расстоянии между витками с разных сторон.

Под руководством автора лабораторией часовых механизмов ВМИ спроектирован динамометр, который дает возможность получить действительный график зависимости между крутящим моментом и числом оборотов заводной пружины. Такие же приборы переданы для пользования в МММИ им. Баумана, заводам, и везде они нашли практическое применение.

На фиг. 14 и 15 показан такой динамометр. Барабан *1* вставляется в цангу *2*, которая затягивает барабан при помощи винта *3*. Заводной валик *4* соединяется переходной втулкой с осью *5* рычага *6*, которая помещена в задней бабке *7* динамометра. Поворотом маховика *8* заводят пружину, помещенную в барабане; для уравновешивания полученного крутящего момента передвигают по рычагу-шкале *6* груз *9*

Зная вес груза *9* и длину плеча, находят значение момента *М*. угол завода пружины, отвечающий данному моменту *М*, отсчитывается на кольце *10,* которое движется вместе с маховиком *8,* Автором в лаборатории была, исследована пружина 30-секундной трубки Тиль-Круппа, которая была взята вместе с барабаном трубки заводным валиком (он же является осью центрального колеса).



Фиг. 15. Общий вид динамометра для испытания пружин в рабочем состоянии.

Конструктивные данные барабана, валика и пружины: 2R=20,4 *мм*, r=6,73 *мм;* h = 3,5 *мм;* e=0,38лш; e_1 = 6,45 витка; e_a= 10,7 витка; = 6 виткам; L=400 *мм*. Результаты испытания, полученные при заводе и спуске, приведенны в табл.* 2.

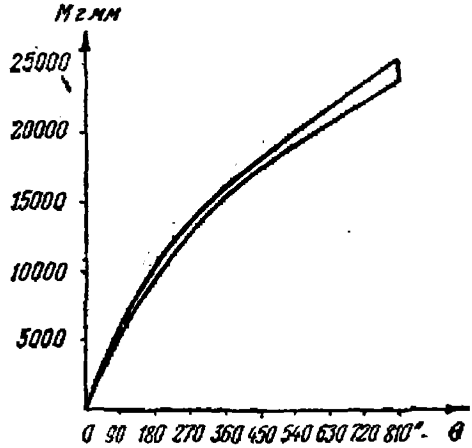
Таблица 2

Крутящие моменты пружины Тиль-Круппа в зависимости от числа оборотов валика. Передвигаемый по рычагу груз P = 150 г

1

Угол поворота валика в градусах	Число оборотов заводного валика	При заводе			При спуске		
		плечо рычага *мм*	момент *М гмм*		плечо рычага *мм*	момент М *гмм*	
90	0,25	38	5 700		37 65 86	5550	
180	0,50	73	10 950		102 114,	9750	
270	0,75	92	13800		127 138	12900 1	
360	1,00	106	15 900		149 1	15 300	
450	1,25	118	17700		158	17100	
540	1,50	132	19800			19 050	
630	1.75	145	21 750			20 700	
720	2,00	154	23100 N			22350	
810	2,25	169	25 350			23700	
855	2,38	175	26250				

На фиг. 16 дан график зависимости момента M от угла поворота заводного валика для данной пружины; по оси абсцисс отложены



Фиг. 16. Зависимость момента M от угла поворота заводного валика.

углы поворота θ валика, по оси ординат — значения крутящих моментов M.

Определение M пружины динамографом

Самопишущий динамометр (динамограф) дает возможность получить график крутящих моментов пружины в виде записи на ленте, как в барографах, термографах и т. п.

Динамометр спроектирован в лаборатории «Станкоприбор» по указаниям в трудах Понсе. Главными частями прибора являются (фиг. 17):

1) цилиндр *1*, вращающийся на оси *2*, с навернутой на нем бумажной лентой;

2) червячная передача *3*, *4*, шестерня которой жестко связана с осью *2*;

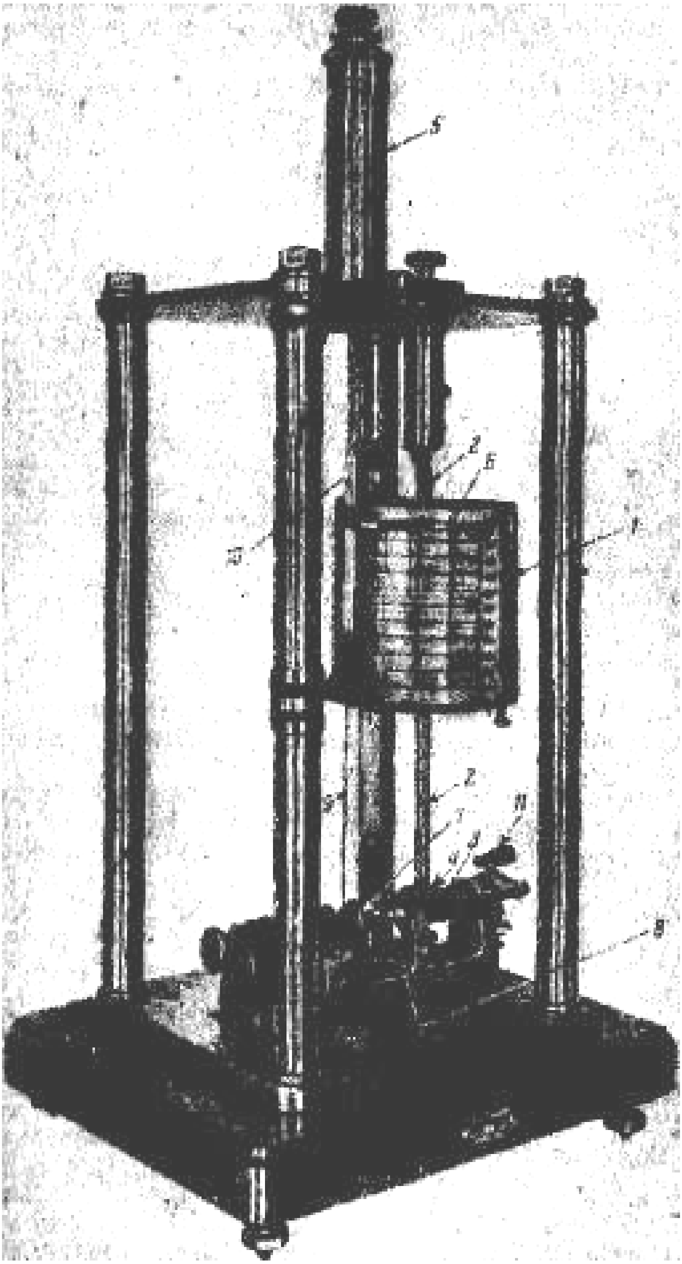
3) динамометрическая цилиндрическая пружина (на фиг. 17 не видна), заключенная в цилиндре *5*;

4) перо *6*, обычно применяемое в барографах и гидрографах.

Ось винта *3* снабжена ручкой *11* для поворачивания цилиндра *1* и оси барабана *7*, в который помещается испытываемая пружина. Ось барабана ведется бабкой *8*, бабка имеет квадратное отверстие и играет роль заводного ключа.

На крючке, находящемся на стенке барабана *7*, укреплена шелковая нить *9*, прикрепленная другим концом к стальной пластинке *10* прямоугольного сечения. Пластинка прикреплена к динамометрической пружине.

Пользуются прибором следующим образом. Испытываемую пружину помещают в барабан *7*, поворачивают ручку *11* настолько,

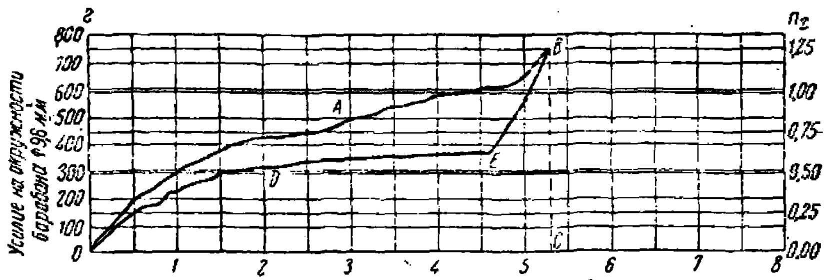


Фиг. 17. Динамометр
«Станкоприбора».

чтобы обеспечить натяжение нити. Потом отпускают винт, намертво скрепляющий цилиндр с осью, и устанавливают цилиндр в такое положение, чтобы перо *6* соприкасалось с точкой *О* — началом координат на ленте. С этого момента прибор готов к работе.

Если ручкой *11* повернуть винт *3* в направлении завода пружины, то цилиндр *1* также будет вращаться. Если испытываемая пружина сильнее динамометрической, то перо *6* вычерчивает кривую в соответствии с заводом пружины. Если заводная и динамометрическая пружины будут уравновешены, перо будет чертить прямую линию.

Если при заведенной до конца пружине вращать ручку *11* в обратном направлении, что позволит пружине раскручиваться, то перо будет вычерчивать кривую, не совпадающую с кривой завода.



Фиг. 18. График крутящих моментов пружины Реймонда.

На фиг. 18 дан график крутящих моментов пружины часового механизма Реймонда, полученный на динамометре лаборатории «Станкоприбор».

Пружины, освоенные производством лабораторией Станкоприбор из отечественной стали, имеют следующие величины: $e = 0{,}21$ *мм*; $h = 2{,}1$ *мм*; $2r = 5{,}4$ *мм*; $2R = 16{,}1$ *мм*; $2R = 20$ *мм*; $L = 440$ *мм*; $E = 20\,000 \div 21\,000$ *кг/мм²*; радиус обода барабана, на котором навивалась нить, равен 10 *мм* (плечо момента сил).

Описанный прибор хотя и удобен при массовом контроле, но недостаточно точен для лабораторных исследований.

Из графика крутящих моментов пружины Тиль-Круппа (фиг. 16), полученного на динамометре и из графика крутящих моментов пружины Реймонда (фиг. 18) видно, что между кривой завода пружины и кривой раскручивания имеется гистерезис — потери на трение между витками пружины. Из того же графика по неровностям кривых видно, что поверхности пружин недостаточно тщательно обработаны.

Работу пружины при заводе (фиг. 18) можно представить площадью между кривой *OABC*, осью *x* и прямой *BC*; работу при спуске — площадью *ODEBCO*. Разделив полученную работу на затраченную, получим к. п. д. пружины:

$$\eta = \frac{\text{площ. } ODEBCO}{\text{площ. } OABCO}.$$

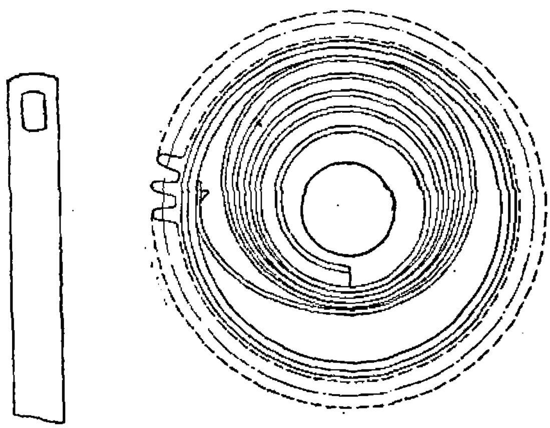
По данным проф. Зандера, $\eta = 0,8 \div 0,85$; по данным Уодло, значения η ниже указанных Зандером и в значительной степени зависят от применяемой смазки.

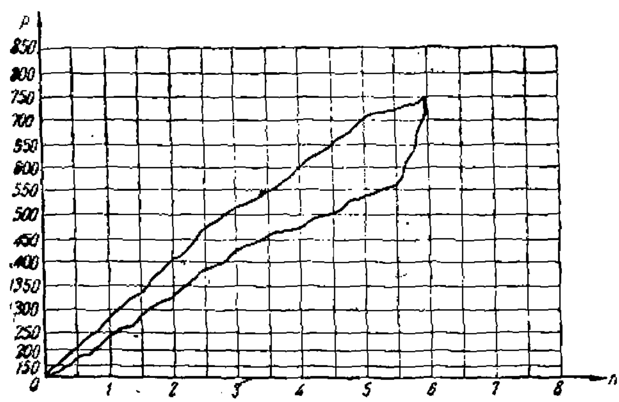
Уодло приводит следующие данные:

Без смазки	$\eta = 60\%$
При смазке машинным маслом	$\eta = 68,6\%$
» » касторовым маслом с графитом . .	$\eta = 70,4\%$

Влияние различных факторов на качество пружин

Кроме смазки, к. п. д. в значительной степени зависит от способа крепления пружины к барабану.



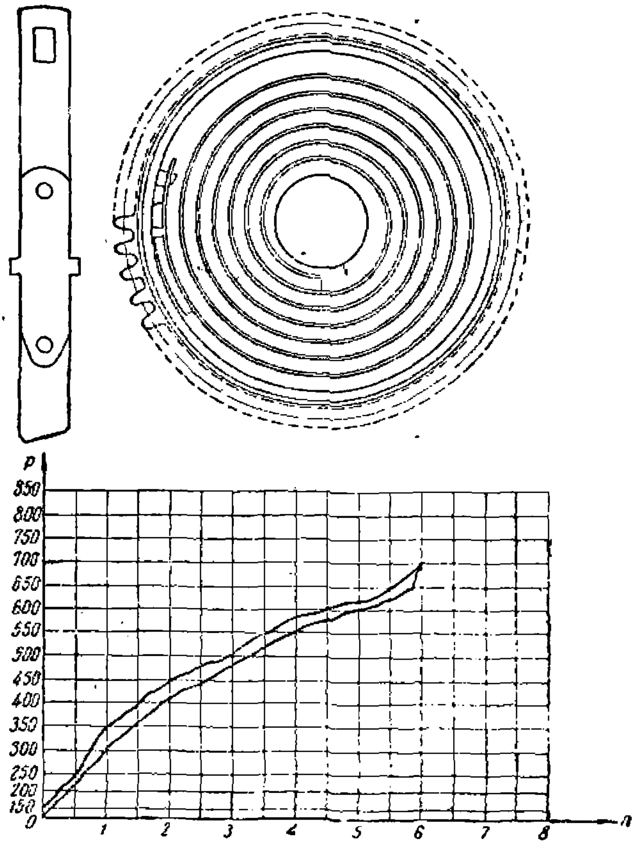


Фиг. 19. Зависимость усилия пружины от числа оборотов заводного валика при ушкообразном креплении пружины.

Интересные данные о влиянии на к. п. д. способа крепления пружины к барабану приводит Понсе в книге «L'horloger». Опыты были проведены с пружиной, имеющей следующие показатели: $L = 600$ *мм*, $h = 2,7$ *мм*; $e = 0,2$ *мм*, длина плеча рычага в соответствии с регистрируемыми на динамографе силами 9,15 *мм*.

На фиг. 19 дан график для случая крепления пружины к барабану при помощи ушка; там же показано оформление конца пружины. При таком креплении пружина развертывается в барабане эксцентрически, трение между витками пружины значительное, к. п. д. 73%.

На фиг. 20 дан график для случая крепления пружины тех же размеров к барабану при помощи уздечки и показано самое крепление. Ушко крепится к барабану обычно, но на некотором расстоянии

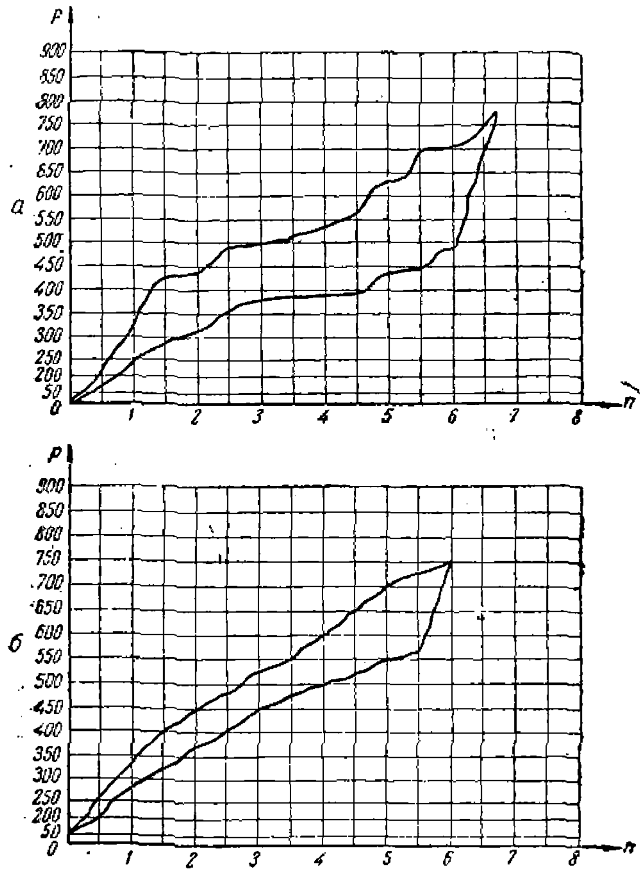


Фиг. 20. Зависимость усилия пружины от числа оборотов заводного валика при Т-образном креплении пружины.

от ушка к пружине приклепана Т-образная пластинка; один конец выступа пластинки входит в отверстие дна барабана, а второй — в отверстие крышки. При таком креплении пружина развертывается концентрически относительно валика, трение между витками пружины значительно меньше, чем в предыдущем случае, к.п.д. равен 82%.

В значительной степени на к. п. д. пружины сказывается качество материала. У Понсе приведены два графика для пружин одинаковых размеров, но из материалов разного качества. Из графиков (фиг. 21) видно, что у пружин разные потери энергии: одна имеет к. п. д., равный 83% (фиг. 21, *б*), другая 75% (фиг. 21, *а*). Понсе снабдил пружину высшего качества стали уздечкой и получил к. п. д., равным 97% (вместо 83% при обычном креплении).

Влияние качества материала на к. п. д. пружины подтверждается исследованиями, произведенными лабораторией часового завода



Фиг. 21. Влияние качества материала на гистерезис пружины.

а – для пружины из материала обычного качества; *б*—для пружины из материала повышенного качества.

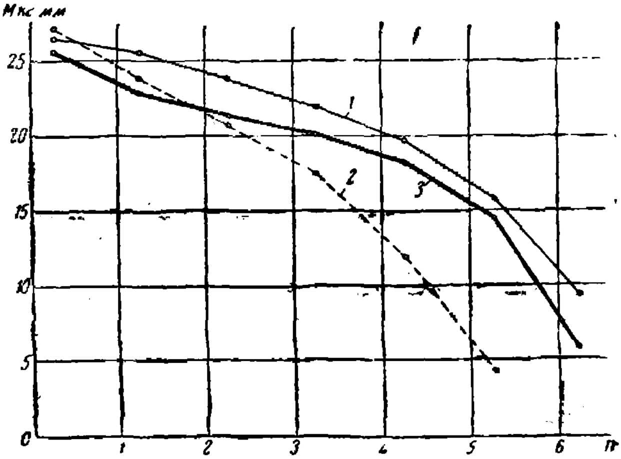
им. Кирова (Москва). При подборе пружин для часового механизма Ачх было поручено изготовить ленту для пружин шведской фирме Сандвикен заводам, вырабатывающим пружины в г. Пезе (Швейцария), и отечественному заводу «Красный гвоздильщик».

Пружина имеет следующие размеры: длина $L=950$ *мм*; высота $h = 6{,}75$ *мм*; толщина $e = 0{,}32$ *мм*; радиус барабана $R = 28$ *мм*; радиус вала $r = 8{,}5$ *мм*.

На фиг. 22 даны графики, составленные по результатам испытаний пружин, изготовленных указанными заводами. На фиг. 22 даны для каждой из пружин только кривые, соответствующие спуску пружины во время работы механизма.

Лучшие результаты, как видно, дает пружина завода Сандвикен, худшие — выработки заводов Пезе и очень хорошие — завода «Красный гвоздильщик».

Пружина завода «Красный гвоздильщик» по качеству близко подходит к пружине Сандвикен. Учитывая, что производство часовых пружин у нас только осваивается, можно думать, что вскоре мы



Фиг. 22. Зависимость момента пружины от числа оборотов заводного валика.

1—для пружины фирмы Сандвикен; 2—для пружины фабрики в г. Пензе; 3—для пружины завода «Красный гвоздильщик».

будем иметь хорошую пружину отечественного производства и освободимся от импорта пружинной ленты.

Ниже даются технические условия на стальную ленту применительно к современным условиям производства.

На заводе «Красный гвоздильщик» были проведены опыты с пружинами, взятыми из различных бунтов, но с одинаковыми размерами для одного и того же механизма трубки Тиль-Круппа. Результаты испытания сведены в табл. 3.

Таблица 3

Крутящие моменты пружин различной стальной ленты

№ бунта	Крутящий момент пружины *гмм*	Среднее показание сек.	Отклонение сек.
29/2	21 250	25,48	0
4	18 750	25,73	+ 0,25
6	20 000	25,61	+ 0,13
5	20 000	25,60	+ 0,12
8	18 750	25,68	+ 0,2
29/2	21 250	25,52	+ 0,04

Из табл. 3 видно, что крутящий момент различен для пружин, взятых из разных бунтов, и с изменением величины крутящего момента пружины меняется и время действия трубки, т. е. время установки на дистанцию.

Анализ зависимости между крутящим моментом пружины и временем действия механизма будет дан дальше.

ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ[1] НА СТАЛЬНУЮ ЛЕНТУ ДЛЯ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН ЧАСОВ ТИПА I

1. Холоднокатаная лента, изготовленная плющением проволоки из стали, выплавленной в тиглях или электропечах.

2. Химический состав. Химический состав стали должен быть в пределах:

$C = 1{,}05 \div 1{,}15$; $Mn = 0{,}30—0{,}40$; $Si = 0{,}20—0{,}30$; P не более 0,02.

3. Механические свойства.

а) Временное сопротивление разрыву должно соответствовать $R = 230 \div 245$ *кг/мм²*.

б) Удлинение на 100 *мм* 0,5—1,0% }
удлинение на 100 *м* 2,0÷3,0% } (факультативно).

в) Твердость по Шору 70—75 (факультативно).

Примечание. Поверхность упорного стола прибора Шора должна быть абсолютно гладкой, без следов отпечатка алмазного конуса.

г) Испытание на хрупкость: лента должна выдерживать испытание на завивку цилиндрической спирали на оправку диаметром, равным 13-кратной толщине ленты.

Примечание. Для испытания берутся образцы ленты (с обоих концов рулонов) длиной 1 *м*. Завивка производится на токарном станке.

д) Угол деформации после изгиба ленты вокруг оправки диаметром 5 *мм* на 180° на приборе Тарноградского не должен превышать 85° (факультативно).

4. Микроструктура. Микроструктура термообработанной ленты должна представлять мельчайший мартенсит (гарденит) с равномерно распределенным мелким зерном нерастворенного цементита вполне округлой формы величиной 0,5—1,0 μ.

5. Обезуглероженный слой не допускается.

6. Размеры, сабельность и внешний вид.

а) толщина ленты—0,21 *мм*, допуск—0,01; ширина 2,70 *мм*, допуск ±0,03.

б) Сабельность ленты абсолютно не допускается (на длине 500 *мм* стрела выгиба не должна превышать 0,5 *мм*).

в) Поверхность и края ленты должны быть абсолютно чистыми и гладкими. Присутствие местных дефектов в виде царапин, забоин и впадин не допускается.

г) После термообработки лента подвергается шлифовке, полировке и калоризации до темносоломенного цвета.

---

[1] 1-й Государственный часовой завод.

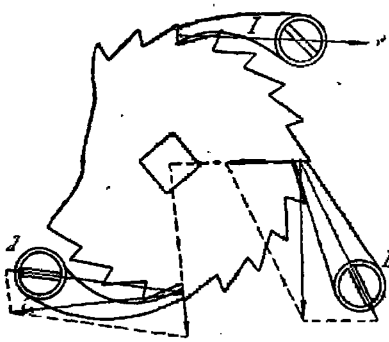
7. Условия упаковки и поставки.

а) Готовая лента должна быть провазелинена, смотана в рулоны, тщательно упакована в провазелиненную бумагу, упакована в ящики.

б) На каждый отдельный рулон ленты прилагается сертификация ОТК и привешивается бирка с указанием клейма завода, номера плавки и номера контролера.

Храповое колесо и собачка

Храповое колесо всегда насаживается на ось барабана таким образом, чтобы ось при вращении увлекала за собой храповое колесо. Здесь могут быть два случая: 1) собачка укреплена на барабанном колесе; 2) собачка укреплена на плате или вообще на детали, которая не может приводиться во вращательное движение осью барабана. В первом случае во время завода механизм не работает. Во втором случае механизм во время завода работает.

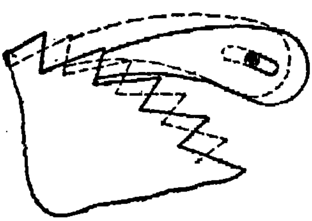


Фиг. 23. Различные типы собачек храповых механизмов.

Зуб храпового колеса ограничен двумя плоскостями; одна плоскость направлена радиально, другая наклонена к первой под углом 50—60°. Высота зуба обычно берется равной половине шага колеса.

Различают три случая расположения собачки относительно храпового колеса.

На фиг. 23, *I*, показана собачка, упирающаяся в зуб колеса; сила, срезывающая ось собачки, направлена тангенциально. Сила эта приложена к середине зуба и направлена через ось вращения собачки. Собачка в данном случае расположена по касательной к колесу.



Фиг. 24. Храповая собачка типа механической трубки Тиль-Круппа.

Остальные случаи (фиг. 23, *II* и *III*) показывают расположение оси вращения собачки ниже и выше касательной к колесу.

Во втором случае одна из составляющих сил будет стремиться вытолкнуть собачку из впадины, храповик может отказать в работе. Третий случай наиболее выгодный, так как слагающая сила, проходящая через ось храпового колеса, вталкивает собачку во впадину.

Обычно располагают собачку выше касательной на 15—17°.

Несколько особо следует сказать о собачке, изображенной на фиг. 24, так как такая конструкция применяется в механической трубке Тиль-Круппа.

Во время завода пружины собачка, увлекаемая храповиком, сдвигается в положение, показанное пунктиром, и остается в таком положении до конца завода пружины.

Если во время завода напряжение пружины будет очень большим что может повести к обрыву пружины, то при обыкновенной собачке пружина будет в заведенном положении, пока завод не будет слегка спущен вследствие хода механизма. Во избежание этого отверстие для оси собачки делают несколько удлиненным, благодаря чему собачка после снятия ключа слегка отходит назад, занимает положение, показанное сплошной линией, и несколько ослабляет натяжение пружины.

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ДЕТАЛИ ТРУБКИ

На детали трубки действуют следующие силы:

1) силы, действующие при движении снаряда по каналу орудия;

2) силы, действующие в период последействия;

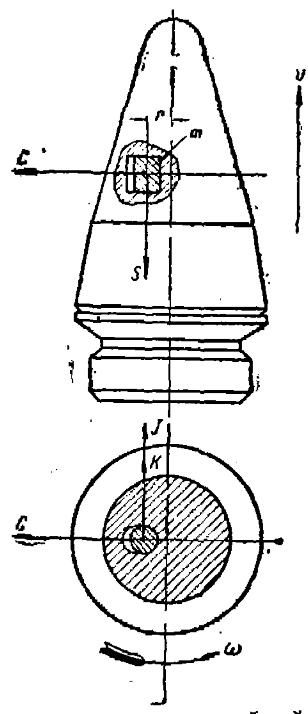
3) силы, действующие при полете снаряда.

Силы, действующие на детали трубки при движении снаряда по каналу орудия

При движении снаряда по каналу орудия на отдельные детали трубки действуют следующие силы (фиг. 25):

а) сила инерции S от линейного ускорения, которую можно рассматривать относительно перемещающихся при выстреле деталей как движущую силу и относительно неподвижных и соприкасающихся между собой деталей как силу давления, направленную в обратную сторону движения;

б) сила инерции K от касательного ускорения, направленная в сторону, обратную вращению снаряда, перпендикулярно радиусу; действие этой силы на детали, центр тяжести которых совпадает с осью вращения снаряда, выражается в действии пары сил, стремящейся повернуть деталь;



Фиг. 25. Схема сил, действующих на трубку при движении снаряда по каналу орудия.

в) центробежная сила C, действующая на детали, центр тяжести которых находится на некотором расстоянии от оси вращения снаряда;

г) сила инерции от поворотного ускорения, действующая на детали, положение центра тяжести которых изменяется во время движения снаряда.

Величину этих сил можно выразить следующим образом. Допустим, что снаряд, а следовательно, и трубка движутся со скоростью v.

В трубку вложена деталь (фиг. 25), масса которой

$$m=\frac{p}{g},$$

где p — вес детали и g — ускорение силы тяжести.

Центр тяжести детали удален от оси вращения на расстояние r. Во время движения снаряда по каналу деталь по инерции стремится остаться на месте (в покое) и производит давление на прилегающие к ней части трубки. Величина этой силы инерции, развиваемой деталью, определяется произведением массы детали на ее ускорение, равное в данном случае ускорению снаряда.

Обозначим:

v — поступательная скорость снаряда в некоторый момент времени t;

ω — угловая скорость снаряда в этот момент времени;

$\frac{dv}{dt}$ и $\frac{d\omega}{dt}$ — линейное и угловое ускорения снаряда.

$M=\frac{G}{g}$ — масса снаряда, где G — вес снаряда.

Тогда получим следующие выражения для сил инерции:

1) сила инерции от поступательного (линейного) ускорения снаряда

$$S=m\frac{dv}{dt};$$

2) сила инерции от касательного ускорения

$$K=mr\frac{d\omega}{dt},$$

где $r\frac{d\omega}{dt}$ — окружное или касательное ускорение, $r\omega$ — окружная скорость;

3) центробежная сила

$$C=mr\omega^2;$$

4) сила инерции от поворотного ускорения

$$J=2m\omega\frac{dx}{dt},$$

где $\frac{dx}{dt}$ — относительная скорость перемещения детали (случай радиального движения детали).

Линейное и угловое ускорения можно определить следующим образом. По основному закону механики сила, движущая снаряд, будет:

$$P\frac{\pi D^2}{4}=M\frac{dv}{dt},$$

откуда

$$\frac{dv}{dt}=\frac{P}{M}\frac{\pi D^2}{4}=\frac{Pg}{G}\frac{\pi D^2}{4},$$

где D — калибр снаряда, P — давление газов на дно снаряда.

Для определения ω и $\frac{d\omega}{dt}$ рассмотрим движение снаряда по каналу орудия (снабженного нарезкой постоянной крутизны).

Представим канал орудия в разрезанном виде (фиг. 26). Когда снаряд переместится на некоторое расстояние x по оси орудия, то пройденный им путь по окружности

$$z = x \operatorname{tg} \alpha_2, \tag{37}$$

где α_2 — угол наклона нарезов,

$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\pi D}{\eta}$, где η — длина хода нарезов в калибрах.

Подставляя значение $\operatorname{tg} \alpha_2$ в выражение (37), получим:

$$z = x \frac{\pi}{\eta}.$$

Диференцируя это выражение, имеем:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{dx}{dt} \frac{\pi}{\eta},$$

где $\frac{dx}{dt} = v$ — линейная скорость;

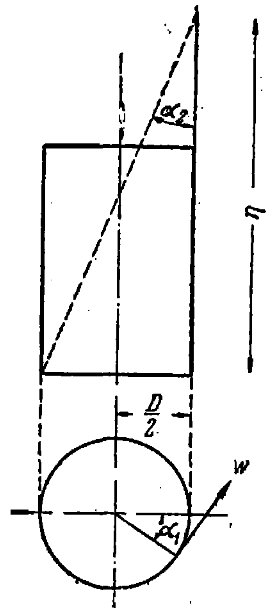
$\frac{dz}{dt} = W$ окружная (вращательная) скорость.

Следовательно,

$$\frac{D}{2} \omega = v \frac{\pi}{\eta},$$

откуда

$$\omega = \frac{2\pi}{\eta} v. \tag{38}$$



Фиг. 26.

Диференцируя, получим:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{2\pi}{\eta} \frac{dv}{dt} = \frac{2\pi}{\eta} \cdot \frac{P \cdot g}{G} \cdot \frac{\pi D^2}{4}. \tag{39}$$

Подставим значения $\frac{dv}{dt}$, ω и $\frac{d\omega}{dt}$ в выражение для сил. Тогда сила инерции от линейного ускорения

$$S = \frac{P \cdot p}{G} \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \tag{40}$$

где масса m детали заменена ее весом p.

Наибольшее значение S_{max} будет в тот момент, когда давление газов будет наибольшим, т. е. при $P = P_{max}$.

При проектировании отдельных деталей или механизмов трубок необходимо предварительно определять наибольшие значения сил, действующих на эти детали при выстреле. При таких расчетах обычно пользуются таблицами, в которых в дополнение к исходным для расчетов данным D, η, q, P_{max} даются значения коэфициента k_1 линейной взводимости.

Значение k_1 можно получить следующим путем. Если считать $P=P_{max}$ и $S=S_{max}$ и разделить обе части формулы (40) на p, то получим:

$$k_1=\frac{S_{max}}{p}=\frac{P_{max}}{G}\cdot\frac{\pi D^2}{4}. \quad (41)$$

Формула (41) определяет коэфициент линейной взводимости данной системы орудия и снаряда.

Из формулы (41) видно, что под коэфициентом линейной взводимости понимают наибольшее усилие, развиваемое линейной инерцией единицы веса детали трубки при выстреле.

Коэфициент этот для данных орудия, снаряда и заряда представляет постоянную величину и служит для подсчета усилия S_{max}, которое определяется для деталей трубок по формуле:

$$S_{max}=k_1 p. \quad (42)$$

По известному k_1 и весу детали p определяется и S_{max}.

Коэфициент линейной взводимости является исходным фактором при расчете или проверке инерционных деталей трубок на прочность и на взводимость при выстреле.

Для зенитных пушек, 76,2-*мм* снаряды которых часто снабжаются дистанционными механическими трубками, можно принять $k_1=17\,000 \div 19\,000$.

Сила инерции от касательного ускорения

$$K=\frac{P.p}{G}r\cdot\frac{\pi^2 D^2}{2\eta}. \quad (43)$$

Максимальное значение сила K также имеет при $P=P_{max}$.

Центробежная сила

$$C=\frac{p}{g}r\left(\frac{2\pi}{\eta}\right)^2 v^2. \quad (44)$$

Так как $\omega=2\pi N$, где N — число оборотов снаряда, то

$$C=\frac{p}{q}r(2\pi)^2 N^2. \quad (44')$$

Наибольшее значение центробежная сила будет иметь при $N=N_0$ и $v=v_0$.

Объединяя постоянные множители $\frac{(2\pi)^2}{g}$ в один коэфициент и принимая N в об/мин., получим более простое выражение:

$$C=0{,}0011prN^2.$$

Силы, действующие на детали трубки в период последействия

В период последействия газов на детали трубки действуют следующие силы:

1) сила инерции S от линейного ускорения;
2) центробежная сила;
3) сила инерции от поворотного ускорения.

Силы инерции от касательного ускорения в период последействия отсутствуют.

Силы, действующие на детали трубки на полете

На полете на детали трубки действуют следующие силы:

1. Центробежная сила, так как снаряд продолжает вращаться.

2. Сила набегания вследствие сопротивления воздуха. После вылета снаряда из дула скорость его падает, детали, помещенные внутри трубки, стремятся по инерции сохранить скорость на выходе из орудия и переместиться (набегать) в направлении движения снаряда. Сила, действующая в это время на детали трубок, называется силой набегания.

Сила набегания равна:

$$F = p\frac{\rho}{G}, \tag{45}$$

где F — сила набегания,
p — вес детали,
G — вес снаряда,
ρ — сила сопротивления воздуха.

Наибольшее значение сила набегания имеет при $\rho = \rho_{max}$, что бывает у дула орудия, когда скорость наибольшая. Силу ρ можно определить по формуле Забудского:

$$\rho = Av_0^n \lambda \frac{\pi D^2}{4}, \tag{46}$$

где A и n — опытные коэфициенты, зависящие от скорости снаряда; λ — коэфициент формы, величина которого зависит от головной части снаряда.

Принимая $\lambda = 1$ и подставляя выражение (46) в равенство (45), получим формулу для силы набегания:

$$F_{max} = Av_0^n \frac{p}{G} \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \tag{47}$$

из которой находим выражение для коэфициента набегания:

$$k_з = Av_0^n \frac{\pi D^2}{4G}. \tag{48}$$

Зная $k_з$ для различных орудий, нетрудно в каждом частном случае определить F_{max} перемножением $k_з$ на p:

$$F_{max} = k_з p; \tag{48'}$$

3. Кроме того, у некоторых снарядов на детали трубки действуют силы набегания вследствие нутации (коническое движение), которые заставляют детали набегать к головной части снаряда и вызывают силу трения деталей.

Максимальная сила набегания вследствие нутации для интересующих нас снарядов может доходить до 200 p, p—вес детали.

Принимаем силу набегания для интересующих нас орудий $k_з \approx 200$.

$$F_{max} = 200\,p; \tag{49}$$

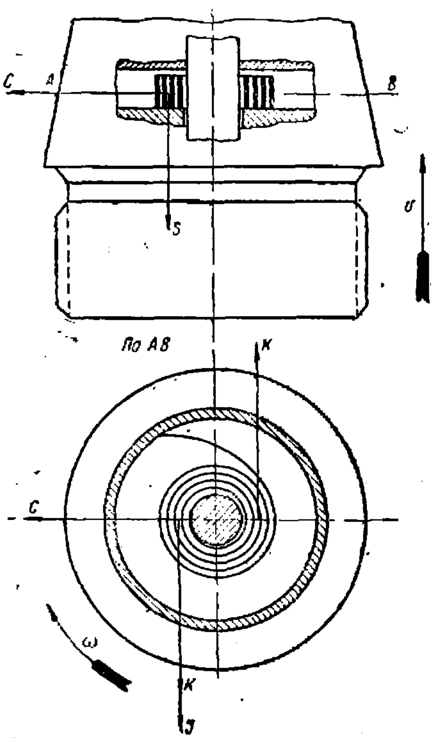
4. На полете будут действовать также силы инерции от касательного (отрицательного) ускорения вследствие уменьшения угловой скорости снаряда. Точные законы изменения угловой скорости сна-

ряда на полете неизвестны и силами инерции от касательного ускорения по их малости обычно пренебрегают.

5. На детали, центр тяжести которых перемещается относительно оси вращения снаряда, действует также сила инерции от поворотного ускорения.

РАБОТА ПРУЖИНЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ СНАРЯДА В КАНАЛЕ СТВОЛА ОРУДИЯ И В ПОЛЕТЕ

Условия работы пружины, находящейся в спокойном состоянии, отличаются от условий работы пружины при движении снаряда в канале ствола и в полете.



Фиг. 27. Схема сил, действующих на пружину часового механизма трубки при движении снаряда по каналу орудия.

При движении снаряда по каналу ствола на пружину будут действовать следующие силы (фиг. 27):

1) сила инерции S от линейного ускорения;

2) сила инерции K от касательного ускорения;

3) центробежная сила инерции C;

4) сила инерции от кориолисова поворотного ускорения.

Каждая из этих сил оказывает влияние на работу пружины, а следовательно, и на крутящий момент.

Сила инерции S вызывает силу трения витков пружины о планку, которая уменьшает крутящий момент.

Сила K дает пару сил, закручивающих пружину, и тем самым уменьшает ее крутящий момент.

Центробежная сила увеличивает крутящий момент пружины, так как пружина под действием центробежных сил стремится развернуться.

Сила инерции от кориолисова ускорения уменьшает крутящий момент, заставляя пружину закручиваться (фиг. 27).

Так как время работы пружины на полете до 30 сек., а время нахождения снаряда в канале ствола 0,007 сек., то большой интерес представляет поведение пружины на полете.

Во время полета на пружину действуют силы:

1) сила инерции от кориолисова ускорения;

2) сила инерции от отрицательного касательного ускорения вследствие уменьшения угловой скорости снаряда;

3) сила набегания;
4) сила нутации;
5) центробежная сила.

Сила инерции от кориолисова и отрицательного касательного ускорений

Сила инерции от кориолисова ускорения ввиду ничтожно малого перемещения витков к периферии (в трубке Тиль-Круппа при установке на максимальную дистанцию пружина раскручивается меньше чем на один оборот) будет очень малой, и ее можно не учитывать.

Кроме того, сила инерции от отрицательного касательного ускорения тоже очень малая, с силой инерции от кориолисова ускорения дает пару, раскручивающую пружину, и тем увеличивает крутящий момент пружины, компенсируя действие силы инерции от кориолисова ускорения.

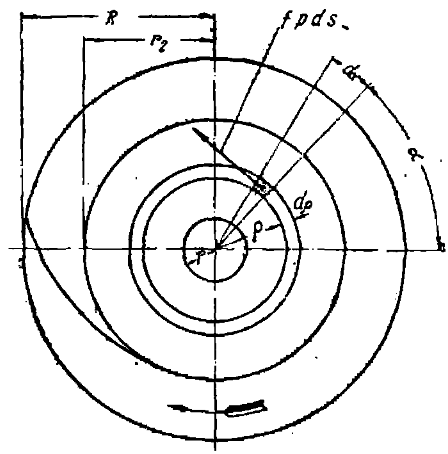
Влияние силы набегания на крутящий момент пружины

Сила набегания вследствие сопротивления воздуха и сила нутации вызовут трение витков пружины о крышку барабана (Варо) или о планку сборки часового механизма (Тиль-Круппа).

Определим момент трения от силы набегания для заведенной пружины, так как при вылете снаряда из канала орудия пружина находится в заведенном состоянии.

Пусть P — вес пружины. Предположим, по гипотезе Вейсбаха, распределение давления пружины на крышку равномерным по всей поверхности кольца, образованного витками пружины. При этом давление на единицу поверхности

$$p=\frac{P}{\pi(r_2^2-r^2)}=\text{const}, \quad (50)$$



Фиг. 28.

где r_2 — внешний радиус заведенной пружины;
r — радиус заводного валика (фиг. 28).

Элементарная сила трения

$$dF=fp\,ds=fp\rho\,d\alpha\,d\rho,$$

где

$$ds=\rho\,d\alpha\,d\rho,$$

ds — элементарная площадка;
f — коэфициент трения.

Момент элементарной силы трения вокруг оси заводного валика

$$dM = dF\rho = fp\rho^2\, d\alpha\, d\rho. \tag{51}$$

Полный момент трения

$$M = \int\limits_{r}^{r_2}\int\limits_{0}^{2\pi} fp\rho^2\, d\rho\, d\alpha = fp\int\limits_{r}^{r_2}\rho^2\, d\rho\int\limits_{0}^{2\pi} d\alpha = fp\frac{r_2^3 - r^3}{3}\cdot 2\pi,$$

или окончательно на основании формулы (50)

$$M = \frac{2}{3} fP\frac{r_2^3 - r^3}{r_2^2 - r^2}. \tag{52}$$

Пример 1. Определить момент трения от силы набегания вследствие сопротивления воздуха и нутации для заведенной пружины трубки Варо, если известно, что вес пружины $P = 13{,}8$ *г*; $r_2 = 9{,}7$ *мм*; $r = 4$ *мм*; $f = 0{,}15$; силу набегания вследствие сопротивления воздуха и нутации принимаем в среднем равной 200 P.

$$F = 200\ P = 200 \cdot 0{,}0138 = 2{,}76\ кг;$$

$$M_{тр} = \frac{2}{3}\cdot 200 \cdot 0{,}0138 = 0{,}15 \cdot \frac{9{,}7^3 - 4^3}{9{,}7^2 - 4^2} = \frac{2}{3}\cdot 0{,}41 \cdot \frac{848{,}7}{78} = 2{,}97\ кгмм.$$

Момент трения от силы набегания оказался равным 10% теоретического значения крутящего момента пружины.

Пример 2. Определить момент трения от силы набегания для заведенной пружины трубки Тиль-Круппа при данных: $L = 400$ *мм*; $e = 0{,}38$ *мм*; $h = 3{,}5$ *мм*; $r_2 = 7{,}8$ *мм*; $r = 3{,}4$ *мм*; $f = 0{,}15$. Силу набегания попрежнему принимаем равной 200 P.

$$P = \gamma Leh = 7{,}8 \cdot 40 \cdot 0{,}038 \cdot 0{,}35 = 4{,}15\ г;$$

$$F = 200P = 200 \cdot 4{,}15 = 830\ г;$$

$$M_{тр} = \frac{2}{3}\cdot 830 \cdot 0{,}15\ \frac{7{,}6^3 - 3{,}4^3}{7{,}6^2 - 3{,}4^2} = 83\ \frac{400}{46} = 722\ гмм.$$

Влияние центробежной силы на крутящий момент пружины

Как было отмечено выше, центробежная сила увеличивает крутящий момент пружины, заставляя ее развертываться. При больших числах оборотов снаряда это сказывается довольно сильно и пренебрегать этим влиянием нельзя, но в литературе этот вопрос освещен недостаточно.

Инж. Савельевым приводятся данные, из которых видно, что дополнительный крутящий момент при v_{max} равен 100% от полного крутящего момента, развиваемого пружиной в спокойном состоянии. По другим источникам, крутящий момент пружины увеличивается от действия центробежной силы на 50—60%.

Следует пока отметить, что величина центробежной силы—переменная на всем пути полета снаряда, так как угловая скорость ω снаряда на полете изменяется.

Заканчивая на этом обзор двигателя с пружинным заводом для механических трубок, следует отметить, что двигатель этого типа широко применяется в трубках и до настоящего времени. Крупным недостатком такого двигателя является изменение упругих свойств пружины при хранении.

Так как трубка рассчитана на хранение в течение 10 лет, то к концу срока хранения крутящий момент пружины значительно отличается от крутящего момента при выпуске пружины с завода. Часовщикам с этим приходится часто встречаться при регулировке годовых часов, т. е. часовых механизмов с продолжительностью хода больше года. Такие часы не отличаются точностью хода, так как их пружины меняют упругие свойства, находясь все время в заведенном состоянии.

Сказанное полностью относится к трубке Тиль-Круппа, где пружина при хранении трубки заведена доотказа.

По этой причине трубка Варо сконструирована таким образом, что при хранении ее пружина только несколько подзаведена, а при установке трубки на дистанцию производится дополнительный завод пружины; это частично компенсирует указанный недостаток пружинного двигателя.

Конструкторская мысль в настоящее время работает над вопросом завода пружины при выстреле под действием сил инерции от линейного ускорения. Следует отметить, что в этом направлении сделаны большие успехи.

Двигателем в часовом механизме механической трубки может служить также центробежная сила.

Трубка с применением двигателя с центробежными секторами спроектирована на фабрике часовых механизмов Юнганса и известна под названием трубки Юнганса.

ДВИГАТЕЛЬ ТРУБКИ ЮНГАНСА

Конструкция двигателя и его работа

Двигателем в трубке Юнганса является зубчатый сектор, приводимый в движение центробежной силой, возникающей при вращении снаряда.

Исследование такого двигателя было проведено студентом Вицени под руководством автора.

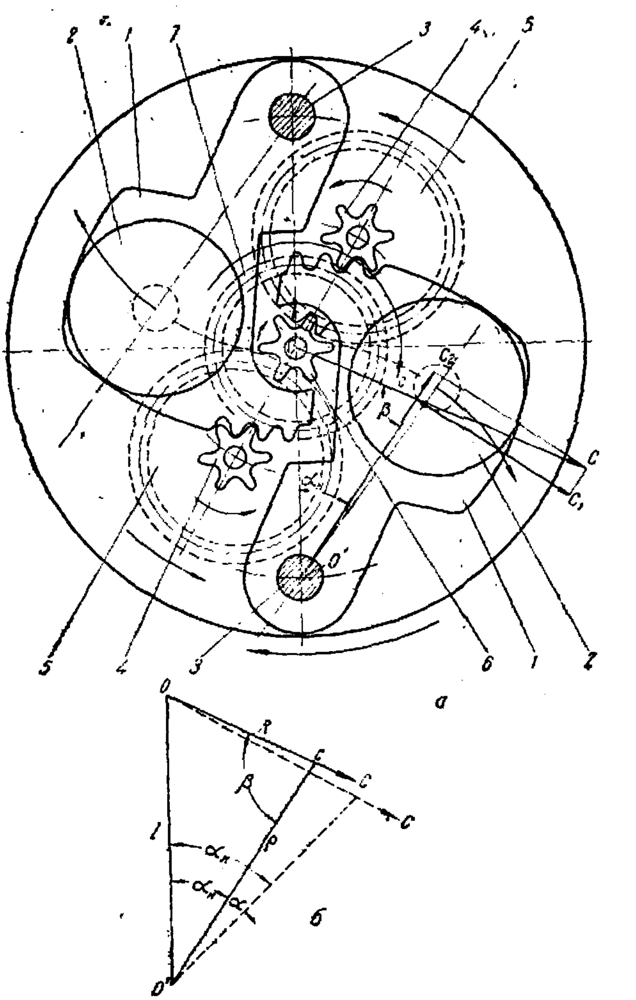
Конструкция двигателя показана на фиг. 29. Зубчатые секторы *1*, несущие на себе груз *2*, могут поворачиваться на оси *3*. Зубья центробежных секторов сцеплены с зубьями трибов *4* передаточных колес. При повороте сектора *1* под действием центробежной силы вращаются сидящие на одной оси триб *4* и передаточное колесо *5*, которое входит в зацепление с центральной осью через триб *6*. Центральная ось приводит в движение часовой механизм трубки.

В двигателе такого типа масса, двигающаяся под действием центробежной силы, позволяет обойтись без заводной пружины.

Кроме того, при такой конструкции двигателя работа часового механизма не зависит от положения оси вращения снаряда. Это достигается диаметральным расположением двух центробежных масс, которые компенсируют эксцентричность вращения оси снаряда.

Такой двигатель можно спроектировать с постоянным движущим моментом, независимым от увеличения центробежной силы при удалении масс от оси вращения снаряда.

Чтобы двигатель передавал часовому механизму один и тот же момент, необходимо знать закон изменения силы двигателя в зависимости от положения центра тяжести массы относительно оси вращения снаряда. Зная этот закон, можно с помощью различных компенсаторов иметь движущий момент постоянным. Исследуемый



Фиг. 29. Центробежный двигатель трубки Юнганса.
а—схема двигателя; б—схема действующих сил в двигателе.

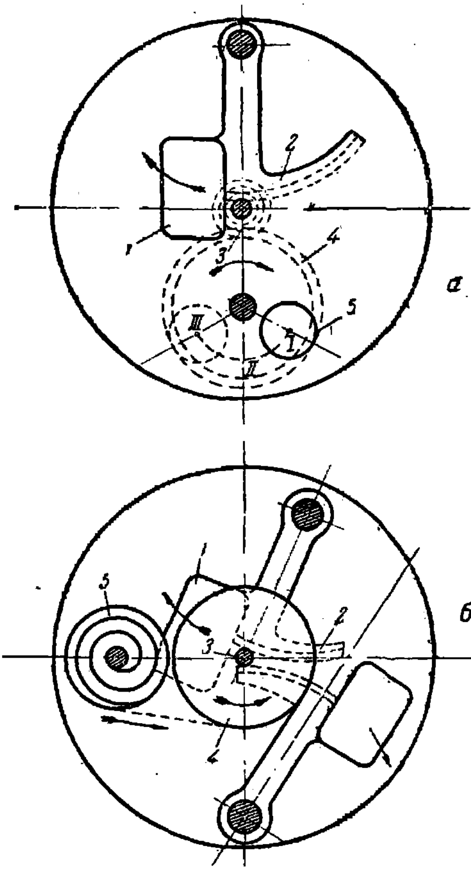
образец трубки Юнганса лишен этого преимущества, компенсаторы в нем отсутствуют, что и является его недостатком.

Компенсаторы были предложены Артуром Юнгансом в 1912 г. (патент № 281494) и в 1915 г. (патент № 281550).

В первом патенте Юнганс предлагает два способа, при помощи которых достигается постоянство момента.

Первый способ состоит в том, что, кроме основной центробежной массы, приводящей в движение под действием центробежной силы часовой механизм, вводится дополнительный груз. Устройство этого компенсатора следующее (фиг. 30, *а*). Центробежный груз *1* укреплен на зубчатом секторе *2*. Сектор *2* входит в зацепление с трибом, сидящим на центральной оси *3* трубки. Ось при помощи зубчатой передачи приводит в движение шайбу *4*, несущую на себе добавочный груз *5*. При удалении груза *5* от оси трубки он помогает грузу *1* тангенциальной слагающей его центробежной силы. Эта сила уменьшается по мере удаления груза *5*. В положении *II* эта тангенциальная слагающая равна нулю; на пути от положения *II* до положения *III* (в это время увеличивается момент благодаря удалению груза *1* от оси вращения) противодействие груза *5* возрастает.

Во втором варианте компенсатора (фиг. 30, *б*) груз *1* при помощи зубчатого сектора *2* и триба *3* приводит в движение шайбу *4*, которая соединена тоненькой цепочкой или шелковой нитью с коническим барабаном *5*, на поверхности которого нарезан спиральный желобок. Барабан посажен на вращающейся оси. При увеличении центробежной силы груза *1* шайба тянет нить с барабана постепенно уменьшающегося диаметра, причем величина момента остается постоянной.



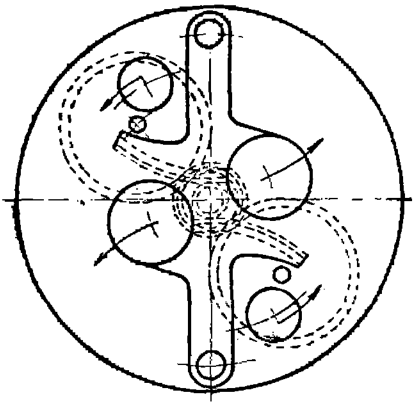
Фиг. 30. Компенсаторы для постоянства момента в двигателе Юнганса.

Приведенные методы при наличии только одного груза не делают трубку не зависимой от влияний других факторов при случайных отклонениях оси вращения снаряда.

Действительно, центр тяжести центробежного груза, приводящего в движение часовой механизм, расположен на определенном расстоянии от оси трубки; ось трубки при нормальных условиях совпадает с осью вращения снаряда, и это расстояние является определяющим для двигательной силы центробежного сектора.

Но при отклонении оси снаряда от нормального положения ось трубки также устанавливается эксцентрично к оси вращения; при этом изменяется положение центра тяжести массы относительно оси вращения, а следовательно, и двигательная сила, т. е. движущий момент силы.

Это изменение момента силы в зависимости от положения центра тяжести относительно оси вращения снаряда может колебаться от нуля до максимума. Для устранения этого недостатка во втором патенте Юнганс предлагает конструкцию компенсатора (фиг. 31) с двумя диаметрально расположенными центробежными секторами; к ним присоединены два побочных груза или два барабана со спиральными нарезками, известные под названием улиток или фюзе.



Фиг. 31. Компенсатор с двумя диаметрально расположенными зубчатыми секторами.

В этом случае при эксцентричном положении оси трубки относительно оси вращения снаряда движущая сила одного из грузов увеличивается, но одновременно движущая сила второго груза уменьшается в равной мере. Следовательно, при любом положении трубки относительно оси вращения снаряда суммарный движущий момент, вызванный грузами, остается постоянным.

Общий недостаток компенсаторов заключается в том, что применение их усложняет и без того сложное устройство механических трубок.

Кроме того, следует иметь в виду, что при помощи компенсаторов движущий момент остается постоянным только при постоянной угловой скорости снаряда.

Практически угловая скорость снаряда во время полета меняется—уменьшается за счет сопротивления воздуха и иных причин. Поэтому даже при наличии компенсаторов движущий момент не остается постоянным, а тоже уменьшается.

Двигатель Юнганса без компенсатора

За время одного оборота центрального колеса зубчатый сектор повернется на два шага $l' = 2t = 4{,}4$ *мм*, т. е. на угол

$$\alpha = \frac{l' \cdot 180^\circ}{\pi R_1} = \frac{44 \cdot 180}{3{,}14 \cdot 21} = 12^\circ,$$

где R_1 — радиус начальной окружности зубчатого сектора.

Подсчетом определено, что расстояние ρ от оси вращения сектора до центра тяжести сектора и груза равно 14,2 *мм*.

Начальный угол $\alpha_н$ между сторонами $O'O$ и $O'C$ треугольника $OO'c$ равен 34°. Величина этого угла получена измерением. Начальным угол назван потому, что при данном положении секторов трубка установлена на нуль, а секторы установлены в исходное положение.

Конечный угол

$$\alpha_к = \alpha_н + \alpha = 34° + 12° = 46°.$$

Определим изменение расстояния центра тяжести массы центробежного сектора от оси вращения снаряда в зависимости от угла поворота центробежного сектора.

Из треугольника $O'OC$ (фиг. 29, *б*)

$$R = \sqrt{l^2 + \rho^2 - 2l\rho\cos\alpha},$$

где $l = 15{,}5$ *мм* — расстояние от оси вращения сектора до оси вращения снаряда и

$$\rho = 14{,}2 \ мм;$$

l и ρ — величины постоянные, R — расстояние от оси вращения снаряда до центра тяжести c сектора; это расстояние переменное и меняется при изменении угла поворота α в пределах от $\alpha_н = 34°$ до $\alpha_к = 46°$.

Радиус R можно определить, задаваясь углом α, по формуле:

$$R = \sqrt{l^2 + \rho^2 - 2l\rho\cos\alpha}.$$

Вычисление сведем в таблицу.

Таблица 4

Зависимость расстояния R от α

α	34°	36°	38°	40°	42°	44°	46°
R	8,70	9,19	9,68	10,15	10,65	11,14	11,62

Из табл. 4 видно, что расстояние R увеличивается с увеличением угла α, а центр тяжести сектора описывает дугу радиусом $\rho = 12{,}2$ *мм*, проходя путь, равный длине дуги:

$$l'' = \frac{\rho\alpha^0\pi}{180°} = \frac{14{,}2 \cdot 12° \cdot 3{,}14}{180°} = 2{,}97 \ мм.$$

Движущий момент двигателя Юнганса

Работу двигателя будем рассматривать в тот момент, когда снаряд вылетел из канала орудия, т. е. во время его полета. При этом изменение угловой скорости не будем принимать во внимание, полагая $\omega_0 = \text{const}$.

На центробежный сектор во время полета снаряда будут действовать: 1) сила набегания, стремящаяся изогнуть сектор у его оси (как консольную балку); 2) сила инерции от поворотного ускорения, стремящаяся повернуть сектор вокруг его оси; 3) центробежная сила, одна составляющая которой стремится повернуть сектор вокруг его оси, а вторая создает силу трения на оси сектора.

Так как величины силы набегания и силы инерции от поворотного ускорения незначительны по сравнению с центробежной силой, то ими можно пренебречь и принимать в расчет только одну центробежную силу.

Из фиг. 29 видно, что момент двигателя

$$M_{дв}=M_{c_1}-M_{тр}=C_1\rho-Fr, \quad (53)$$

где C_1 — составляющая центробежной силы C, стремящаяся повернуть сектор вокруг его оси: $C_1=C\sin\beta$; (54)

ρ — расстояние от центра тяжести сектора до его оси;

r — радиус оси сектора;

F — сила трения, возникающая от составляющей;

$$F=fC_2, \quad (55)$$

где f — коэфициент трения, для меди и стали $f=0{,}16$;

C_2 — составляющая от центробежной силы C;

$$C_2=C\cos\beta. \quad (56)$$

Исследуя выражение (53) по частям, имеем:

$$M_{C_1}=C\rho\sin\beta. \quad (57)$$

Из треугольника $OO'C$ (фиг. 29, *б*) находим:

$$\frac{R}{\sin\alpha}=\frac{l}{\sin\beta},$$

откуда

$$\sin\beta=\frac{l}{R}\sin\alpha.$$

Следовательно,

$$M_{C_1}=C\rho\frac{l}{R}\sin\alpha. \quad (58)$$

Центробежная сила

$$C=m\omega^2R=\frac{P}{g}\omega^2R,$$

где P — вес центробежного сектора.

Тогда

$$M_{C_1}=\frac{P}{g}\omega^2\rho l\sin\alpha. \quad (59)$$

Известно, что $l=15{,}5$ *мм*, $\rho=14{,}2$ *мм*, $P=8{,}55$ *г* и для 76,2-*мм* зенитной пушки $\omega\approx 2200\frac{1}{сек}$ при $v_0=820$ *м/сек*.

Задаваясь значениями угла α в пределах от 34 до 46°, вычислим значения M_{C_1} и сведем результаты в табл. 5.

Таблица 5

Зависимость момента M_{C_1} от угла поворота α

α	34°	36°	38°	40°	42°	44°	46°
Sin α	0,5592	0,5879	0,6157	0,6428	0,6691	0,6947	0,7193
M_{C_1} *гмм*	624 800	656 900	688 000	718 200	747 600	792 300	803 700

Изменение момента будет:

$$\frac{803\,700-624\,800}{624\,800}\cdot 100\,\%=28{,}6\%.$$

Таким образом, доказано, что в рассматриваемом образце трубки движущий момент непостоянен.

Изменение момента по величине отражается на работе трубки так как вызывает изменение периода колебания баланса. Баланс трубки Юнганса по конструкции похож на баланс трубки Тиль-Круппа, и изменение периода колебания баланса влечет за собой изменение времени работы часового механизма трубки.

Момент трения на оси центробежного сектора

Момент трения на оси центробежного сектора

$$M_{тр}=Fr=fC_2r=fCr\cos\beta=f\,\frac{P}{g}\,\omega^2Rr\cos\beta. \qquad (60)$$

В уравнении (60) постоянными являются при $\omega=\text{const}$ C и r. Из треугольника $OO'C$ (фиг. 29, *б*) имеем:

а) в начале движения

$$\cos\beta=\frac{\rho^2-l^2+R_н^2}{2\rho R_н}=\frac{14{,}2^2-15{,}5^2+8{,}7^2}{2\cdot 14{,}2\cdot 8{,}7}=0{,}15;$$

б) в конце движения

$$\cos\beta=\frac{\rho^2-l^2+R_к^2}{2\rho R_к}=\frac{14{,}2^2-15{,}5^2+11{,}62}{2\cdot 14{,}2\cdot 11{,}62}=0{,}29.$$

Наименьший момент трения

$$M_{тр\,min}=0{,}16\,\frac{8{,}55}{9810}\,(2200)^2\cdot 8{,}7\cdot 1{,}5\cdot 0{,}15=1600\ \textit{гмм}.$$

Наибольший момент трения

$$M_{тр\,max}=0{,}16\,\frac{8{,}55}{9810}\,(2200)\cdot 11{,}62\cdot 1{,}5\cdot 0{,}29=4100\ \textit{гмм}.$$

Момент двигателя с учетом трения

Наибольший и наименьший движущие моменты, развиваемые массой центробежного сектора, будут:

$$M_{дв\,max}=M_{C_1\,max}-M_{тр\,max}=803\,700-4100=799\,600\ \textit{гмм};$$
$$M_{дв\,min}=M_{C_1\,min}-M_{тр\,min}=624\,800-1600=623\,200\ \textit{гмм}.$$

Момент на центральной оси

Момент, развиваемый массой центробежных секторов, передается через две пары диаметрально расположенных зубчатых колес и трибов *5*, *4* (фиг. 29) центральной оси *6*, на которой сидит главное колесо *7*, передающее движение ряду промежуточных зубчатых колес часового механизма трубки.

На трибе передаточного колеса *5* момент

$$M_{пер} = Pr,$$

где r — радиус начальной окружности триба предаточного колеса;
P — окружное усилие на трибе передаточного колеса;
$P = \frac{M_{дв}}{R_{н}}$, $R_{н}$ — радиус начальной окружности центробежного сектора.

Следовательно, момент на трибе передаточного колеса

$$M_{пер} = \frac{M_{дв}}{R_{н}} r.$$

Вследствие трения в зубьях и осях зубчатых колес момент на трибе будет меньше; коэфициент полезного действия механизма — 0,94.

Кроме того, на триб передаточного колеса, так как ось его расположена на некотором расстоянии от оси вращения снаряда, действует центробежная сила, создающая силу трения в цапфах:

$$F_{тр} = fc = fm\omega^2 l_1 = f \frac{q_1}{g} \omega^2 l_1,$$

где $f = 0,16$ — коэфициент трения;
l_1 — расстояние оси триба от оси вращения снаряда;
q_1 — вес триба и передаточного колеса.

Следовательно, момент на трибе

$$M_{пер} = 0,94 \frac{M_{дв}}{R_{н}} r - f \frac{q_1}{g} \omega^2 l_1 r',$$

где r' — радиус цапфы триба.

Определим наибольшее и наименьшее значения момента:

$$M_{пер\ max} = 0,94 \cdot 799\,600 \cdot \frac{2,1}{21} - 0,16 \frac{1,2}{9810} \omega^2 \cdot 8,3 \cdot 0,8 = 72\,808\ \textit{гмм};$$

$$M_{пер\ min} = 0,94 \cdot 623\,240 \cdot \frac{2,1}{21} - 757 = 56\,580\ \textit{гмм}.$$

Центральную ось вращают два передаточных колеса от двух центробежных секторов. Следовательно, момент на трибе центрального колеса

$$M_{ц.о\ max} = 2 \cdot 0,94 \frac{M_{пер\ max}}{R_{пер}} r_{ц.о} = 2 \cdot 0,94 \cdot \frac{72\,808}{5,95} \cdot 2,1 = 47\,282\ \textit{гмм};$$

$$M_{ц.о\ min} = 2 \cdot 0,94 \frac{M_{пер\ min}}{R_{пер}} r_{ц.о} = 2 \cdot 0,94 \cdot \frac{56581}{5,95} \cdot 2,1 = 36\,744\ \textit{гмм},$$

где $R_{пер}$ — радиус начальной окружности передаточного колеса;
$r_{ц.о}$ — радиус начальной окружности триба центральной оси.

Получаемый главным колесом момент не полностью передается системе зубчатых колес часового механизма трубки, так как часть его расходуется на преодоление трения носика сабли, скользящего по ребру пускового колеса.

Момент трения носика сабли о ребро пускового колеса двигателя

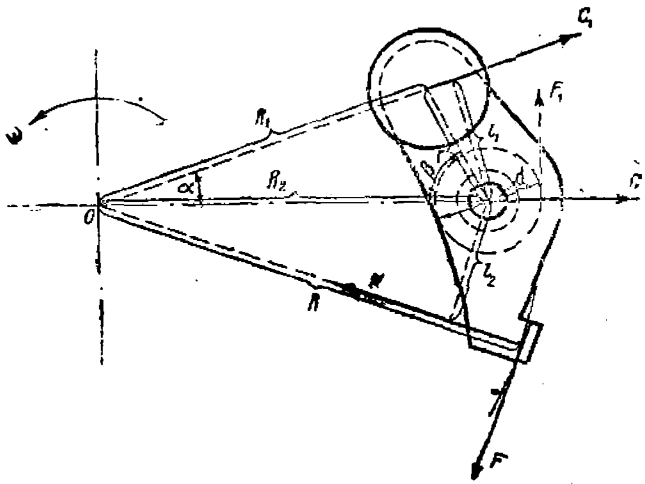
Как видно из фиг. 32, момент трения на пусковом колесе

$$M_{тр} = FR,$$

где R — расстояние носика сабли от центра пускового колеса;

F — сила трения; $F = fN$, где $f = 0{,}16$ — коэфициент трения, N — сила нормального давления носика сабли на ребро пускового колеса.

Сила N определяется следующим образом.



Фиг. 32. Определение момента трения носика сабли о ребро колеса.

Действием центробежной силы на массу грузика весом q_1 сабля поворачивается вокруг оси по часовой стрелке под действием момента

$$M_1 = C_1 l_1 = m_1 \omega^2 R_1 l_1 = \frac{q_1}{g} \omega^2 R_1 l_1, \tag{61}$$

где $q_1 = 0{,}15$ *г*;

R_1 — расстояние оси грузика сабли до оси вращения снаряда; $R_1 = 13$ *мм*;

$l_1 = 4{,}5$ *мм* — плечо, равное перпендикуляру, опущенному с оси сабли на направление действия центробежной силы на груз сабли.

Этому моменту оказывает противодействие момент трения на оси сабли, возникающий под действием центробежной силы C, действующей на массу всей сабли.

Следовательно, момент прижимающий саблю к пусковому колесу, будет меньше на величину момента трения на оси сабли:

$$M = M_1 - M'_{тр} = C_1 l_1 - fC \frac{d}{2}, \tag{62}$$

где $d = 1{,}7$ *мм* — диаметр цапфы оси сабли.

Преобразовав формулу (62), находим:

$$M=\frac{q_1}{g}\omega^2R_1l_1-fm_2\omega^2R_2\frac{d}{2}=\frac{\omega^2}{g}\left(q_1R_1l_1-fq_2R_2\frac{d}{2}\right). \qquad (63)$$

Определим силу нормального давления носика сабли на ребро пускового колеса.

По фиг. 32:

$$Nl_2=M,$$

откуда

$$N=\frac{M}{l_2}=\frac{\omega^2}{l_2g}\left(q_1R_1l_1-fq_2R_2\frac{d}{2}\right). \qquad (64)$$

Следовательно, момент трения носика сабли о ребро пускового колеса

$$M_{\text{тр}}=fNR=f\left[\frac{\omega^2}{l_2g}\left(q_1R_1l_1-fq_2R_2\frac{d}{2}\right)\right]R, \qquad (65)$$

где $q_2=1{,}65$ *г* — вес сабли вместе с осью и грузом;
$l_2=6{,}1$ *мм* — расстояние оси сабли до точки соприкосновения носика сабли с пусковым колесом;
$R_2=15{,}7$ *мм* — расстояние оси сабли до оси вращения снаряда;
$R=17{,}5$ *мм* — радиус пускового колеса.

Подставляя значения всех величин в выражение (65) момента трения, получим:

$$M_{\text{тр}}=0{,}16\left[\frac{2200^2}{6{,}1\cdot 9810}(0{,}15\cdot 13\cdot 4{,}5-0{,}16\cdot 6{,}1\cdot 15{,}7\cdot 0{,}75)\right]17{,}5=$$
$$=1433 \text{ гмм.}$$

Следовательно, крутящий момент на главном колесе будет:

$$M_{\text{г. к max}}=47\,282-1433=45\,849 \text{ гмм};$$
$$M_{\text{г. к min}}=36\,744-1433=35\,311 \text{ гмм}.$$

АНАЛИЗ ДВИГАТЕЛЯ 36-СЕКУНДНОЙ ДИСТАНЦИОННОЙ ТРУБКИ ВАРО

Конструкция двигателя

Двигателем этой системы являются две зубчатые рейки-кремальеры, перемещающиеся под действием центробежной силы в направлении, перпендикулярном оси вращения снаряда. Кремальеры сцеплены с трибом центрального колеса, на оси которого помещен установочный диск, связанный со спусковым механизмом. Подробно об этом сказано в описании материальной части трубки. Далее через систему зубчатых колес движение передается ходовому колесу и регулятору. Ход этой трубки, как и в ряде других трубок Варо, представляет специальный ход Гарнье.

Анализ двигателя был произведен студентами Диковым и Стульниковым под руководством автора. Данные для расчета элементов двигателя Варо взяты непосредственным промером с образца:

число зубьев кремальеры $z_p = 8$;
шаг зубьев кремальеры $t_p = 1{,}2$ *мм*;
полное перемещение кремальеры за 36 сек. $a = 8{,}5$ *мм*;
вес рейки $p_p = 2{,}83$ *г*.

Изменение угловой скорости снаряда на полете

На полете вследствие сопротивления воздуха происходит падение угловой скорости снаряда.

Определим угловую скорость ω_t снаряда на полете.

Для подсчета воспользуемся экспериментальной формулой Röggla и найдем изменение ω_t для шести точек траектории через каждые 6 сек.:

$$\omega_t = \omega_0 e^{-0{,}075 \frac{LD^4}{A} t}, \tag{66}$$

где ω_t — угловая скорость снаряда в некоторый момент времени t;
ω_0 — начальная угловая скорость снаряда;
e — основание натуральных логарифмов;
L — длина снаряда в калибрах;
D — калибр в метрах;
A — полярный момент инерции снаряда в *кгсмсек*^{2}; для 76,2-*мм* снаряда образца 1931 г. $A = 0{,}0006$ *кгсмсек*^{2};
t — время полета снаряда в секундах.

Обозначим показатель степени в формуле (66) через

$$x = 0{,}075 \frac{LD^4}{A} t = 0{,}075 \cdot \frac{4{,}7 \cdot 0{,}0762}{0{,}0006} t = 0{,}02\, t$$

и

$$\omega_0 = 2\pi N = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 385 = 2420 \frac{1}{\text{сек.}}.$$

Результаты подсчета сведем в табл. 6

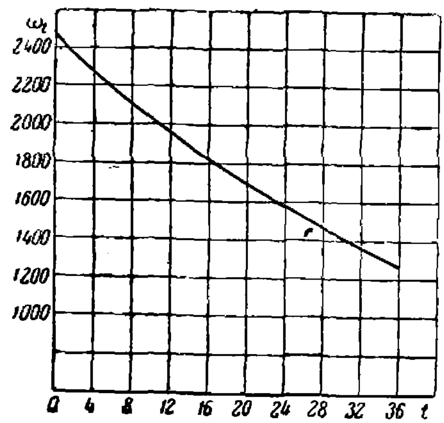
Таблица 6

N	xt	ω_t	N	xt	ω_t
1	0,12	2 150	4	0,48	1 500
2	0,24	1 900	5	0,60	1 330
3	0,36	1 690	6	0,72	1 180

Расчет показывает, что угловая скорость снаряда на полете за время 36 сек. падает больше чем в два раза, поэтому при расчете центробежных сил считать угловую скорость снаряда $\omega_0 = \text{const}$ нельзя.

Данные, полученные по этой формуле, не соответствуют опытным данным и являются завышенными.

Инж. Г. Г. Разградским в 1933/34 г. были проведены опыты по изучению угловой скорости снаряда на полете. Эти опыты показали, что формула (66) неверна,—для получения более или менее близких к истинным результатам в эту формулу необходимо ввести поправочный коэфициент. Для различных калибров снарядов этот коэфициент различен, и чем больше калибр снаряда, тем меньше коэфициент.



Фиг. 33. Зависимость угловой скорости снаряда от времени полета.

Формула угловой скорости снаряда в полете с учетом коэфициента примет вид:

$$\omega_t = \omega_0 e^{-0{,}075 \frac{LD^4}{A} 0{,}9t}. \quad (67)$$

Тогда

$$x = 0{,}075 \frac{4{,}7 \cdot 0{,}0762}{0{,}0006} \cdot 0{,}9t = 0{,}018t.$$

Разбивая время полета снаряда на девять интервалов, найдем значение ω_t через каждые 4 сек. Вычисления сведем в табл. 7.

Таблица 7

№ точек	xt	ω_t	ω^2_t
1	0,072	2 250	5 060 000
2	0,044	2 100	4 410 000
3	0,216	1 950	3 800 000
4	0,288	1 810	3 280 000
5	0,360	1 690	2 860 000
6	0,432	1 570	2 460 000
7	0;504	1 460	2 130 000
8	0,576	1 360	1 850 000
9	0,648	1 270	1 610 000

По данным табл. 7 строим график (фиг. 33).

Определение центра тяжести кремальеры

Разбиваем кремальеру на отдельные участки, находим а также координаты центра тяжести каждого объема.

Центр тяжести кремальеры найдем по следующим статики:

$$X_c = \frac{V_1x_1 + V_2x_2 + \dots}{V_п};$$

$$Y_c = \frac{V_1y_1 + V_2y_2}{V_п},$$

где X_c, Y_c — координаты центра тяжести кремальеры;
x_1, x_2, y_1, y_2 — координаты центра тяжести отдельных элементов;
V_1, V_2 — объемы отдельных элементов;
$V_п$ — полный объем кремальеры.

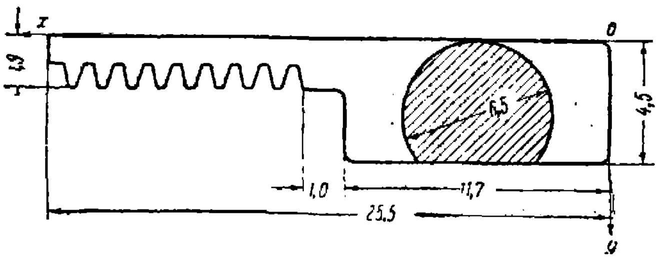
1. Объем цилиндра

Определяем объем цилиндра по следующей формуле (фиг. 34):

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} h = 3,14 \cdot \frac{0,65^2}{4} \cdot 1,17 = 0,39 \ см^3;$$

$$x_1 = \frac{h}{2} = 0,5 \cdot 1,17 = 0,59 \ см;$$

$$y_1 = \frac{D}{2} = 0,5 \cdot 0,65 = 0,325 \ см$$



Фиг. 34. Определение объема рейки.

Так как цилиндр является неполным, то определим объем и координаты центра тяжести недостающего к этому цилиндру сегмента.

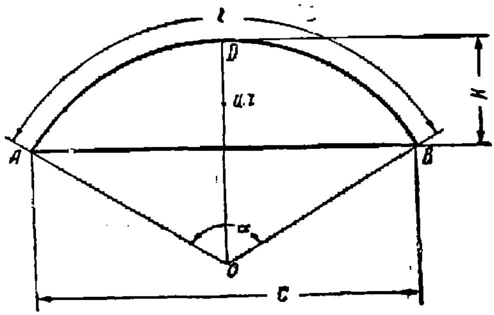
Формула для площади сегмента (фиг. 35):

$$F_C = пл. ADBO - пл. AOB = $$

$$= \frac{1}{2} R^2 \frac{\alpha\pi}{180} - \frac{1}{2} C(R-k);$$

$$F_C = \frac{1}{2}\left[\frac{R^2\alpha\pi}{180} - C(R-k)\right];$$

$$l = \frac{R\alpha\pi}{180}.$$



Фиг. 35. Определение площади сегмента.

Следовательно,

$$C = 2\sqrt{R^2 - (R-k)^2} = 2\sqrt{k(2R-k)};$$

$$F_C = \frac{1}{2}[Rl - C(R-k)];$$

$$V_C = F_C h = \frac{1}{2}[Rl - C(R-k)]\,h.$$

По этой формуле находим объем сегмента:

$$k = 6,5 - 4,5 = 2 = 0,2 \ см;$$

$$R = \frac{6,5}{2} = 0,325 \ см;$$

$$C = 2\sqrt{0{,}2\,(2\cdot 0{,}325 - 0{,}2)} = 0{,}584\ \textit{см};$$

$$\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{C}{2R} = \frac{0{,}584}{0{,}65}\ 0{,}9;$$

$$\frac{\alpha}{2} = 64^\circ;\quad \alpha = 128^\circ;$$

$$l = \frac{R\alpha\pi}{180} = \frac{0{,}325\cdot 128\cdot 3{,}14}{180} = 0{,}728\ \textit{см};$$

$$V_C = 0{,}5\,[0{,}325\cdot 0{,}728 - 0{,}584\,(0{,}325 - 0{,}2)]\cdot 1{,}17 = 0{,}096\ \textit{см}^3;$$

$$F_C = \frac{V_C}{h} = \frac{0{,}096}{1{,}17} = 0{,}082\ \textit{см}^2;$$

$$X_C = \frac{h}{2} = 0{,}5\cdot 1{,}17 = 0{,}59\ \textit{см}.$$

Координату $y_{\overline{II}}$ определим по формуле («Справочник металлиста», ч. 1, стр. 83).

$$y'_{II} = \frac{C^3}{12F};$$

$$y'_{II} = \frac{0{,}584}{12\cdot 0{,}082} = 0{,}203\ \textit{см};$$

$$y_{\overline{II}} = y'_{II} + 0{,}5D = 0{,}203 + 0{,}325 = 0{,}523\ \textit{см};$$

$$y_{II} = 0{,}523\ \textit{см}.$$

2. Зубчатая рейка

Принимая ее также за сегмент по фиг. 34, выполненной в масштабе 1 : 2, находим:

$$k = 0{,}145\ \textit{см};\quad C = 0{,}54\ \textit{см};$$

$$\operatorname{tg}\alpha = 1{,}5;\quad \alpha = 112^\circ;$$

$$l = \frac{r\alpha\pi}{180} = \frac{0{,}325\cdot 112\cdot 3{,}14}{180} = 0{,}638\ \textit{см}.$$

Площадь определим по формуле:

$$F_s = \frac{1}{2}\,[rl - C\,(r - k)] =$$

$$= \frac{1}{2}\,[0{,}325\cdot 0{,}638 - 0{,}54\cdot (0{,}325 - 0{,}145)] = 0{,}055\ \textit{см}^2;$$

$$V_{III} = F_{III}\,h = 0{,}055\cdot 1{,}38 = 0{,}076\ \textit{см}^3;$$

$$x_{III} = \frac{1{,}38}{2} + 1{,}17 = 1{,}86\ \textit{см};$$

$$y'_{III} = \frac{C^3}{12F} = \frac{0{,}54^3}{12\cdot 0{,}055} = 0{,}237\ \textit{см};$$

$$y_{III} = -y'_{III} + r = 0{,}325 - 0{,}237 = 0{,}088\ \textit{см}.$$

Определим полный объем кремальеры:

$$V_п = V_I - V_{II} + V_{III} = 0{,}39 - 0{,}096 + 0{,}076 = 0{,}37\ \textit{см}^3.$$

Удельный вес кремальеры найдем как частное от деления веса кремальеры на полный объем:

$$\gamma = \frac{G}{V_ц} = \frac{2,85}{0,37} \approx 7,7 \text{ г/см}^3.$$

Определим координаты центра тяжести кремальеры:

$$X_C = \frac{V_1x_1 - V_2x_2 + V_3x_3}{V_ц} =$$

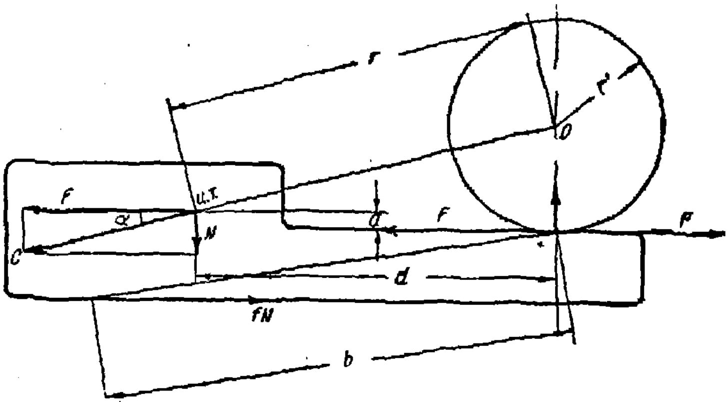
$$= \frac{0,39 \cdot 0,59 - 0,096 \cdot 0,59 + 0,076 \cdot 1,86}{0,37} = 0,822 \text{ см};$$

$$Y_C = \frac{V_1y_1 - V_2y_2 + V_3y_3}{V_ц} =$$

$$= \frac{0,39 \cdot 0,325 - 0,096 \cdot 0,523 + 0,076 \cdot 0,237}{0,37} = 0,254 \text{ см}.$$

Момент двигателя

Для определения движущего момента кремальеры можно считать, что начало перемещения рейки соответствует ω_{max}, т. е. по вылете снаряда из дула орудия. В этот момент отойдут (начало открывания) центробежные предохранители, удерживающие баланс от колебания во время действия на снаряд пороховых газов.



Фиг. 36. Определение момента двигателя трубки.

На работу двигателя на полете снаряда будут влиять следующие силы:

1) центробежная сила;
2) сила инерции от касательного ускорения;
3) сила инерции от поворотного ускорения;
4) сила нутации;
5) сила набегания.

Движущей силой является центробежная сила $C = mr'\omega^2$; остальные силы будут вызывать трение кремальеры о стенки канала, но ввиду их незначительной величины и взаимной компенсации при расчете движущего момента их влиянием можно пренебречь.

Рейки, передвигаясь под действием центробежных сил в различные стороны от центра к периферии, будут вращать триб центрального колеса, а следовательно, и центральное колесо. Рейки расположены симметрично относительно оси вращения снаряда, поэтому для определения движущего момента достаточно рассмотреть движение одной рейки, удвоив затем полученный результат.

Разложим силу C (фиг. 36) на составляющие F и N; сила N производит давление на стенки канала, сила F—движущая. В точке касания кремальеры с трибом приложим две равные и противоположно направленные силы F; получим пару Fa и силу F. Пара Fa стремится создать перекос рейки в направляющих, увеличивая этим трение. Рейка одним концом прижмется к каналу, другим концом к трибу.

Момент, приводящий во вращение центральный триб, с учетом трения

$$M=\left(F-fN-F\frac{a}{b}f\right)r', \tag{68}$$

где $F=C\cos\alpha$;

$N=C\sin\alpha$;

r' — радиус начальной окружности триба;

$f=0{,}18$ — коэфициент трения стали по латуни;

$b=14{,}8$ *мм* — расстояние от точки касания кремальеры с трибом до наиболее отдаленной точки кремальеры, находящейся в соприкосновении с каналом;

r — расстояние от центра тяжести кремальеры до оси вращения снаряда;

$a=0{,}9$ *мм* — расстояние от центра тяжести кремальеры до точки касания кремальеры с трибом.

Разобьем весь путь движения кремальеры за 36 сек. на девять интервалов и для каждого найдем значение момента по формуле (68).

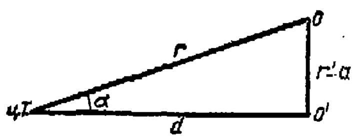
Подставив значения величин, входящих в формулу (68), имеем:

$$M=\left(C\cos\alpha-fC\sin\alpha-fC\cos\alpha\frac{a}{b}\right)r',$$

или

$$M=mr\omega^2r'\left(\cos\alpha-f\sin\alpha-f\frac{a}{b}\cos\alpha\right). \tag{69}$$

В этой формуле переменными являются r, ω, $\sin\alpha$ и $\cos\alpha$. Определим значение $\sin\alpha$ и $\cos\alpha$ для девяти точек.



Фиг. 37.

Величина

$r'-a=0{,}16-0{,}09=0{,}07$ *см*;

$d=0{,}65$ *см* (при установке трубки на нуль — фиг. 37):

$$\operatorname{ctg}\alpha=\frac{d}{r'-a}.$$

Путь движения кремальеры за 36 сек. равен 8,54 *мм* (величина пути найдена измерением по экспонату).

Равномерность перемещения кремальеры обеспечивается работой хода (спускового механизма); следовательно, за каждые

4 сек. полета снаряда кремальера отойдет к периферии трубки на 0,95 *мм*.

$$\operatorname{ctg}\alpha=\frac{d}{r'-a}=\frac{d}{0{,}07};$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_0=\frac{0{,}65}{0{,}07}=9{,}3;$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_1=\frac{0{,}65+0{,}095}{0{,}07}=10{,}66;$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_2=\frac{0{,}65+2\cdot 0{,}095}{0{,}07}=12;$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_3=\frac{0{,}65+3\cdot 0{,}095}{0{,}07}=13{,}34;$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_4=14{,}7;$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_5=16{,}1;$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_6=17{,}4;$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_7=18{,}8;$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_8=20{,}1;$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_9=21{,}5.$$

По $\operatorname{ctg}\alpha$ найдем значения $\sin\alpha$, $\cos\alpha$ и r; все вычисления сведем в табл. 8.

Таблица 8

№ точек	ctg α	sin α	cos α	$r=\frac{r'-a}{\sin\alpha}=\frac{0{,}07}{\sin\alpha}$ *мм*
0	9,30	0,1068	0,9943	6,55
1	10,66	0,0935	0,9950	7,50
2	12,00	0,0830	0,9965	8,45
3	13,34	0,0743	0,9972	9,38
4	14,70	0,0678	0,9977	10,32
5	16,10	0,0619	0,9981	11,27
6	17,40	0,0570	0,9984	12,25
7	18,80	0,0530	0,9986	13,20
8	20,10	0,0497	0,9988	14,05
9	21,50	0,0465	0,9989	15,03

Далее имеем:

$$m=\frac{p}{g}=\frac{2{,}83}{981}=0{,}0029\ г\ сек^2/см;$$

$$\frac{a}{b}=\frac{0{,}07}{148}=0{,}0472;$$

p — вес кремальеры;

$$f=0{,}18;$$

$$mr'=0{,}0029\cdot 0{,}16=0{,}000464.$$

Подставляя найденные значения в формулу (69), имеем:

$$M=0{,}000464r\omega^2\left[\cos\alpha-0{,}18\left(\sin\alpha+0{,}0472\cos\alpha\right)\right].$$

Момент определим для девяти точек траектории рейки и, умножая на два, определим суммарный момент для двух реек; вычисления сведем в табл. 9.

Таблица 9

M_0	1730 *гсм*	$2\ M_0$	3460 *гсм*
M_1	1 720	$2\ M_1$	3 440
M_2	1 675	$2\ M_2$	3 350
M_3	1 620	$2\ M_3$	3 240
M_4	1 550	$2\ M_4$	3 100
M_5	1 460	$2\ M_5$	2 920
M_6	1 370	$2\ M_6$	2 740
M_7	1 290	$2\ M_7$	2 580
M_8	1 190	$2\ M_8$	2 380
M_9	1 100	$2\ M_9$	2 200

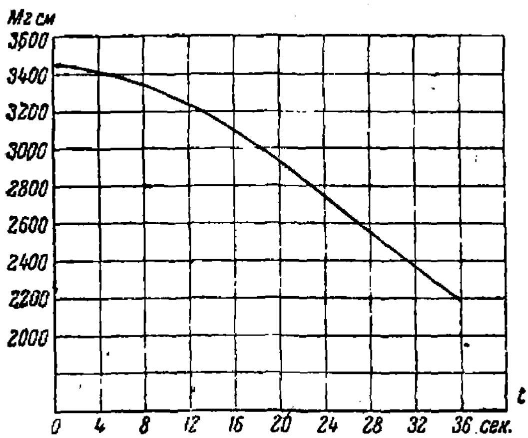
Наибольший момент

$$M_{\max} = 2M_0 = 3440 \text{ гсм};$$

наименьший момент

$$M_{\min} = 2M_9 = 2200 \text{ гсм}.$$

По найденным значениям момента строим кривую зависимости движущего момента от времени полета (фиг. 38).



Фиг. 38. Зависимость движущего момента от времени полета снаряда.

На этом заканчиваем анализ двигателя Варо. Можно сделать заключение, что такой двигатель во время хранения трубки сохраняет постоянное значение движущего момента.

Недостатком конструкции двигателя с рейками является непостоянство движущего момента в период работы механизма.

ДВИГАТЕЛЬ ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА ВЗРЫВАТЕЛЯ ТАВАРО

Головной мембранный взрыватель Таваро благодаря часовому механизму дает возможность производить стрельбу из-за легких прикрытий, при хорошей маскировке.

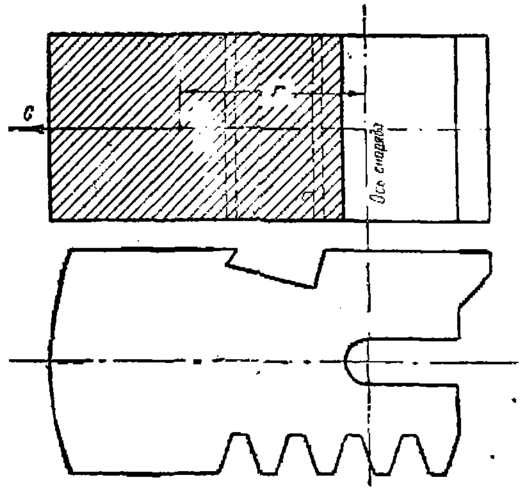
Часовой механизм взрывателя обеспечивает взводимость через определенный промежуток времени полета снаряда на траектории, сохраняя одновременно безопасность при движении снаряда в канале орудия.

По патентным данным, путь снаряда до взведения взрывателя равен 90—100 *м*.

Подробно материальная часть взрывателя рассмотрена в главе V.

Двигателем часового механизма взрывателя является рейка-крёмальера, которая удерживает ударник от преждевременного перемещения по направлению к капсюлю.

Перемещение кремальеры начинается в момент вылета снаряда из канала орудия при $v_0 = 1000$ *м/сек* для 45-*мм* пушки.



Фиг. 39. Определение движущей силы кремальеры Таваро.

При рассмотрении работы двигателя будем учитывать только одну двигательную центробежную силу C.

По мере перемещения кремальеры, т. е. с удалением центра тяжести ее от оси вращения снаряда, двигательная сила увеличивается.

Определим движущий момент кремальеры при полном ее перемещении на расстояние 4 *мм* (определено по образцу измерением).

На участке траектории с момента вылета снаряда из дула орудия до взведения взрывателя угловую скорость снаряда считаем $\omega = \text{const}$.

Определим ω_0 для 45-*мм* автоматической пушки:

$$\omega = 2\pi N;$$

$$N = \frac{v_0}{\eta};$$

$$N = \frac{1000}{25 \cdot 0{,}045} = 880 \frac{1}{\text{сек.}};$$

$$\omega = 5564 \frac{1}{\text{сек.}};$$

$\eta = 25D$ — длина хода нарезов (калибров).

Движущая сила

$$C = mr\omega^2,$$

где m — масса кремальеры;
ω — угловая скорость;
r — расстояние центра тяжести кремальеры от оси вращения снаряда (фиг. 39).

Найдем значения силы на отдельных участках перемещения кремальеры. Разобьем весь путь на пять интервалов, положив при этом, что кремальера перемещается равномерно вследствие работы регулятора часового механизма и $\omega_0 = \text{const}$.

$$m = \frac{1,26}{981} = 0,00128\, г\,сек^2/см;$$

$$r_1 = 0,8 \text{ мм};$$

$$C_1 = mr_1\omega^2 = 0,00128 \cdot 0,08 \cdot 5526^2 = 3127,4 \text{ г};$$

$$C_2 = mr_2\omega^2 = 0,00128 \cdot 0,16 \cdot 30541097 = 6254,8 \text{ г};$$

$$C_3 = 9382 \text{ г};$$

$$C_4 = 12510 \text{ г};$$

$$C_5 = 15637 \text{ г}.$$

ВЫВОДЫ

Из полученных данных видно, что все рассмотренные двигатели механических трубок обладают одним существенным недостатком — непостоянством движущего момента в процессе работы механизма. Это изменение движущего момента для двигателя Тиль-Круппа протекает значительно плавнее, нежели для двигателя типа Юнганса.

Произведем сравнительную оценку двух типов двигателей механических трубок — Тиль-Круппа и Юнганса, Варо, Таваро.

Эксцентрические массы (Юнганс) как тип движущего механизма обладают следующими преимуществами по сравнению со спиральной пружиной:

1. Спиральная пружина в заведенном состоянии при продолжительном хранении трубки ухудшает свои эластические качества, что влияет на крутящий момент пружины.

Эксцентрические массы этим недостатком не обладают. Изменение момента заведенной пружины от пребывания ее в напряженном состоянии при хранении точно не изучено; остаточная деформация зависит от ряда факторов физического и технологического порядка (качества пружинной стали, химического состава, механических качеств, термообработки и др.).

2. Закон изменения момента при повороте зубчатых секторов или перемещении кремальеры при $\omega = \text{const}$ выводится теоретически, в то время как закон изменения момента спиральной пружины определяется экспериментально для каждой конкретной пружины.

Двигатели типа Юнганса и Варо имеют следующие недостатки:

1. Резкое изменение движущего момента за время действия трубки; центр тяжести секторов (Юнганса) и реек (Варо, Таваро) отдаляется от центра вращения снаряда, влияя на величину центробежной силы C.

Попытки конструктивно повлиять на движущий момент, с тем чтобы выравнять его путем введения добавочных механизмов, например улитки (Артур Юнганс), добавочных уравнительных масс, с отдельными передачами, добавочных грузов с переменным плечом положительных результатов пока не дали, так как двигательная сила на протяжении всего времени действия трубки переменная.

2. Вследствие падения движущего момента двигателя в трубках Юнганса и Варо неизбежны запаздывания действия. Применение этих двигателей для трубок продолжительного действия (60 сек.), таким образом, потребует исправления установочной шкалы.

Благодаря простоте конструкции двигатель типа Юнганса, Варо может быть использован успешно в механизмах, где непостоянство момента не имеет значения для работы механизма и продолжительность работы механизма выражается долями секунды, например механизм дальнего взведения головного взрывателя Таваро, где установочный механизм отсутствует.

ГЛАВА II

КОЛЕСНАЯ СИСТЕМА ЧАСОВЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРУБОК

Изложение раздела о колесной системе можно разделить на две самостоятельные части:

1) определение передаточных чисел колес в связи с выбранным периодом колебаний регулятора-баланса;

2) определение размеров колес и трибов в соответствии с заданным габаритом, а также определение профиля зубьев для получения плавного зацепления.

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ЧИСЛА КОЛЕС ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРУБКИ

Рассчитаем колесную систему часового механизма трубки на продолжительность действия 40 сек., т. е. трубку можно устанавливать на время действия от нуля до 40 сек. Период колебания регулятора выбран по величине близким к периодам колебания регуляторов типа Тиль-Круппа, оправдавших себя на практике: $T=0{,}01$ сек. Число зубьев ходового колеса берем встречающееся в практике $z_g=25$. Продолжительность работы трубки 40 сек. показывает, что центральное колесо, несущее стрелу и управляющее установкой трубки, делает один оборот за 40 сек. Условно пока будем считать, что в колесном механизме работают три пары колес. Колеса обычно называются (*за исключением центрального и ходового*) *промежуточными* и нумеруются, начиная от центрального колеса, в возрастающем порядке.

Обратимся к схеме часового механизма (фиг. 40). Счетчиком колебаний регулятора называется часть часового механизма, заключенная между центральным колесом и трибом ходового колеса.

Передаточное число определится следующим образом. Введем обозначения: n_x — число колебаний якоря-регулятора за один оборот центрального колеса; $2z_g$ — число колебаний якоря-регулятора за один оборот ходового колеса, так как число колебаний за один оборот будет в два раза больше числа зубьев ходового колеса.

Тогда частное $\frac{n_x}{2z_g}$ представляет собой число оборотов ходового колеса за один оборот центрального колеса. Имея в виду, то когда ходовое колесо сделает $\frac{n_x}{2z_g}$ оборотов, центральное колесо делает один оборот. Следовательно, передаточное число узла счетчика колебаний определится по формуле

$$i_{сч} = \frac{n_x}{2z_g}. \qquad (70)$$

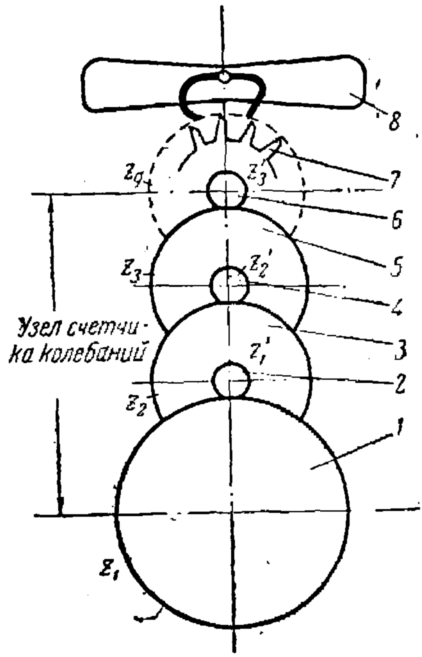
Воспользуемся формулой (70) для решения поставленной задачи. Пусть z_1, z_2, z_3 — числа зубьев колес и z'_1, z'_2, z'_3 — числа зубьев трибов. Так как период колебания $T = 0{,}01$ сек., то продолжительность одного колебания $\frac{T}{2} = \frac{0{,}01}{2} = 0{,}005$ сек.

Число колебаний

$$= n_x = 40 : 0{,}005 = 8000.$$

Передаточное число

$$i_{сч} = \frac{n_x}{2z_g} = \frac{8000}{2 \cdot 25} = 160.$$



Фиг. 40. Счетчик колебаний в часовом механизме.

1—центральное колесо; 2—триб первого промежуточного колеса; 3— первое промежуточное колесо; 4—триб второго промежуточного колеса; 5—второе промежуточное колесо; 6—триб ходового колеса; 7—ходовое колесо; 8—регулятор.

Существует определенное правило при расчете колес часового механизма, по которому передаточное число каждой пары колес не должно быть больше 12. Принято при передаточном числе меньше 12 ставить одну пару колес, при большем — две пары колес. Некоторые подробности по данному вопросу можно найти в книге проф. Зандера.

Если придерживаться указанного правила, то в данном случае необходимо поставить три пары колес. Тогда

$$i_{сч} = \frac{z_1 z_2 z_3}{z'_1 z'_2 z'_3} = 160.$$

Имеем шесть неизвестных в одном уравнении, — следовательно, может быть несколько решений. Обычно число зубьев трибов бывает заданным, причем по мере удаления трибов от центрального колеса число их зубьев обыкновенно убывает.

Ниже приведен проект нормали для чисел зубьев колес и трибов, а также для модулей зацепления, применяемых и рекомендуемых часовым заводом им. Кирова.

Принимаем

$$z'_1 = 10; \; z'_2 = 10; \; z'_3 = 8.$$

Тогда

$$\frac{z_1 z_2 z_3}{10 \cdot 10 \cdot 8} = 160,$$

или

$$z_1 z_2 z_3 = 10 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 160.$$

Колеса подбираем по швейцарскому методу: разлагаем числа на первоначальные множители и по ним подбираем числа зубьев колес. Надо сказать, что и в данном вопросе до сих пор нет какой-либо закономерности. Принято, что впереди ставятся колеса с большим числом зубьев, а затем числа зубьев колес уменьшаются, причем необходимо подбирать числа зубьев колес близкие по величине.

Имеем

10	10	8	160
2	2	2	2
5	5	2	2
		2	2
			2
			2
			5

2	5	2	5
2	2	2	2
2	2	2	2
5			

Можно остановиться на следующем:

$$z_1 = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 = 64;$$
$$z_2 = 2 \cdot 5 \cdot 5 = 50;$$
$$z_3 = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 5 = 40.$$

Для наглядности располагают колеса в виде лесенки, причем колесо и триб, входящие в сцепление, соединяются черточкой горизонтально, а колесо и триб, сидящие на одной оси, соединяются черточкой вертикально.

Колесная система данного случая представится в таком виде:

центральное колесо 64—10 триб 1-го промежуточного колеса
|
1-е промежуточное колесо 50—10 триб 2-го промежуточного колеса
|
2-е промежуточное колесо 40—8 триб ходового колеса
|
25 ходовое колесо

Ознакомившись со способом расчета колесной системы, перейдем к расчету колесных систем механизмов трубок Тиль-Круппа и Варо и установим, на какое время действия они спроектированы.

Счетчик колебаний регулятора трубки Тиль-Круппа

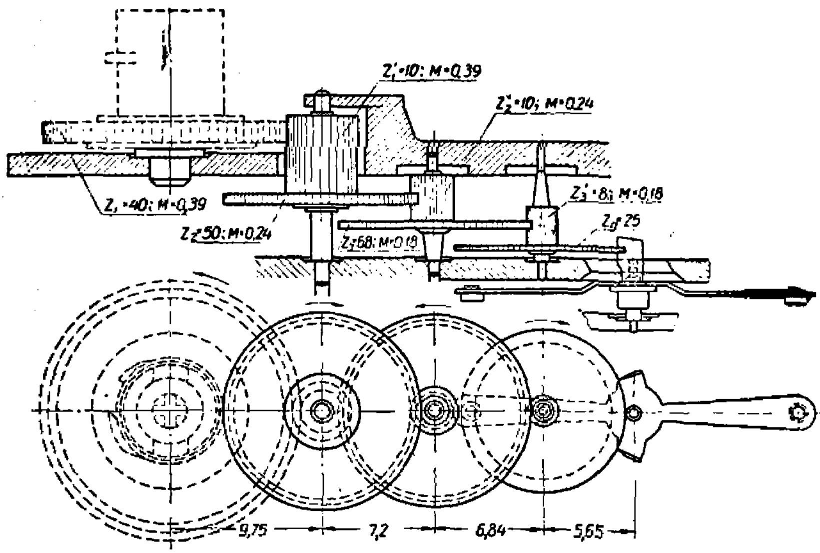
Трубка Тиль-Круппа 30-секундная и позволяет производить установку на время действия от нуля до 30 сек. Проверим, связаны ли теоретически числа зубьев колес трубки с периодом (временем) колебания регулятора.

В трубке по конструкции дать полный оборот центральному колесу нельзя, стрела при вращении вместе с осью центрального колеса не может притти в начальное положение из-за упора в носик. На ширину стрелы и носика дано 30°. Полное время действия трубки рассчитано на 30 сек. Полное же время действия трубки при условии поворота стрелы на один полный оборот будет:

$$\begin{array}{l|l} 330° - 30 \text{ сек.} & \\ 360° - x & x = \dfrac{30 \cdot 360}{330} = 32{,}7 \text{ сек.} \end{array}$$

Числа зубьев колес и трибов:

центральное $z_1 = 40$; триб 1-го промежуточного колеса $z_1' = 10$;
1-е промежуточное колесо $z_2 = 50$; триб 2-го промежуточного колеса $z_2' = 10$;
2-е промежуточное колесо $z_3 = 68$; триб ходового колеса $z_3' = 8$;
ходовое колесо $z_g = 25$.



Фиг. 41. Колесная система счетчика колебаний трубки Тиль-Круппа.

Схема сцепления колес и трибов представится в таком виде:

```
40—10
   |
  50—10
      |
     68—8
        |
       25 (ход)
```

Схематически колесная система показана на фиг. 41.

Передаточное число узла счетчика:

$$i_{сч} = \frac{z_1 z_2 z_3}{z_1' z_2' z_3'} = \frac{40 \cdot 50 \cdot 68}{10 \cdot 10 \cdot 8} = 170.$$

Число колебаний n_x регулятора за один оборот центрального колеса будет:

$$i_{сч} = \frac{n_x}{2z_g} = \frac{n_x}{2 \cdot 25} = 170;$$

$n_x = 170 \cdot 2 \cdot 25 = 8500$ колебаниям. Продолжительность одного колебания (половины периода)

$$\frac{T}{2} = \frac{32{,}7 \text{ сек.}}{8500} = 0{,}00385 \text{ сек.}$$

Период

$$T = 0{,}00385 \cdot 2 = 0{,}00770 \text{ сек.}$$

Счетчик колебаний регулятора трубки Юнганса

Трубка Юнганса рассчитана на 40 сек. Проверим, связаны ли числа зубьев колес трубки с периодом колебания регулятора.

Аналогично с конструкцией трубки Тиль-Круппа носик сабли имеет ширину 10°; следовательно, главное колесо поворачивается за 40 сек. на угол в 350°. Полный оборот главного колеса происходит за время

$$\left.\begin{array}{l} 350° - 40 \text{ сек.} \\ 360° - x \end{array}\right| \quad x = \frac{40 \cdot 360}{350} = 41{,}2 \text{ сек.}$$

Число зубьев колес и трибов:

Главное колесо $z_1 = 21$; триб 1-го промежуточного колеса $z_1' = 12$;
1-е промежуточное колесо $z_2 = 27$; триб 2-го промежуточного колеса $z_2' = 9$;
2-е промежуточное колесо $z_3 = 27$; триб 3-го промежуточного колеса $z_3' = 9$;
3-е промежуточное колесо $z_4 = 30$; триб 4-го промежуточного колеса $z_4' = 8$;
4-е промежуточное колесо $z_5 = 28$; триб 5-го промежуточного колеса $z_5' = 8$;
ходовое колесо $z_g = 22$ зуба.

Схема сцепления колес и трибов представится в таком виде:

Главное колесо
21—12
|
27—9
|
27—9
|
30—8
|
28—8
|
22 ходовое колесо

Передаточное число узла счетчика:

$$i_{сч} = \frac{z_1 z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1' z_2' z_3' z_4' z_5'} = \frac{21 \cdot 27 \cdot 27 \cdot 30 \cdot 28}{12 \cdot 9 \cdot 9 \cdot 8 \cdot 8} = 206{,}7;$$

$$i_{сч} = \frac{n_x}{2 \cdot z_g} = 206{,}7,$$

откуда

$$n_x = 206{,}7 \cdot 2 \cdot 22 = 9\,094 \text{ колебаниям.}$$

Период колебания баланса

$$T = 2 \cdot \frac{41,2}{9\,094} = 0,00906 \text{ сек.}$$

И в данном случае анализ регулятора показывает, что период колебания регулятора отвечает полученному по узлу счетчика числу колебаний. Некоторые несовпадения можно устранить движками регулятора.

Счетчик колебаний регулятора трубки Варо

Трубка Варо—40-*секундная. Проверим, связаны ли числа зубьев* колес трубки с периодом колебания регулятора.

Центральное колесо за полное время действия трубки совершает пять оборотов.

Центральное колесо трубки Варо с внутренним зацеплением $z_1 = 40$ передает вращение трибу $z'_1 = 8$. На оси триба насажено зубчатое колесо $z_2 = 24$, сцепленное с трибом $z'_2 = 8$. На ось триба с $z'_2 = 8$ насажено коническое зубчатое колесо $z_3 = 27$, сцепляющееся с коническим трибом $z'_3 = 9$ на одной оси с ходовым колесом $z_g = 12$.

Схема сцепления колес и трибов представится в таком виде:

центральное колесо	40—8 триб промежуточного колеса
промежуточное колесо	24—8 триб конического колеса
коническое колесо	27—9 триб ходового колеса
	$6 \times 2 = 12$ ходовое колесо

Передаточное число узла счетчика колебаний

$$i_{сч} = \frac{z_1 z_2 z_3}{z'_1 z'_2 z'_3} = \frac{40 \cdot 24 \cdot 27}{8 \cdot 8 \cdot 9} = 45,$$

т. е. за 40 сек. ходовое колесо при пяти оборотах центральной оси делает

$$n = 45 \cdot 5 = 225 \text{ оборотов.}$$

Как видно из конструкции, ходовое колесо состоит из двух колес. Каждое из колес имеет 6 зубьев. Число колебаний регулятора за 40 сек. будет:

$$\frac{n_x}{2 z_g} = n,$$

откуда

$$n_x = 2 \cdot 6 \cdot 225 = 2\,700 \text{ колебаниям.}$$

Продолжительность одного колебания

$$\frac{T}{2} = \frac{40 \text{ сек.}}{2\,700} = 0,0148 \text{ сек.}$$

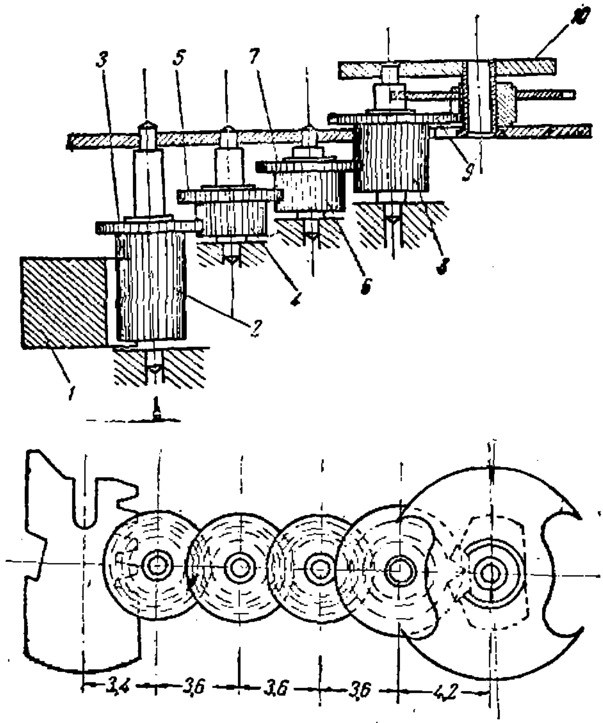
Период колебания регулятора

$$T = 2 \cdot 0,0148 = 0,0296 \text{ сек.}$$

Анализ регулятора показывает, что баланс и волосок соответствуют полученному периоду. Окончательную регулировку можно производить градусником волоска.

Счетчик колебаний в регуляторе взрывателя Таваро и время замедления взрывателя

Из фиг. 42 видно, что кремальера *1*, перемещаясь под действием центральной силы, приводит в движение главное колесо *3*, которое в свою очередь приводит в колебательное движение регулятор-ба-



Фиг. 42. Схема часового механизма взрывателя Таваро.

1—кремальера; *2*—триб центрального колеса; *3*—центральное колесо; *4*—триб первого промежуточного колеса; *5*—первое промежуточное колесо; *6*—триб второго промежуточного колеса; *7*—второе промежуточное колесо; *8*—триб ходового колеса; *9*—ходовое колесо; *10*—регулятор-баланс.

ланс *10*. Особенности этого механизма состоят в том, что для сбрасывания взрывателя главная ось поворачивается на угол меньше 360°. Схема сцепления колес и трибов представится в таком виде:

кремальера 4—6 триб центрального колеса

центральное колесо 13—6 триб 1-го промежуточного колеса

1-е промежуточное колесо 13—6 триб 2-го промежуточного колеса

2-е промежуточное колесо 13—6 триб ходового колеса

13 ходовое колесо

Передаточное число счетчика колебаний

$$i_{сч}=\frac{z_1z_2z_3}{z_1'z_2'z_3'}=\frac{13\cdot13\cdot13}{6\cdot6\cdot6}=\frac{2\,197}{216}=10{,}1712;$$

$$i_{сч}=\frac{n_x}{2z_y}=\frac{n_x}{2\cdot13}=10{,}1712,$$

откуда число колебаний якоря за один оборот центрального колеса:

$$n_x=2\cdot13\cdot10{,}1712=264{,}45 \text{ колебания.}$$

Так как при работе взрывателя используется только часть оборота центрального колеса, то продолжительность работы часового механизма определится следующим образом.

Кремальера перемещается во время работы часового механизма на $l=4$ *мм*; центральное колесо за это время повернется на угол α, который определится из соотношения:

$$\alpha r_{ц.к}=tz,$$

где $r_{ц.к}$ — радиус триба центрального колеса по начальной окружности;

t — шаг зубьев кремальеры и триба центрального колеса;

z — число зубьев кремальеры, участвующих в зацеплении на пути l;

$$z=\frac{l}{t}=\frac{4{,}0}{1{,}19}=3{,}36;$$

$$\alpha=\frac{tz}{r}=\frac{lt}{rt}=\frac{l}{r}=\frac{4{,}0}{1{,}14}=3{,}5 \text{ рад.},$$

$$\alpha=200°.$$

Далее будет установлено, что период колебания $T=0{,}001$ сек.; следовательно, продолжительность одного колебания

$$\frac{T}{2}=\frac{0{,}001}{2}=0{,}0005 \text{ сек.}$$

Время одного оборота центрального колеса

$$t_{ц.к}=0{,}0005\cdot264{,}45=0{,}13223 \text{ сек.}$$

Фактическое время работы часового механизма при повороте центрального колеса на угол α будет:

$$\left.\begin{matrix}360°-0{,}132\\200°-\;x\end{matrix}\right| \quad x=\frac{0{,}132\cdot200}{360}=0{,}073 \text{ сек.}$$

Взрыватель применим для калибров 75—100 *мм*. За время 0,073 сек. участок траектории до взведения будет 50—100 *м*.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ В МЕХАНИЧЕСКИХ ТРУБКАХ

Работа передач и их изготовление

Назначение зубчатых передач—передача вращения между осями при сохранении постоянства отношения угловых скоростей ведущей и ведомой осей.

Если вращение передается между параллельными осями,— в трубке Тиль-Круппа и Юнганса, то применяются цилиндрические зубчатые колеса; если ось одного из зубчатых колес отнесена в бесконечность, то это колесо обращается в зубчатую рейку или кремальеру, как в трубке Варо и во взрывателе Таваро. При непараллельных, но пересекающихся осях применяются конические зубчатые колеса. Примером конических колес может служить конструктивное оформление кинематической связи между волоском и балансом в 40-секундной трубке Варо.

Решающим фактором в отношении применения зубчатых колес в трубках являются передаточные числа. Нередко можно встретить передаточные числа при одной паре колес 10 : 1 и, как правило, 8 : 1 и 6 : 1, тогда как в винторезных станках верхним значением обыкновенно является передача 6,5 : 1 и числа зубьев шестерен берутся от 130 до 20.

Числа зубьев зубчатых колес, применяемых в известных нам трубках, колеблются от 75 до 6. Колеса с числом зубьев от 6 до 20 (трибы) делаются обычно из стали.

Колеса изготовляются чаще из латуни и бронзы; во взрывателе Таваро колеса стальные.

Если в обыкновенных часовых механизмах производится расчет на прочность зубьев только барабанного колеса, на ось которого непосредственно действует двигатель — пружинный завод, то в трубках дело обстоит иначе: на прочность проверяются зубья центрального и промежуточных колес. В большинстве случаев минимальные размеры зубьев, требуемые габаритами трубки, обеспечивают достаточную их прочность. Зато цапфы осей приходится проверять на изгиб, так как на них действует центробежная сила, которая часто превышает усилие, передаваемое двигателем-пружиной.

У колес трубок необходимо проверять надежность посадки колеса на триб, так как под действием сил инерции от линейных сил ускорения снаряда при выстреле колесо может сорваться с триба.

Кроме того, под действием тех же сил инерции могут образоваться вмятины под трибом на планках. Следовательно, приходится проверять и планки на смятие.

Размеры выбранных колес оказывают рашающее значение на габариты трубки, между тем в большинстве случаев технические условия на размеры трубок бывают очень жесткими. Это требование вызывает необходимость пользоваться большим набором модулей, выходящим за пределы нормального ОСТ 1597.

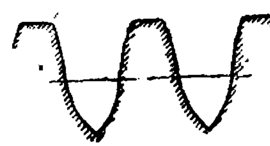
В качестве примера ниже приведена серия модулей, принятых на часовом заводе им. Кирова (Москва).

Работа зубчатого зацепления может быть нарушена вследствие недостаточной гладкости поверхности зубьев, неправильности профиля, попадания грязи и пыли между зубьями, загустения смазки, что увеличивает потери на трение между зубьями колес.

Сравнение эвольвентного и циклоидального зацеплений

Сказанное требует особо тщательной работы со стороны конструктора при проектировании зубчатого зацепления, применяемого в трубках. Колеса проектируют с высокими зубьями, большими боковыми и радиальными зазорами.

Перед конструктором в связи с этим возникает вопрос, какое же зацепление более приемлемо для часовых механизмов — эвольвентное или циклоидальное. В машиностроении в настоящее время применяют почти исключительно эвольвентное зацепление. В часовых механизмах применяют почти исключительно циклоидальное зацепление, несколько искаженное и названное проф. Шишеловым «часовым зацеплением».



Фиг. 43. Профиль зубьев червячной фрезы для нарезания промежуточного колеса часового механизма.

Как и эвольвентный, циклоидальный профиль (и часовой) могут нарезаться методом обкатки. В часовой промышленности этот метод имеет распространение. Швейцарские фирмы (Лямберт, Микрон) выпускают обкаточные зуборезные станки для часового производства. Выпускаются также соответствующие фрезы для часового профиля.

На фиг. 43 показан профиль зуба червячной фрезы для нарезания промежуточного колеса часового механизма. При малых модулях, когда шлифовка профиля червячной фрезы затруднена, качество эвольвентного обкатанного зуба окажется не намного лучше циклоидального. Нормализация для применения сменных колес и сведения к минимуму номенклатуры режущего инструмента очень желательна.

При часовом и циклоидальном профиле возможна некоторая нормализация и при небольшом ряде чисел зубьев и модулей, встречающихся в часовых механизмах.

Сомнительно, чтобы и при эвольвентном профиле для часовых механизмов для каждого модуля удалось бы ограничиться одним типом фрезы.

При эвольвентном профиле недопустимы погрешности в расстояниях между осями, так как раздвиг осей будет вызывать уменьшение коэфициента перекрытия, который при больших передаточных числах ангренажа часового механизма и малых числах зубьев трибов для эвольвентного зацепления не будет превышать единицы.

При циклоидальном профиле можно достигнуть усиления зуба округлением впадин, что на практике часто применяется. Так как нагрузка на зубья невелика, то поломок во время эксплоатации не будет; наибольшую нагрузку зуб испытывает при его изготовлении.

Основные преимущества эвольвентного зацепления:

1) простота конфигурации режущего обкатного инструмента;

2) малая чувствительность к изменению расстояния между осями.

К отрицательным сторонам эвольвентного зацепления относятся следующие:

1. Трибы с малым числом зубьев при изготовлении методом обкатки окажутся подрезанными. Подрезка создает расширенную впадину, которую не удается отполировать как следует, что ведет при эксплоатации к коррозии.

2. При полировке трибов полировальные круги с неодинаковой силой воздействуют на разные участки профиля зуба; при циклоидальном — на вершину зуба, что не так вредно, потому что вершина зуба работает в зацеплении; при эвольвентном — на середину профиля, т. е. на наиболее важную для работы зацепления часть.

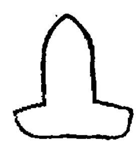
а б в

Фиг. 44. Соприкасающиеся профили в зубчатых зацеплениях при различных формах зубьев.

3. По Шибелю, эвольвентное зацепление используется в машиностроении для уменьшения числа оборотов. В часовом механизме, где колесо ведет триб, имеет место увеличение числа оборотов при трибе в 6—10 зубьев и при колесе, имеющем часто в 10 раз большее число зубьев.

При эвольвентном зацеплении для такой передачи большая часть линии зацепления будет лежать до линии центров, где трение толкающее или входящее. Целесообразно иметь профиль, при котором большая часть линии зацепления располагается за линией центров, где трение — сопутствующее или выходящее.

Циклоидальный профиль дает благоприятное расположение линии зацепления по отношению к линии центров. Угол входа меньше у циклоидального зацепления; эвольвентный профиль не годится для ускоренной передачи.



Фиг. 45. Профиль зуба одного из колес механизма трубки Юнганса.

4. Коэфициент перекрытия больше у циклоидального, что улучшает плавность зацепления.

5. Циклоидальный профиль изнашивается равномернее и меньше эвольвентного: поверхность касания профилей в циклоидальном зацеплении больше, чем в эвольвентном.

При эвольвентном зацеплении (фиг. 44, *а*) касаются выпуклые профили, при циклоидальном (фиг. 44, *б*) — выпуклый с вогнутым, а при часовом (фиг. 44, *в*) — выпуклый профиль с прямым. При износе эвольвентный зуб по форме приближается к циклоидальному.

Зубчатое зацепление колес часового механизма трубки мало отличается про профилю от зубчатого зацепления колес обычного часового механизма, поэтому к разрешению вопроса о профиле зуба колеса и триба в часовом механизме трубки можно подойти, пользуясь всеми законами циклоидального или часового зацепления, которые (законы) рассмотрены в трудах проф. Шишелова и Дроздова.

На фиг. 45 показан зуб одного из колес часового механизма трубки Юнганс. Профиль зуба получен на компараторе и представляет типичный зуб колеса часового механизма.

Часовое зацепление

Часовое зацепление представляет частный случай циклоидального зацепления.

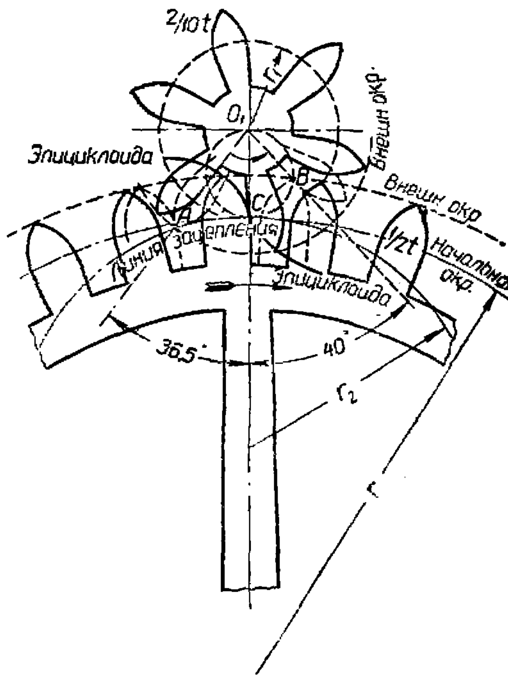
На фиг. 46 показано колесо с 30 зубьями, ведущее триб с 6 зубьями. Ножки зубьев колеса и триба ограничены прямыми линиями, направленными радиально.

Это — частный случай гипоциклоиды, когда радиусы вспомогательных окружностей соответственно равны половине радиуса r_1 и r начальных окружностей.

Зубья колеса и триба острые и профили головок зубьев представляют собой эпициклоиды.

Продолжительность зацепления, т. е. отношение длины линии зацепления ACB к шагу, должно быть больше единицы, для того чтобы зацепление было непрерывным.

В случае, показанном на фиг. 46, продолжительность зацепления $\varepsilon = 1{,}42$, что для триба с малым числом зубьев может считаться удовлетворительным.



Фиг. 46. Колесо с 30 зубьями в сцеплении с трибом с шестью зубьями (часовое зацепление).

Как было указано, профиль зуба при циклоидальном зацеплении образуется эпициклоидой и гипоциклоидой. Эпициклоида получается перекатыванием без скольжения вспомогательной окружности по начальной; гипоциклоида получается перекатыванием вспомогательной окружности внутри начальной окружности.

Из фиг. 46 видно, что профили головок колеса и триба образованы перекатыванием вспомогательных окружностей по начальным окружностям колеса и триба снаружи (эпициклоиды), а профили ножек колеса и триба образованы перекатыванием тех же вспомогательных окружностей по начальным окружностям внутри (гипоциклоиды).

Толщина зуба колеса обычно берется равной 0,5 шага зацепления по начальной окружности.

Чтобы обеспечить необходимый зазор между зубьями, толщина зуба триба берется равной 0,4 шага; таким образом, зазор будет 0,1 t, где t — шаг колеса и триба.

Модуль зацепления и расстояние между центрами колес

Диаметр начальной окружности D_0 связан с числом зубьев следующим равенством:

$$\pi D_0 = zt,$$

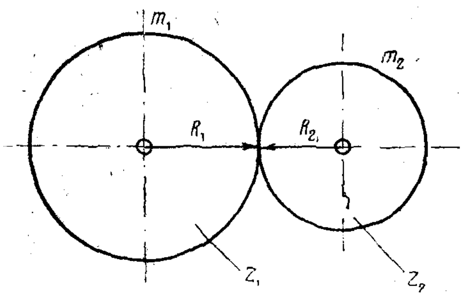
откуда

$$D_0 = \frac{t}{\pi} z.$$

Частное $\frac{t}{\pi}$ называется модулем зацепления. Если заменить $\frac{t}{\pi} = m$, где m — модуль, то получим:

$$D_0 = zm;$$

$$m = \frac{D_0}{z}.$$



Фиг. 47. Определение модуля по расстоянию между центрами колеса и триба.

Модуль указывает, сколько миллиметров диаметра приходится на один зуб зубчатого колеса, и дается в миллиметрах.

Шаг t связан с модулем отношением

$$t = \pi m.$$

Очень часто приходится по расстоянию между центрами колес и триба определять модуль (фиг. 47):

$$m = \frac{2R_1}{z_1} = \frac{2R_2}{z_2} = \frac{2R_1 + 2R_2}{z_1 + z_2} = \frac{2(R_1 + R_2)}{z_1 + z_2};$$

$$m = \frac{C}{\frac{1}{2}(z_1 + z_2)},$$

где R_1 и R_2 — радиусы начальных окружностей колес;
z_1 и z_2 — числа зубьев колес;
C — расстояние между центрами.

Из нормали модулей часового завода им. Кирова видно, что для часовых механизмов рекомендуется брать модули от 0,08 до 0,5 *мм*.

НКТП 1-й ГЧЗ им. С. М. Кирова	НОРМАЛЬНЫЕ МОДУЛИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ И РЯДЫ КОЛИЧЕСТВА ЗУБЬЕВ ЧАСОВЫХ КОЛЕС И ТРИБОВ	Н-210
Бюро стандартизации	Справочный материал	Конструк.

Ряд модулей

Модуль	Шаг	Модуль	Шаг
0,080	0,2513	0,195	0,6126
0,085	0,2670	0,20	0,6283
0,090	0,2827	0,21	0,6597
0,095	0,2984	0,22	0,6911
0,100	0,3142	0,23	0,7226
0,105	0,3299	0,24	0,7540
0,110	0,3455	0,25	0,7854
0,115	0,3613	0,26	0,8168
0,120	0,3770	0,27	0,8482
0,125	0,3927	0,28	0,8796
0,130	0,4084	0,29	0,9111
0,135	0,4241	0,30	0,9425
0,140	0,4398	0,32	1,0053
0,145	0,4555	0,34	1,0681
0,150	0,4712	0,36	1,1310
0,155	0,4869	0,38	1,1938
0,160	0,5026	0,40	1,2566
0,165	0,5184	0,42	1,3195
0,170	0,5341	0,44	1,3823
0,175	0,5498	0,46	1,4451
0,180	0,5655	0,48	1,5080
0,185	0,5812	0,50	1,5708
0,190	0,5969	—	—

Ряд количества зубьев колес

14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	46	48
50	54	56	58	60	64	68	70	72	74	80	84	88	90	96	100	

Ряд количества зубьев трибов

6	7	8	9	10	11	12	14	16	18

Примечание. Модули, а также количества зубьев как для колес, так и для трибов применять только указанные настоящей нормалью, за исключением колес и минутных трибов стрелочного механизма.

РАЗМЕРЫ И ФОРМА ЭЛЕМЕНТОВ КОЛЕС И ТРИБОВ В ЧАСОВЫХ МЕХАНИЗМАХ

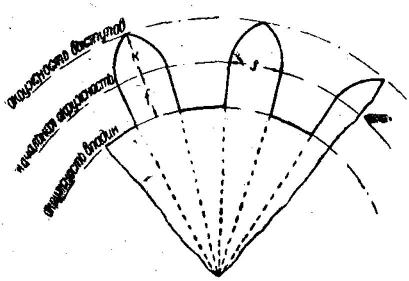
Размеры элементов колес и трибов

Долгое время для определения размеров элементов колес и трибов пользовались данными, опубликованными в книге Зандера. Таблица, предложенная Зандером, имела следующий вид:

Для колес	Для трибов
$k=0{,}5\,t$	$k'=0{,}4\,t$
$f=0{,}5\,t$	$f'=0{,}6\,t$
$s=0{,}5\,t$	$s'=0{,}4\,t$
$h=t$	$h'=t$

где k и k' — высоты головок зубьев колеса и триба (фиг. 48);
f и f' — высота ножек зубьев колеса и триба;
s и s' — толщина зубьев колеса и триба;
h и h' — полная высота зуба колеса и триба.

С развитием часовой промышленности выявилась необходимость в более строго обоснованных данных. На заводах стали пользоваться таблицами Перрену и Бернера. Эти таблицы нашли свое отражение и в нашей литературе.



Фиг. 48. Элементы зубчатых колес.

Ниже приведены табл. 10 по Перрену и табл. 11 по Бернеру для определения размеров двойных высот $2k$ головок колес. Прибавив значение $2\,k$ к начальному диаметру D_0, получаем диаметр выступов $D_в$ колеса:

$$D_в = D_0 + 2k.$$

Пользование таблицами крайне просто. Например, пусть требуется определить диаметр выступов колес с $z=48$ при модуле $m=0{,}22$ *мм*, причем колесо входит в зацепление с трибкой, имеющей $z'=8$. При передаточном числе $48:8=6$ по таблице Бернера находим пересечение вертикального столбца 6 с горизонтальной строчкой 8, получаем $m(z+3{,}07)$.

Диаметр выступов колеса

$$D_в = m(z+3{,}07) = 0{,}22\,(48+3{,}07) = 0{,}22\cdot 51{,}07 = 11{,}235\ мм;$$

Двойной выступ зубьев $2k=m\cdot 3{,}07$. Число 3,07 называется табличным числом

$$D_0 = mz.$$

Аналогично можно определить размеры колеса по табл. 10 Перрену, по которой получается только значение $2\,k$, которое добавляется затем к D_0 для определения $D_в$.

Решая тот же пример по таблице Перрену, имеем:

$$2k = m \cdot 3,06 = 0,22 \cdot 3,06 = 0,67 \text{ мм}.$$

Диаметр выступов

$$D_e = D_0 + 2k = 0,22 \cdot 48 + 0,67 = 11,23 \text{ мм}.$$

В таблице Перрену табличные числа указаны в пределах от 2 до 3, от 3 до 5, от 5 до 7 и т.д.

В последнее время опубликованы нормали швейцарской часовой промышленности, которые нашли применение при проектировании колес в часовом производстве.

В табл. 12 даны нормали для циклоидальных ведущих колес с коррегированным зубом; в них табличное число обозначено буквой / ....чный фактор).

Теоретическую форму зуба практически очень трудно,выдержать. для удобства изготовления циклоидальные профили заменены, как видно из табл. 12, дугами кругов, радиусы которых

$$\rho = 0,7\, mf,$$

Высота головки зуба получается меньше теоретической:

$$2k = f_c m,$$

$f_c = 0,95f$ (берется по таблице).

Таблица *10*.

Расчет колес часов для модуля $m = 1$ по Перрену

Передаточное число от колеса к трибу					Высота зуба рейки	Число зубьев трибов
—3	3—5	5—7	7—20	20 и более		
,62	2,68	2,74	2,80	2,82	1,43	6
,76	2,84	2,92	2,98	3,02	1,52	7
,90	2,98	3,06	3,12	3,18	1,62	8
,16	3,24	3,32	3,40	3,44	1,76	10
,38	3,48	3,56	3,64	3,72	1,89	12
,58	3,68	3,80	3,86	—	—	14

Таблица 11

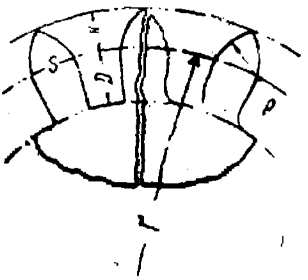
Основные размеры элементов зубчатых колес по Бернеру

[illegible]сло [illegible]ьев [illegible]бов	Передаточные числа $z' : z$				
	1 : 5	1 : 6	1 : 7	1 : 8	1 : 10
6	$m\,(z + 2,72)$	$m\,(z + 2,74)$	$m\,(z + 2,75)$	$m\,(z + 2,75)$	$m\,(z + 2,78)$
7	$m\,(z + 2,89)$	$m\,(z + 2,91)$	$m\,(z + 2,93)$	$m\,(z + 2,94)$	$m\,(z + 2,96)$
8	$m\,(z + 3,04)$	$m\,(z + 3,07)$	$m\,(z + 3,09)$	$m\,(z + 3,11)$	$m\,(z + 3,12)$
9	$m\,(z + 3,19)$	$m\,(z + 3,21)$	$m\,(z + 3,23)$	$m\,(z + 3,24)$	$m\,(z + 3,27)$
10	$m\,(z + 3,31)$	$m\,(z + 3,34)$	$m\,(z + 3,36)$	$m\,(z + 3,38)$	$m\,(z + 3,40)$
12	$m\,(z + 3,54)$	$m\,(z + 3,58)$	$m\,(z + 3,60)$	$m\,(z + 3,62)$	$m\,(z + 3,65)$
14	$m\,(z + 3,68)$	$m\,(z + 3,73)$	$m\,(z + 3,80)$	$m\,(z + 3,82)$	$m\,(z + 3,86)$

Таблица 12

Нормы швейцарской часовой промышленности

Эпициклоидальные ведущие колеса с коррегированной формой зуба



Радиус перекатываемой окружности 0,5 R

Ширина зубьев $S = 0{,}5t = 1{,}57m$

Теоретическая высота двух головок $2k = fm$, где f — по таблице

Двойные коррегированные выступы $2k = f_c m$, где $f_c = 0{,}95f$

Радиус кривизны $\rho = m \cdot 0{,}7f$

Модули (в *мм*) $m = 0{,}08 \div 0{,}50$

z/z	Отношение 5			Отношение 6			Отношение 7			Отношение 8			Отношение 9		
	f	f_c	ρ	f	f_c	ρ	f	f_c	ρ	f	f_c	ρ	f	f_c	ρ
6	2,72	2,58	1,90	2,74	2,60	1,92	2,75	2,61	1,92	2,76	2,62	1,93	2,77	2,63	1,94
7	2,87	2,73	2,01	2,89	2,74	2,02	2,80	2,75	2,03	2,91	2,76	2,04	2,82	2,77	2,04
8	3,01	2,86	2,11	3,03	2,84	2,12	3,05	2,90	2,13	3,06	2,91	2,14	3,09	2,93	2,16
9	3,16	3,00	2,21	3,17	3,01	2,22	3,19	3,03	2,23	3,21	3,05	2,25	3,24	3,08	2,27
10	3,29	3,12	2,30	3,31	3,14	2,32	3,34	3,17	2,34	3,36	3,19	2,35	3,40	3,23	2,38
12	3,54	3,36	2,48	3,57	3,39	2,50	3,60	3,42	2,52	3,63	3,45	2,54	3,67	3,49	2,57
14	3,76	3,57	2,63	3,79	3,60	2,65	3,83	3,64	2,68	3,86	3,67	2,69	3,90	3,70	2,73
15	3,85	3,66	2,69	3,89	3,69	2,72	3,92	3,72	2,74	3,95	3,75	2,76	4,00	3,80	2,80
16	3,93	3,73	2,75	3,97	3,77	2,78	4,01	3,81	2,81	4,04	3,84	2,83	4,10	3,89	2,87

Форма зубьев трибов часового зацепления

Чтобы уменьшить износ зубьев колеса и трение между зубьями колеса и триба, головка зуба триба несколько скругляется.

Скругление головки зуба триба возможно потому, что в часовом механизме большей частью ведущим является колесо, а ведомым — триб; кроме того, угол поворота триба от начала зацепления какого-либо зуба до линии центров всегда меньше такого же угла после линии центров, в особенности для трибов с числом зубьев 10 и более. Для устранения вредных последствий трения идут на уменьшение продолжительности зацепления колеса и триба до линии центров. Это получается в том случае, если головку зуба триба несколько скруглить и не делать ее столь острой, как этого требует теоретическая циклоидальная форма.

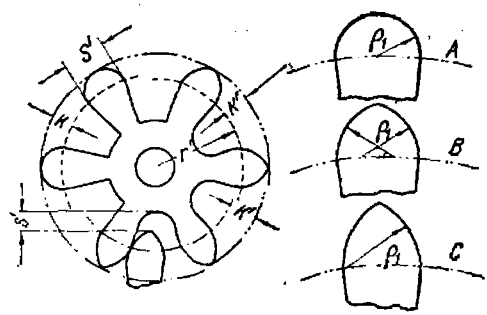
Вопрос о форме зуба триба разберем, основываясь также на последних данных швейцарских норм, принятых на заводах. Ножка триба ограничена двумя прямыми боковыми сторонами, а головка может иметь одну из указанных в табл. 13 форм.

П е р в ы й   т и п (форма А)—полукруглый зуб, ограничен дугой окружности, описанной радиусом, равным половине толщины зуба. центр которой лежит на начальной окружности. Эта форма устарела и в настоящее время применяется крайне редко вследствие того, что при изготовлении трибов модульной дисковой фрезой трудно выдержать совершенно гладкую головку.

Таблица 13

Нормы швейцарской часовой промышленности

Ведомые трибы с коррегированной формой зуба



Наименование	Величины	
Число зубьев z	6—10	11 и выше
Радиус перекатываемой окружности r	$\frac{1}{2}r'$	
Ширина зуба S'	$\frac{1}{3}t = 1{,}05m$	$\frac{2}{5}t = 1{,}25m$
Зазор между зубьями	$\frac{1}{6}t = 0{,}52m$	$\frac{1}{10}t = 0{,}31m$
Радиальный зазор S'	$0{,}40m$	
Модуль m	$0{,}08 \div 0{,}50$	

Профили	Величины двойных выступов $2k'$		Величины радиуса закругления	
	6—10	11 и выше	6—10	11 и выше
Профиль A, полузакругленный	$1{,}050m$	$1{,}250m$	$0{,}525m$	$0{,}625m$
Профиль B, полуострый нормализованный	$1{,}340m$	$1{,}610m$	$0{,}700m$	$0{,}830m$
Профиль C, острый нормализованный	$1{,}710m$	$2{,}100m$	$1{,}050m$	$1{,}250m$

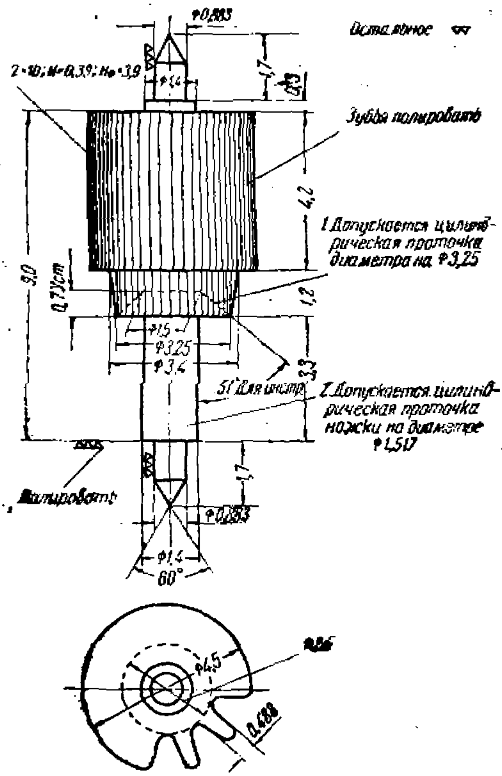
По табл. 13 величина двойной головки при форме А равна

$$2k' = 1{,}05m$$

для числа зубьев триба от 6 до 10 и

$$2k' = 1{,}25m$$

для числа зубьев от 11 и более.



Фиг. 49. Триб трубки Тиль-Круппа.

Из той же таблицы видно, что радиус дуги профиля А равен

$$\rho = 0{,}525m$$

для триба с числом зубьев от 6 до 10 и

$$\rho = 0{,}625m$$

для трибов с числом зубьев от 11 и выше.

Второй тип (форма В) — так называемый полуострый зуб, ограничен двумя пересекающимися *дугами, центры которых* лежат на начальной окружности и радиус которых равен $^2/_3$ толщины зуба. Эта форма головки имеет наибольшее распространение, так как обладает большим удобством в отношении построения и изготовления.

В этом случае для триба с числом зубьев от 6 до 10

$$2k' = 1{,}34\ m; \quad \rho = 0{,}7m$$

и для триба с числом зубьев от 11 и выше

$$2k' = 1{,}61\ m; \quad \rho = 0{,}83\ m.$$

Третий тип (форма С) — острая головка, находит применение в трибах с малым числом зубьев для увеличения продолжительности зацепления.

В этом случае для трибов с числом зубьев от 6 до 10

$$2k = 1{,}71m;$$

$$\rho = 1{,}05m$$

и для трибов с числом зубьев от 11 и выше

$$2k' = 2{,}1m;$$

$$\rho = 1{,}25m.$$

Из этой же таблицы видно, что толщина зуба для трибов с числом зубьев от 6 до 10

$$S' = \frac{1}{3}\ t = 1{,}05m$$

для трибов с числом зубьев от 10 и выше

$$S' = \frac{2}{5} t = 1,25m.$$

Боковой зазор между зубьями для трибов с числом зубьев от 6 до 10

$$\frac{1}{6} t = 0,52m;$$

для трибов с числом зубьев от 10 и выше

$$\frac{1}{10} t = 0,31m.$$

Чтобы вершина зуба колеса не задевала за дно впадины между зубьями другого колеса, радиальный зазор для всех трибов берется

$$s = 0,4m.$$

Пример. Определить размеры триба, если $z' = 8$ и $m = 0,22$ *мм*; профиль головки берем *B*—полуострый.

$$D'_0 = mz' = 0,22 \cdot 8 = 1,76 \text{ мм};$$
$$2k' = 1,34m = 1,34 \cdot 0,22 = 0,294 \text{ мм};$$
$$D'_в = D'_0 + 2k' = 1,76 + 0,294 = 2,054 \text{ мм};$$
$$S' = 1,05m = 1,05 \cdot 0,22 = 0,231 \text{ мм}.$$

На фиг. 49 показан триб трубки Тиль-Круппа и некоторые особенности его конструктивного оформления.

Колеса, вращающиеся в обе стороны

Когда требуется передача движения от колеса к трибу и наоборот, применение часового зацепления в чистом виде не может считаться рациональным. В качестве примера, когда триб ведет колесо, может служить установочный механизм трубки Варо.

Эпициклоидальные профили головок колеса и триба заменены для удобства изготовления дугами, радиус которых один и тот же для всех колес:

$$\rho = 0,8mf,$$

где m — модуль;

f — табличный фактор, значения которого приведены в табл. 14.

Ножки колес имеют прямые боковые стороны.

Из табл. 14 видно, что толщина зуба как для колеса, так и для триба берется

$$S = S' = 1,41m;$$

зазор между зубьями

$$\frac{1}{10} t = 0,31m.$$

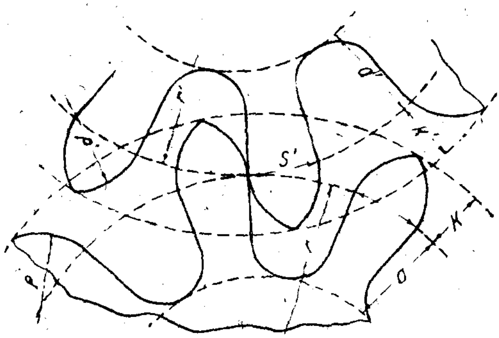
Пример. Определить размеры колеса и триба, вращающихся в обе стороны, если расстояние между центрами $C = 8,84$ *мм*; $z = 60$; $z' = 8$.

Находим модуль:

$$m = \frac{C}{\frac{1}{2}(z + z')} = \frac{8,84}{\frac{1}{2}(60 + 8)} = 0,26 \text{ мм}.$$

Нормы швейцарской часовой промышленности

Эпициклоидальные корригированные (вращающиеся в обе стороны) колеса



Обозначения и величины

1	Модуль	$m = 0{,}08 \div 0{,}50$
2	Высота ножки зуба	$a = a' = 1{,}75$
3	Ширина зуба . .	$s = s' = 1{,}41$
4	Шаг	t
5	Двойные выступы	$2k = 2k' = fm$
6	Радиусы кривизны	$\rho = \rho' = 0{,}8fm$
7	Радиальный зазор	$S' = f - k'$
8	Зазор между зубьями . . .	$0{,}1t = 0{,}31m$
9	Диаметр перекатываемой окружности . .	mz

Число зубьев $z = z'$	$f = \frac{zk}{m} = \frac{zk'}{m}$	$0{,}8f = \frac{\rho}{m} = \frac{\rho'}{m}$
8	2,32	1,85
9	2,34	1,87
10—11	2,38	1,90
12—13	2,40	1,92
14—16	2,44	1,95
17—20	2,48	1,98
21—25	2,52	2,01
26—34	2,54	2,03
35—54	2,58	2,06
65—134	2,62	2,09
135 —∞	2,64	2,11

Для колеса

$$D_в = D_0 + 2k = mz + 2{,}62m = m(z + 2{,}62) = $$
$$= 0{,}26\,(60 + 2{,}62) = 0{,}26 \cdot 62{,}62 = 16{,}281 \text{ мм};$$

для триба

$$D'_в = D'_0 + 2k' = mz' + 2{,}32m = m(z' + 2{,}32) =$$
$$= 0{,}26\,(8 + 2{,}32) = 0{,}26 \cdot 10{,}32 = 2{,}683 \text{ мм}.$$

Толщина зуба

$$S = S':$$
$$S = 1{,}41m = 1{,}41 \cdot 0{,}26 = 0{,}367 \text{ мм}.$$

Шаг зацепления

$$t = \pi m = 3{,}14 \cdot 0{,}26 = 0{,}816 \text{ мм}.$$

Толщина фрезы

$$0{,}816 - 0{,}367 = 0{,}449 \text{ мм}.$$

Ознакомившись с нормами для расчета элементов зубчатых колес и трибов часовых механизмов, определим возможность использования их для расчета колес и трибов часовых механизмов трубок.

На фиг. 45 показан профиль зуба колеса трубки Юнганса, который представляет обычный зуб колеса часового механизма. Зубья остальных колес трубки идентичны с показанными на фиг. 45. Поэтому вполне возможно вести расчет зубьев колес и трибов механических трубок в соответствии с приведенными выше нормами.

Профиль и размеры колес трубки Тиль-Круппа несколько отличаются от обычно принятых норм; размеры и профили трибов трубки Тиль-Круппа совпадают с приведенными теоретическими данными.

Ниже даны сводные таблицы элементов колес и трибов часовых механизмов трубок Юнганса, Варо, Тиль-Круппа и т. д. (табл. 15—17).

Таблица 15

Соотношения между элементами зубьев колес и трибов взрывателя Таваро

Наименование деталей	Расстояние между центрами	Модуль	Начальный диаметр	Диаметр цапф	Расстояние от оси вращения	Вес в г	Число зубьев	Материал
Кремальера	3,4	0,38	—			1,26	4	Латунь
Триб центрального колеса		0,38	2,28	0,76	3,96	0,28	6	Сталь
Центральное колесо	3,6	0,38	4,94				13	»
Триб 1-го промежуточного колеса		0,38	2,28	0,64	3,96	0,15	6	»
1-е промежуточное колесо	3,6	0,38	4,94				13	»
Триб 2-го промежуточного колеса		0,38	2,28	0,64	3,96	0,15	6	»
2-е промежуточное колесо	3,6	0,38	4,94				13	»
Триб ходового колеса		0,38	2,28	0,64	3,94	0,2	6	»
Ходовое колесо	4,2	—	—				13	»
Анкер-баланс		—	—	—	—	0,23	—	»

Таблица 16

Размеры колес и трибов узла счетчика колебаний трубки Варо (40-секундной)

Наименование	Число зубьев	Модуль	Теоретическая высота зуба	Диаметр начальной окружности	Фактически	
					высота зуб	наружный диаметр
Центральное колесо	40	0,5	1,59	20,00	1,2	18,70
Триб промежуточного колеса	8	0,5	1,59	4,00	1,2	4,99
Промежуточное колесо	24	0,4	1,27	9,60	0,95	10,38
Триб конического колеса	8	0,4	1,27	3,20	0,95	3,98
Коническое колесо	27	—	—	—	0,7	8,05
Триб ходового колеса	9	—	—	—	0,7	3,0

Таблица 17

Соотношения между элементами зубьев колес и трибов трубки Юнганса

Наименование деталей	Число зубьев	Расстояние между центрами колес	Модуль	Шаг	Диаметры			Высота			Толщина зуба	Ширина зуба	Диаметр цапфы	Расстояние от оси спирали	Вес г	Материал
					выступов	начальный	впадин	зуба	головки	ножки						
Центробежный сектор	3/60	23,1	0,7	2,198	43,69	42,0	40,31	1,69	0,845	0,845	1,1	2	3,0	15,5	8,55	Сталь
Триб передаточного колеса	6				5,48	4,2	2,28	1,60	0,64	0,96	0,88	3,4	1,6	8,3	0,6	»
Передаточное колесо	17	8,05	0,7	2,198	13,59	11,9	10,21	1,69	0,845	0,845	1,1	1,5			0,6	Латунь
Триб главного колеса	6				5,48	4,2	2,28	1,6	0,64	0,96	0,88	3,3	1,0	0,0	0,97	Сталь
Главное колесо	21	8,25	0,5	1,57	11,72	10,5	9,23	1,27	0,635	0,635	0,79	1,5			0,83	Латунь
Триб 1-го промежуточного колеса	12				7,0	6,0	4,52	1,25	0,6	0,76	0,63	2,2	1,[illegible]	8,25	0,03	Сталь
1-е промежуточное колесо	27	7,2	0,4	1,256	11,76	10,8	9,84	0,90	0,48	0,48	0,63	0,8			1,06	Латунь
Триб 2-го промежуточного колеса	9				3,96	3,2	2,06	0,95	0,38	0,57	0,5	1,7	[illegible]	8,0	0,12	Сталь
2-е промежуточное колесо	27	5,4	0,3	0,942	8,82	8,1	7,38	0,72	0,36	0,36	0,46	0,6			0,25	Латунь
Триб 3-го промежуточного колеса	9				3,28	2,7	1,84	0,7	0,288	0,432	0,36	1,7	0,[illegible]	10,0	0,1	Сталь
3-е промежуточное колесо	30	4,75	0,25	0,785	8,10	7,5	6,9	0,6	0,3	0,3	0,39	0,6			0,22	Латунь
Триб 4-го промежуточного колеса	8				2,44	2,0	1,44	0,55	0,22	0,33	0,31	2,5	0,5	8,0	0,06	Сталь
4-е промежуточное колесо	28	4,5	0,25	0,785	7,6	7,0	6,4	0,6	0,3	0,3	0,39	0,5			0,8	Латунь
Триб ходового колеса	8				2,44	2,0	1,34	0,55	0,22	0,33	0,31	2,0	0,1	5,5	0,07	Сталь
Ходовое колесо	22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,3			—	Латунь

Соотношение между элементами зубьев колес и трибов в трубке Тиль-Круппа

Размеры и форма трибов, как показали результаты анализа, близко подходят к профилям и размерам, применяемым в часовых механизмах, что также видно из табл. 18.

Таблица 18

		Высота головки *h*	Толщина зуба	Радиус закругления профиля	Ширина впадины	Диаметры: начальной окружности	Диаметры: выступов	Диаметры: впадин
Триб 1-го промежуточного колеса: $m=0,39$ *мм*; $z'=10$	Теоретические размеры	0,312	0,48[illegible]	0,325	0,73	3,9	4,52	2,53
	Действительные размеры	0,30	0,458	0,325	0,73	—	4,50	2,50
Триб 2-го промежуточного колеса: $m=0,24$ *мм*; $z'=10$	Теоретические размеры	0,191	0,301	0,2	0,45	2,4	2,782	1,56
	Действительные размеры	0,19	0,30[illegible]	0,2	0,449	—	2,78	1,50
Триб часового колеса: $m=0,18$ *мм*; $z'=8$	Теоретические размеры	0,144	0,22[illegible]	0,15	0,339	1,44	1,728	0,81
	Действительные размеры	0,14[illegible]	0,229	0,151	0,33	—	1,73	0,97

На заводах внешний диаметр определяют по формуле:

$$D'_{\text{выст}} = m\,(z' + 1,5)\ \text{мм}.$$

Для колес эпициклоидальный профиль заменен дугами.

Для определения высоты головки зуба на заводах пользуются формулой $2\kappa = 2m$. При этом зуб получается пониженным. Понижение головки зуба в данном случае вызвано более сильной пружиной, которая передает крутящий момент, повышенный по сравнению с крутящим моментом пружины обычного часового механизма. Поэтому приходится зуб колеса делать более устойчивым.

Работа сопряженных профилей колеса и триба, как это видно из опытов, получается удовлетворительной.

Остальные размеры зубьев (ширина зуба, радиус закругления головки, ширина впадины) определяются из эмпирических соотношений:

$$S = 0{,}5t = 1{,}57m;$$

$$R = 1{,}57m;$$

высота зуба

$$h = 2{,}7m.$$

Боковой зазор между зубьями берется несколько больше $0{,}1\,t$.

Перейдем к рассмотрению других элементов колес часового механизма—обода, ступицы и т. п.

В разделе ходов приведена таблица Ромершауссера для определения конструктивных элементов анкерного колеса. Приводим таблицу Ромершауссера, улучшенную Эрманом, для элементов колес ангренажа (табл. 19).

Таблица 19

Для конструктивных элементов колес ангренажа (t—шаг)	Размеры частей колес	
	5 спиц	4 спицы
Высота зуба	t	t
Ширина обода	t	$1{,}25t$
Ширина спицы у обода	$0{,}9t$	$1{,}15t$
Ширина спицы у втулки	$1{,}2t$	$1{,}5t$
Ширина средней части	$1{,}2t$	$1{,}5t$

Проверка данных табл. 19 для трубки Тиль-Круппа показала, что табличные данные вполне совпадают с конструктивными размерами колес. Таблицей вполне можно пользоваться в практической работе.

Теоретическая высота головки зуба

В этом разделе излагается методика определения теоретической высоты головки зуба (табличного числа), а также методика определения радиуса кривизны для замены эпициклоиды при профилировании головки зуба соответствующей дугой окружности.

До сего времени эти два вопроса разрешаются на заводах ощупью при помощи коэфициентов таблиц, теоретическое обоснование которых неизвестно. Кроме того, подобные таблицы не могут дать решения для всех возможных случаев, которые могут встретиться в практике.

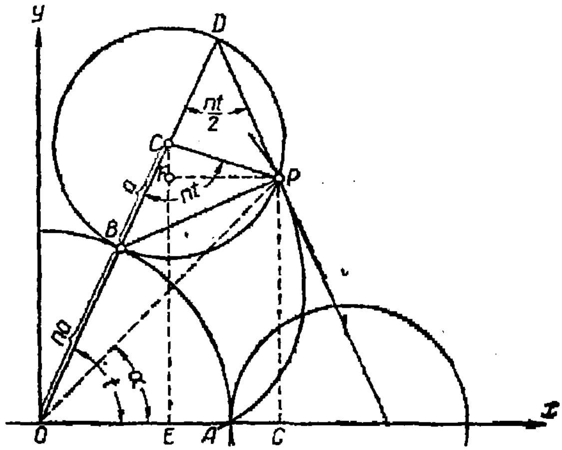
Предварительно остановимся на некоторых выводах из математики, причем они будут даны в несколько измененном, более удобном для данного случая виде.

Уравнение эпициклоиды

Пусть окружность радиуса a (фиг. 50) катится без скольжения снаружи по неподвижной окружности радиусом na. Тогда каждая точка катящейся окружности описывает эпициклоиду.

Возьмем систему координатных осей так, чтобы начало было центре неподвижного круга, и предположим, что в начале качения подвижный круг касается неподвижного в точке A на оси Ox.

Когда подвижный круг перейдет в новое положение, указанное на фигуре, точка A перейдет в точку P; геометрическое место точек P и нужно определить.



Фиг. 50. Построение эпициклоиды.

Выберем за параметр угол $t = \angle BOA$; в начале движения этот угол равен нулю.

При отсутствии скольжения дуга AB, пройденная точкой касания по неподвижной окружности, должна равняться дуге BP, пройденной точкой касания по катящейся окружности. Если выразить дугу через произведение радиуса на центральный угол, то этот результат можно записать так:

$$\smile AB = \smile BP$$

или

$$a \angle BCP = na \angle AOB = nat,$$

откуда

$$\angle BCP = nt.$$

Координаты x и y точки P выразятся через t, если рассматривать треугольники OCE и PCF следующим образом:

$$x = \overline{OG} = \overline{OE} + \overline{FP} = (a + na)\cos t + a \sin \angle FCP.$$

Но

$$\angle FCP = \angle BCP - \angle OCE.$$

В свою очередь

$$\angle OCE = \frac{\pi}{2} - t,$$

так что

$$\angle FCP = nt - \left(\frac{\pi}{2} - t\right) = nt + t - \frac{\pi}{2} = (1+n)\,t - \frac{\pi}{2}$$

и

$$\sin \angle FCP = -\sin\left[\frac{\pi}{2} - (1+n)\,t\right] = -\cos(1+n)t.$$

Окончательно

$$x = (a + na)\cos t - a\cos(1+n)\,t = a\,[(1+n)\cos t - \cos(1+n)\,t].$$

Полагая

$$n+1=m,$$

имеем:

$$x=a\{m\cos t-\cos mt\}. \quad (71)$$

Подобно этому

$$y=\overline{GP}=\overline{EF}=\overline{EC}-FC=(a+na)\sin t-a\cos\angle FCP$$

или

$$y=a(1+n)\sin t-a\cos\left[\frac{\pi}{2}-(1+n)t\right]$$

Окончательно

$$y=a[(1+n)\sin t-\sin(1+n)t],$$

или

$$y=a(m\sin t-\sin mt). \quad (72)$$

Уравнения (71) и (72) являются параметрическими уравнениями эпициклоиды.

Координаты центра кривизны и длина радиуса кривизны в любой точке эпициклоиды

Выпишем формулы для определения координат ξ и η радиуса кривизны и для определения длины ρ радиуса кривизны:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а)}\quad \xi=x-\frac{(1+y'^2)y'}{y''};\\ &\text{б)}\quad \eta=y+\frac{1+y'^2}{y''};\\ &\text{в)}\quad \rho=\pm\frac{(1+y'^2)^{3/2}}{y''}. \end{aligned}\right\} \quad (73)$$

и приступим к определению всех входящих в формулу (73) величин для эпициклоиды.

Диференцируя выражение (71), имеем:

$$dx=ma(-\sin t+\sin mt)\,dt.$$

Преобразуем это выражение. Из тригонометрии известно, что

$$\sin\alpha-\sin\beta=2\sin\frac{\alpha-\beta}{2}\cos\frac{\alpha+\beta}{2}.$$

Квадратная скобка примет вид:

$$\sin mt-\sin t=2\sin\frac{mt-t}{2}\cos\frac{mt+t}{2}=$$

$$=2\sin\frac{t(m-1)}{2}\cos\frac{t(m+1)}{2}=2\sin\frac{nt}{2}\cos\frac{lt}{2}.$$

Полагая

$$m-1=n; \qquad m+1=l,$$

имеем:

$$dx=2ma\sin\frac{nt}{2}\cos\frac{lt}{2}\,dt. \tag{74}$$

Аналогично поступим с формулой (72); диференцируя ее, получим:

$$dy=am(\cos t-\cos mt)\,dt,$$

или

$$dy=-am(\cos mt-\cos t)\,dt.$$

Так как

$$\cos\alpha-\cos\beta=-2\sin\frac{\alpha+\beta}{2}\sin\frac{\alpha-\beta}{2},$$

квадратная скобка примет вид:

$$\cos mt-\cos t=-2\sin\frac{mt+t}{2}\sin\frac{mt-t}{2}=$$

$$=-2\sin\frac{t(m+1)}{2}\sin\frac{t(m-1)}{2}=-2\sin\frac{lt}{2}\sin\frac{nt}{2}$$

Тогда

$$dy=2am\sin\frac{nt}{2}\sin\frac{lt}{2}\,dt. \tag{75}$$

Первая производная выражения (75)

$$y'=\frac{dy}{dx}=\frac{2am\sin\frac{nt}{2}\sin\frac{lt}{2}\,dt}{2am\sin\frac{nt}{2}\cos\frac{lt}{2}\,dt}=\frac{\sin\frac{lt}{2}}{\cos\frac{lt}{2}};$$

$$y'=\operatorname{tg}\frac{lt}{2}. \tag{76}$$

$$dy'=\left(\operatorname{tg}\frac{lt}{2}\right)'=\frac{1}{\cos^2\frac{lt}{2}}\cdot\frac{l}{2}\,dt.$$

Дальше находим:

$$\frac{d^2y}{dx^2}=y''=\frac{dy'}{dx'}=\frac{l}{2}\cdot\frac{1}{\cos^2\frac{lt}{2}}\cdot\frac{1}{2ma\sin\frac{nt}{2}\cos\frac{lt}{2}\,dt};$$

$$y''=\frac{l}{4ma\sin\frac{nt}{2}\cos^3\frac{lt}{2}}. \tag{77}$$

Подставив значения величин из формул (71), (76) и (77) в формулу (73), а), получим:

$$\xi = x - \frac{(1+y'^2)\,y'}{y''}\,.$$

$$\xi = x - \frac{\left(1 + \dfrac{\sin^2\frac{lt}{2}}{\cos^2\frac{nt}{2}}\right)\dfrac{\sin\frac{lt}{2}}{\cos\frac{lt}{2}}}{\dfrac{l}{4ma\sin\frac{nt}{2}\cos^3\frac{lt}{2}}} = x - \frac{\left(\dfrac{\sin\frac{lt}{2}}{\cos\frac{lt}{2}} + \dfrac{\sin^3\frac{lt}{2}}{\cos^3\frac{lt}{2}}\right)4ma\sin\frac{nt}{2}\cos^3\frac{lt}{2}}{l} =$$

$$= x - \frac{4ma\sin\frac{nt}{2}\cos^3\frac{lt}{2}\,\dfrac{\sin\frac{lt}{2}}{\cos\frac{lt}{2}} + 4ma\sin\frac{nt}{2}\cos^3\frac{lt}{2}\,\dfrac{\sin^3\frac{lt}{2}}{\cos^3\frac{lt}{2}}}{l} =$$

$$= x - \frac{4ma\sin\frac{nt}{2}\cos^2\frac{lt}{2}\sin\frac{lt}{2} + 4ma\sin\frac{nt}{2}\sin^3\frac{lt}{2}}{l} =$$

$$= x - \frac{4ma\sin\frac{nt}{2}\sin\frac{lt}{2}\left(\cos^2\frac{lt}{2} + \sin^2\frac{lt}{2}\right)}{l} =$$

$$= x - \frac{4ma\sin\frac{nt}{2}\sin\frac{lt}{2}}{l} = x - \frac{2ma\,2\sin\frac{nt}{2}\sin\frac{lt}{2}}{l} =$$

$$= x - \frac{2ma(\cos t - \cos mt)}{l} = x + \frac{2ma(\cos mt - \cos t)}{l}\,.$$

Подставляя значение x, имеем:

$$\xi = a(m\cos t - \cos mt) + \frac{2ma}{l}(\cos mt - \cos t) =$$

$$= am\cos t - a\cos mt + \frac{2ma}{l}\cos mt - \frac{2ma}{l}\cos t =$$

$$= m\cos t\left(a - \frac{2a}{l}\right) + \cos mt\left(\frac{2ma}{l} - a\right),$$

Докажем, что

$$a - \frac{2a}{l} = \frac{2ma}{l} - a = \frac{na}{l} = a_1. \qquad (78)$$

$$a - \frac{2a}{l} = a - \frac{2a}{m+1} = \frac{(m+1)a - 2a}{m+1} = \frac{ma + a - 2a}{m+1} =$$

$$= \frac{ma - a}{m+1} = \frac{ma - a + ma - ma}{m+1} = \frac{2ma - a(m+1)}{m+1} =$$

$$= \frac{2ma}{m+1} - \frac{a(m+1)}{m+1} = \frac{2ma}{m+1} - a,$$

т. е. $a - \frac{2a}{l} = \frac{2ma}{l} - a$; $\quad \frac{am - a}{m+1} = \frac{a(m-1)}{m+1} = \frac{an}{l}$.

Следовательно,

$$\xi = a_1 m \cos t + a_1 \cos mt$$

$$\xi = a_1 (m \cos t + \cos mt). \qquad (79)$$

Точно таким же образом находим значение для ординаты η:

$$\eta = y + \frac{1 + y'^2}{y''} = y + \frac{1 + \dfrac{\sin^2 \frac{lt}{2}}{\cos^2 \frac{lt}{2}}}{\dfrac{l}{4ma \sin \frac{nt}{2} \cos^3 \frac{lt}{2}}} =$$

$$= y + \frac{\left(1 + \dfrac{\sin^2 \frac{lt}{2}}{\cos^2 \frac{lt}{2}}\right) 4ma \sin \frac{nt}{2} \cos^3 \frac{lt}{2}}{l} =$$

$$= y + \frac{4ma \sin \frac{nt}{2} \cos^3 \frac{lt}{2} + 4ma \sin \frac{nt}{2} \cos^3 \frac{lt}{2} \dfrac{\sin^2 \frac{lt}{2}}{\cos^2 \frac{lt}{2}}}{l}$$

$$= y + \frac{4ma \sin \frac{nt}{2} \cos \frac{lt}{2} \left(\cos^2 \frac{lt}{2} + \sin^2 \frac{lt}{2}\right)}{l} =$$

$$= y + \frac{4ma \sin \frac{nt}{2} \cos \frac{lt}{2}}{l} = y + \frac{2ma (\sin mt - \sin t)}{l} =$$

$$= a (m \sin t - \sin mt) + \frac{2ma}{l} (\sin mt - \sin t) =$$

$$= am \sin t - a \sin mt + \frac{2ma}{l} \sin mt - \frac{2ma}{l} \sin t =$$

$$= m \sin t \underbrace{\left(a - \frac{2a}{l}\right)}_{a_1} + \sin mt \underbrace{\left(\frac{2ma}{l} - a\right)}_{a_1}.$$

Окончательно

$$\eta = a_1 (m \sin t + \sin mt). \qquad (80)$$

Наконец,

$$\rho = \pm \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''} = \pm \frac{\left(1 + \operatorname{tg}^2 \frac{lt}{2}\right)^{3/2}}{\dfrac{l}{4m \cdot a \sin \frac{nt}{2} \cos^3 \frac{lt}{2}}} =$$

$$= \pm \frac{\left(1 + \dfrac{\sin^2 \frac{lt}{2}}{\cos^2 \frac{lt}{2}}\right)^{3/2} 4ma \sin \frac{nt}{2} \cos^3 \frac{lt}{2}}{l}$$

$$= \pm \frac{\left(\frac{\cos^2\frac{lt}{2}+\sin^2\frac{lt}{2}}{\cos^2\frac{lt}{2}}\right)^{3/2} 4ma\sin\frac{nt}{2}\cos^3\frac{lt}{2}}{l} =$$

$$\pm\frac{\frac{1}{\cos^3\frac{lt}{2}}\,4ma\sin\frac{nt}{2}\cos^3\frac{lt}{2}}{l} = \pm\frac{4ma\sin\frac{nt}{2}}{l};$$

$$\rho = \pm\frac{4ma}{l}\sin\frac{nt}{2}. \tag{81}$$

Из фиг. 50 видно, что:

$$PB = 2a\sin\frac{nt}{2},$$

поэтому

$$\rho = \pm\frac{2m}{l}PB = \frac{2n+2}{n+2}PB. \tag{81'}$$

Определение высоты головки зуба

Зная, что ширина зуба равна половине шага колеса, определим высоту головки зуба. Определим в угловой мере половину ширины зуба, т. е. $\frac{t}{4}$.

Из фиг. 50 видно, что прямая OP является линией симметрии зуба: $\angle\alpha = \angle AOP$ — половине ширины зуба, или $^1/_4$ шага; $\smile AP$ — дуга эпициклоиды (профиль головки зуба) от точки A начальной окружности колеса до вершины зуба P.

Рассмотрим конкретный пример. Барабанное колесо часового механизма Реймонд имеет $z = 74$; входящий в зацепление с барабанным колесом триб имеет $z' = 10$; модуль зацепления $m = 0{,}25$ *мм*.

Тогда

$$\frac{t}{4} = \angle\alpha = \frac{360^\circ}{74\cdot 2\cdot 2} = 1^\circ 12' 58{,}4'';$$

в радианах

$$\alpha = 0{,}0212271.$$

Из фиг. 50

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{y}{x} = \frac{PG}{OG} = \frac{m\sin t - \sin mt}{m\cos t - \cos mt}. \tag{82}$$

Диаметр начальной окружности колеса

$$D_н = mz = 0{,}25\cdot 74 = 18{,}5 \text{ мм}.$$

Диаметр начальной окружности триба

$$D_н' = mz' = 0{,}25\cdot 10 = 2{,}5 \text{ мм}.$$

Согласно предыдущему диаметр вспомогательной окружности триба

$$2a = \frac{D'_{н}}{2} = 1,25 \ мм.$$

Тогда соотношение между диаметром начальной окружности колеса и диаметром вспомогательной (перекатываемой) окружности триба

$$n = \frac{2na}{2a} = \frac{18,5}{1,25} = 14,8.$$

Так как

$$m = n + 1,$$

$$m = 15,8.$$

Принимаем $\operatorname{tg}\alpha = \alpha = 0,0212271$; подставив найденные значения в уравнение (82), получим:

$$0,0212271 = \frac{15,8 \sin t - \sin 15,8t}{15,8 \cos t - \cos 15,8t},$$

или

$$15,8 \sin t - 0,0212271 \cdot 15,8 \cos t = \sin 15,8t - 0,0212271 \cos 15,8t. \quad (*)$$

Преобразуем левую часть этого уравнения, полагая:

$$15,8 = A \cos\varphi; \quad 0,0212271 \cdot 15,8 = A \sin\varphi.$$

Тогда

$$\operatorname{tg}\varphi = 0,0212271; \qquad \varphi = 1°12'58,4'';$$
$$\sin\varphi = 0,0212271; \qquad A = 15,8.$$

Левая часть уравнения (*) примет вид:

$$A \cos\varphi \sin t - A \sin\varphi \cos t = A \sin(t - \varphi) = 15,8(t - 1°12'58,4'').$$

Аналогично преобразуем правую часть уравнения (*):

$$A_1 \cos\varphi_1 = 1; \qquad 0,0212271 = A_1 \sin\varphi_1.$$

Тогда

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = 0,0212271; \qquad \varphi_1 = 0,0212271; \qquad \varphi_1 = 1°12'58,4'';$$
$$\sin\varphi_1 = 0,0212271; \qquad A_1 = 1.$$

Имеем:

$$A_1 \cos\varphi_1 \sin 15,8t - A_1 \sin\varphi_1 \cos 15,8t = \sin(15,8t - 1°12'58,4'').$$

Уравнение (*) примет вид:

$$15,8 \sin(t - 1°12'58,4'') = \sin(15,8t - 1°12'58,4''). \qquad (**)$$

Полагая

$$t - 1°12'58{,}4'' = u,$$

получим:

$$t = u + 1°12'58{,}4'',$$

или

$$15{,}8t = 15{,}8(u + 1°12'58{,}4'') = 15{,}8u + 19°12'58{,}4''.$$

Уравнение (**) перепишется так:

$$15{,}8 \sin u = \sin(15{,}8u + 18°),$$

или

$$\sin u = \frac{\sin(15{,}8u + 18°)}{15{,}8}. \qquad (83)$$

Уравнение (83) трансцендентное. Решим его методом итеррации:

$$3° < u < 4°.$$

Принимаем:

$$u_1 = 3.$$

Тогда

$$\sin u_2 = \frac{\sin(15{,}8u_1 + 18°)}{15{,}8} = \frac{\sin(15{,}8 \cdot 3° + 18°)}{15{,}8} \Rightarrow \frac{\sin 65°24'}{15{,}8};$$

$$u_2 = 3°17'56''.$$

Дальше,

$$\sin u_3 = \frac{\sin(15{,}8u_2 + 18°)}{15{,}8} = \frac{\sin(15{,}8 \cdot 3°17'56'' + 18°)}{15{,}8} = \frac{\sin(70°7'21'')}{15{,}8};$$

$$u_3 = 3°24'44'';$$

$$\sin u_4 = \frac{\sin(15{,}8 \cdot 3°24'44'' + 18°)}{15{,}8} = \frac{\sin(71°54'47'')}{15{,}8};$$

$$u_4 = 3°26'57'';$$

$$\sin u_5 = \frac{\sin(15{,}8 \cdot 3°26'57'' + 18°)}{15{,}8} = \frac{\sin 72°29'48{,}6''}{15{,}8};$$

$$u_5 = 3°27'38'';$$

$$\sin u_6 = \frac{\sin(15{,}8 \cdot 3°27'38'' + 18°)}{15{,}8} = \frac{\sin 72°40'35{,}4''}{15{,}8};$$

$$u_6 = 3°27'50'';$$

$$\sin u_7 = \frac{\sin(15{,}8 \cdot 3°27'50'' + 18°)}{15{,}8} = \frac{\sin 72°44'46''}{15{,}8};$$

$$u_7 = 3°27'54'';$$

$$\sin u_8 = \frac{\sin(15{,}8 \cdot 3°27'54'' + 18°)}{15{,}8} = \frac{\sin 72°44'49{,}2''}{15{,}8};$$

$$u_8 = 3°27'55'';$$

$$\sin u_9 = \frac{\sin(15{,}8 \cdot 3°27'55'' + 18°)}{15{,}8} = \frac{\sin 72°45'55''}{15{,}8};$$

$$u_9 = 3°27'55''.$$

Полученное значение

$$u_8 = u_9$$

служит корнем уравнения (83).

Параметр t получает следующее значение:

$$t = u + 1^\circ 12'58{,}4'' = 3^\circ 27'55'' + 1^\circ 12'58{,}4'';$$

$$t = 4^\circ 40'53{,}4''.$$

Определим координаты точки P (вершины зуба) эпициклоиды:

$$x_1 = a(m\cos t - \cos mt) =$$

$$= 0{,}625\,[15{,}8\cos 4^\circ 40'53{,}4'' - \cos(15{,}8 \cdot 4^\circ 40'53{,}4'')],$$

или

$$x_1 = 0{,}625 \cdot 15{,}8\cos 4^\circ 40'53{,}4'' - 0{,}625\cos 73^\circ 58'4''.$$

Имеем:

$$x_1 = 9{,}84207 - 0{,}162101 = 9{,}679969 \text{ мм};$$

$$y_1 = a(m\sin t - \sin mt) =$$

$$= 0{,}625\,[15{,}8\sin 4^\circ 40'53{,}4'' - \sin(15{,}8 \cdot 4^\circ 40'53{,}4'')],$$

или

$$y_1 = 0{,}625 \cdot 15{,}8 \cdot \sin 4^\circ 40'53{,}4'' - 0{,}625\sin 73^\circ 58'4'';$$

$$y_1 = 0{,}80600 - 0{,}60069 = 0{,}20531 \text{ мм}.$$

Зная координаты точки P (9,679969; 0,20531), проверим значение угла α по формуле (82):

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{y_1}{x_1} = \frac{0{,}20531}{9{,}679969} = 0{,}02122;$$

$$\angle\alpha = 1^\circ 13'.$$

Как видим, все рассуждения правильны и результат совпадает с точностью до 1,7″.

Приступаем к определению высоты головки зуба.

Из соотношения сторон треугольника OPG имеем:

$$y_1 = \overline{OP}\sin\alpha;$$

$$\overline{OP} = \frac{y_1}{\sin\alpha} = \frac{0{,}20531}{\sin 1^\circ 12'58{,}4''};$$

$$\overline{OP} = 9{,}6737 \text{ мм}.$$

Так как диаметр начальной окружности колеса $D_н = 18{,}5$ *мм*, а радиус $R_н = 9{,}25$ *мм*, высота k головки зуба

$$k = \overline{OP} = R_н = 9{,}6737 - 9{,}25 = 0{,}4237 \text{ мм}.$$

Двойной выступ зубьев

$$2k = 0{,}8474 \text{ мм}.$$

Интересно сравнить полученный результат с данными таблиц Перрену и Бернера, принятыми для определения высоты двойного выступа $2k$ зубьев колеса карманных часов.

По таблице Перрену верхняя горизонтальная строчка дает отношение числа зубьев колеса к числу зубьев триба; в последней правой вертикали указаны числа зубьев трибов, сцепляющихся с колесом, и на пересечении соответствующих вертикалей и горизонталей находится двойной выступ зуба колеса при модуле $m=1$ (если модуль не равен единице, то найденное табличное число умножают на данный модуль). Поэтому при $z=74$, $z'=10$, $m=0{,}25$ *мм*; передаточное число $i=7{,}4$; табличное число 3,4. Двойной выступ

$$2k=m\cdot 3{,}4=0{,}25\cdot 3{,}4=0{,}85 \text{ мм}.$$

Как видим, теоретический результат расходится с данными таблицы на $0{,}85-0{,}8474=0{,}0026$ *мм*.

Аналогично по данным таблицы Бернера находим:

$$2k=m\cdot 3{,}38=0{,}25\cdot 3{,}38=0{,}845 \text{ мм}.$$

Двойной выступ оказался меньше теоретического на

$$0{,}8474-0{,}845=0{,}0024 \text{ мм}.$$

Все это подтверждает правильность наших рассуждений и теоретических выкладок.

Замена при профилировании зуба дуги эпициклоиды дугой окружности

Приступаем к определению координат и длины радиуса кривизны эпициклоиды для замены ее соответствующей дугой окружности.

Радиус кривизны определяем для середины дуги AP (фиг. 50) для угла $\frac{\alpha}{2}$; $\frac{\alpha}{2}=0°36'39{,}2''$, или в радианах $\frac{\alpha}{2}=0{,}016136$.

Согласно изложенному приступаем к определению параметра t, отвечающего углу $\frac{\alpha}{2}$.

По формуле (78) имеем:

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=\frac{y}{x}=\frac{m\sin t-\sin mt}{m\cos t-\cos mt}. \tag{84}$$

При $m=15{,}8$ и $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=0{,}0106136$ имеем:

$$0{,}0106136=\frac{15{,}8\sin t-\sin 15{,}8t}{15{,}8\cos t-\cos 15{,}8t},$$

или

$$15{,}8\sin t-0{,}0106136\cdot 15{,}8t\cos t=\sin 15{,}8t-0{,}0106136\cos 15{,}8t. \quad \text{(a)}$$

Согласно изложенному выше, полагая в левой части уравнения (а):

$$15,8 = A\cos\varphi,$$
$$0,0103136 \cdot 15,8 = A\sin\varphi;$$

правой части уравнения (а):

$$1 = A_1\cos\varphi_1,$$
$$0,0103136 = A_1 \cdot \sin\varphi_1.$$

уравнение (а) получим в таком виде:

$$15,8\sin(t - 36'29,2'') = \sin(15,8t - 36'29,2''). \tag{б}$$

Вводим обозначение:

$$t - 36'29,2'' = u;$$
$$t = u + 36'29,2'';$$
$$15,8t = 15,8u + 9°36'28,4''.$$

Тогда уравнение (б) перепишется так:

$$15,8\sin u = \sin(15,8u + 9°),$$

или

$$\sin u = \frac{\sin(15,8u + 9°)}{15,8}. \tag{85}$$

Решая уравнение (85) методом итерации и полагая

$$u_1 = 3°4'54'',$$

находим:

$$\sin u_2 = \frac{\sin(15,8 \cdot 3°4'54'' + 9°)}{15,8} = \frac{\sin 57°41'25''}{15,8};$$
$$u_2 = 3°3'58'';$$
$$u_3 = 3°3'28'';$$
$$u_4 = 3°3'12'';$$
$$u_5 = 3°3'2''$$
$$u_6 = 3°2'58'';$$
$$u_7 = 3°2'56'';$$
$$u_8 = 3°2'55'';$$
$$u_9 = 3°2'54'';$$
$$u_{10} = 3°2'54''.$$

По полученному значению u_{10} находим параметр t:

$$t = u + 36'29,2'' = 3°2'54'' + 36'29,2''; \quad t = 3°39'23,2''.$$

Координаты $x_2 y_2$ эпициклоиды при данном параметре t определим из формул:

$$x = a(m \cos t - \cos mt);$$
$$y = a(m \sin t - \sin mt).$$

При

$$a = 0{,}625; \quad m = 15{,}8; \quad t = 3°39'23{,}2''$$
$$x_2 = 0{,}625(15{,}8 \cos 3°39'23{,}2'' - \cos(15{,}8 \cdot 3°39'23{,}2''),$$

или

$$x_2 = 0{,}625 \cdot 15{,}8 \cdot \cos 3°33'23{,}2'' - 0{,}625 \cos 57°46'18{,}6'';$$
$$x_2 = 9{,}8549 - 0{,}3333 = 9{,}5216.$$

Находим значение y_2:

$$y_2 = 0{,}625(15{,}8 \sin 3°39'23{,}2'' - \sin 57°46'18{,}6''),$$

или

$$y_2 = 0{,}625 \cdot 15{,}8 \sin 3°39'23{,}2'' - 0{,}625 \sin 57°46'18{,}6'',$$
$$y_2 = 0{,}62069 - 0{,}52871 = 0{,}10098.$$

Для проверки выкладок подставим значения x_2 и y_2 в формулу (84):

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{y_2}{x_2} = \frac{0{,}10098}{9{,}5916}; \qquad \frac{\alpha}{2} = 0°36'27{,}5''.$$

Разница в подсчетах $-1{,}7''$. Зная, что

$$n = 14{,}8; \quad m = 15{,}8; \quad l = 16{,}8; \quad a = 0{,}625; \quad t = 3°39'23{,}2'',$$

находим значение a_1:

$$a_1 = \frac{na}{l} = \frac{14{,}8 \cdot 0{,}625}{16{,}8} = 0{,}5506.$$

По формулам (79), (80) и (81) находим координаты центра кривизны и величину радиуса кривизны. Для центра кривизны:

$$\xi = a_1(m \cos t + \cos mt) = 0{,}5506(15{,}8 \cos 3°39'23{,}2'' + \cos 57°46'18{,}6'');$$
$$\xi = 8{,}68178 + 0{,}293625 = 8{,}975405 \text{ мм};$$
$$\eta = a_1(m \sin t + \sin mt) = 0{,}5506(15{,}8 \sin 3°39'23{,}2'' + \sin 57°46'18{,}6'');$$
$$\eta = 0{,}55479 + 0{,}46577 = 1{,}02056 \text{ мм}.$$

Длина радиуса кривизны

$$\rho = \frac{4ma}{l} \sin \frac{nt}{2} = \frac{4 \cdot 15{,}8 \cdot 0{,}625}{16{,}8} \sin \frac{14{,}8 \cdot 3°39'23{,}2''}{2},$$

или

$$\rho = \frac{4 \cdot 15{,}8 \cdot 0{,}625}{16{,}8} \sin 27°3'16'' = 1{,}07 \text{ мм}.$$

Определение окружности, заменяющей профиль головки зуба (эпициклоиды) часового колеса

Найдем по трем точкам дуги окружности значение радиуса и координаты точек окружности, которой можно заменить профиль головки зуба часового колеса. Находим координаты трех точек теоретического профиля головки зуба по уравнениям эпициклоиды (71) и (72), причем находим координаты двух крайних и третьей промежуточной точек.

Координаты двух крайних точек профиля головки зуба будут соответствовать двум крайним точкам эпициклоиды, т. е. вершине зуба (точки P и A эпициклоиды, лежащей на начальной окружности, (фиг. 50).

Положение промежуточной точки, через которую проводим заменяющую окружность, может быть выбрано, вообще говоря, произвольно на профиле головки зуба. Координаты центра и радиуса заменяющей окружности будут изменяться в зависимости от положения промежуточной точки, через которую проходит окружность, заменяющая профиль зуба.

Таким образом, изменяя положение промежуточной точки, можно провести бесчисленное множество окружностей, заменяющих кривую профиля головки зуба.

Нашей задачей является нахождение окружности, наиболее близкой к профилю головки, при которой отклонение от теоретического профиля было наименьшим.

Аналитическое нахождение наиболее выгодной окружности затрудняется тем, что уравнения головки зуба (эпициклоиды) являются трансцендентными функциями, поэтому уравнения наивыгоднейшей окружности получаются слишком громоздкими и неудобными для практического пользования. Благодаря этому для определения наивыгоднейшей окружности приходится пользоваться чисто практическими методами (пробными подсчетами).

Для нахождения наивыгоднейшей окружности следует произвести несколько пробных подсчетов радиуса заменяющей окружности для различных положений промежуточной точки и подсчитать неточности при замене. Наименьшая неточность определит наивыгоднейшую окружность.

Для предварительных подсчетов можно положение промежуточной точки выбрать на середине профиля головки зуба, т. е. при угле $\frac{\alpha}{2}$.

Обозначим координаты:

вершина головки зуба (точка P)	x_1 и y_1;
точки эпициклоиды при угле $\frac{\alpha}{2}$	x_2 и y_2;
начала головки зуба (точка A)	x и y.

Теперь проводим через эти три точки окружность. Как известно, уравнение окружности с центром, не совпадающим с началом координат, будет:

$$(x-\xi)^2+(y-\eta)^2=\rho^2, \tag{86}$$

где x и y — текущие координаты точек окружности;
ξ и η — координаты центра;
ρ — радиус окружности.

Так как три найденные точки кривой лежат на одной окружности, будут справедливы следующие три уравнения:

$$x^2-2\xi x+\xi^2+y^2-2y\eta+\eta^2-\rho^2=0; \tag{87}$$

$$x_1^2-2\xi x_1+\xi^2+y_1^2-2y_1\eta+\eta^2-\rho^2=0; \tag{88}$$

$$x_2^2-2\xi x_2+\xi^2+y_2^2-2y_2\eta+\eta^2-\rho^2=0. \tag{89}$$

Вычитая из уравнения (88) уравнение (87), имеем:

$$x_1^2-2\xi x_1+\xi^2+y_1^2-2y_1\eta+\eta^2-\rho^2-x^2+2\xi x-\xi^2-y^2+2y\eta-\eta^2+\rho^2=0;$$

$$x_1^2-x^2-2\xi(x_1-x)+y_1^2-y^2-2\eta(y_1-y)=0. \tag{90}$$

Вычитая из уравнения (89) уравнение (88), имеем:

$$x_2^2-2\xi x_2+\xi+y_2^2-2y_2\eta+\eta^2-\rho^2-x_1^2+2\xi x_1-\xi^2-$$
$$-y_1^2+2y_1\eta-\eta^2+\rho^2=0,$$

или

$$x_2^2-x_1^2-2\xi(x_2-x_1)+y_2^2-y_1^2-2\eta(y_2-y_1)=0. \tag{91}$$

Разделим уравнение (90) на y_1-y:

$$(x_1-x)(x_1+x-2\xi)+(y_1-y)(y_1+y-2\eta)=0;$$

$$\frac{(x_1-x)(x_1+x-2\xi)}{(y_1-y)}+\frac{(y_1-y)(y_1+y-2\eta)}{(y_1-y)}=0;$$

$$y_1+y-2\eta+(x_1+x-2\xi)\frac{x_1-x}{y_1-y}=0. \tag{92}$$

Разделив уравнение (91) на y_2-y_1, имеем:

$$y_2+y_1-2\eta+(x_2+x_1-2\xi)\frac{x_2-x_1}{y_2-y_1}=0. \tag{93}$$

Вычитая из уравнения (93) уравнение (92)

$$y_2+y_1-2\eta+(x_2+x_1-2\xi)\frac{x_2-x_1}{y_2-y_1}-y_1-y+2\eta-$$
$$-(x_1+x-2\xi)\frac{x_1-x}{y_2-y_1}=0,$$

получим:

$$y_2-y-(x_1+x-2\xi)\frac{x_1-x}{y_1-y}+(x_2+x_1-2\xi)\frac{x_2-x_1}{y_2-y_1}=0. \tag{94}$$

Если уравнение (94) сложить с тождеством

$$(x_2+x_1-2\xi)\frac{x_1-x}{y_1-y}-(x_2+x_1-2\xi)\frac{x_1-x}{y_1-y}=0,$$

то получим:

$$y_2-y+\frac{x_1-x}{y_1-y}(x_2+x_1-2\xi-x_1-x+2\xi)+$$
$$+(x_2+x_1-2\xi)\left(\frac{x_2-x_1}{y_2-y_1}-\frac{x_1-x}{y_1-y}\right)=0.$$

Окончательно

$$y_2-y+(x_2-x)\frac{x_1-x}{y_1-y}+(x_2+x_1-2\xi)\left(\frac{x_2-x_1}{y_2-y_1}-\frac{x_1-x}{y_1-y}\right)=0. \quad (94')$$

Мы получили уравнение, содержащее одно неизвестное — координату ξ. Аналогично выведем уравнение для координаты η.

Разделив уравнение (90) на x_1-x:

$$\frac{x_1^2-x^2-2\xi(x_1-x)+y_1^2-y^2-2\eta(y_1-y)}{x_1-x}=0,$$

имеем:

$$x_1+x-2\xi+(y_1+y-2\eta)\frac{y_1-y}{x_1-x}=0. \quad (95)$$

Разделив уравнение (91) на x_2-x_1, аналогично получим:

$$x_2+x_1-2\xi+(y_2+y_1-2\eta)\frac{y_2-y_1}{x_2-x_1}=0. \quad (96)$$

Вычитая из уравнения (96) уравнение (95)

$$x_2+x_1-2\xi+(y_2+y_1-2\eta)\frac{y_2-y_1}{x_2-x_1}-x_1-x+2\xi-$$
$$-(y_1+y-2\eta)\frac{y_1-y}{x_1-x}=0,$$

имеем:

$$x_2-x-(y_1+y-2\eta)\frac{y_1-y}{x_1-x}+(y_2+y_1-2\eta)\frac{y_2-y_1}{x_2-x_1}=0. \quad (97)$$

Если уравнение (97) сложить с тождеством:

$$(y_2+y_1-2\eta)\frac{y_1-y}{x_1-x}-(y_2+y_1-2\eta)\frac{y_1-y}{x_1-x}=0,$$

то получим:

$$x_2-x+\frac{y_1-y}{x_1-x}(y_2+y_1-2\eta-y_1-y+2\eta)+$$
$$+(y_2+y_1-2\eta)\left(\frac{y_2-y_1}{x_2-x_1}-\frac{y_1-y}{x_1-x}\right)=0.$$

Окончательно

$$x_2-x+\frac{y_1-y}{x_1-x}(y_2-y)+(y_2+y_1-2\eta)\left(\frac{y_2-y_1}{x_2-x_1}-\frac{y_1-y}{x_1-x}\right)=0. \quad (97')$$

Найдя из уравнений (94′) и (97′) значение координат ξ и η центра окружности, легко затем из уравнения (86) определить радиус ρ.

Пример. В качестве примера заменим профиль головки зуба колеса соответствующей дугой окружности по трем точкам.

Известны координаты вершины головки $x_1=9{,}6780$, $y_1=0{,}2053$, координаты точки эпициклоиды при угле $\frac{\alpha}{2}$ $x_2=9{,}5216$, $y_2=0{,}1010$.

Дополнительно найдем координаты x и y начала эпициклоиды (начало головки), т. е. точки A. Уравнения (71) и (72) эпициклоиды при параметре $t=0$ принимают вид:

$$x=a(m\cos t-\cos mt)=0{,}625(15{,}8-1)=0{,}625\cdot 14{,}8=9{,}25\ мм;$$
$$y=a(m\sin t-\sin mt)=0.$$

Окончательно имеем следующие значения:

$$x_1 = 9{,}6780; \qquad y_1 = 0{,}2053;$$
$$x_2 = 9{,}5216; \qquad y_2 = 0{,}1010;$$
$$x = 9{,}25; \qquad y = 0.$$

При этих данных уравнение (94') примет вид:

$$0{,}1010 + (9{,}5215 - 9{,}25)\frac{9{,}6780 - 9{,}25}{0{,}2053} +$$
$$+ (9{,}5216 + 9{,}6780 - 2\xi)\cdot\left(\frac{9{,}5216 - 9{,}6780}{0{,}1010 - 0{,}2053} - \frac{9{,}6780 - 9{,}25}{0{,}2053}\right) = 0;$$
$$0{,}1010 + 0{,}2716\frac{0{,}4280}{0{,}2053} + (19{,}1996 - 2\xi)\cdot\left(\frac{-0{,}1564}{-0{,}1043} - \frac{0{,}4280}{0{,}2053}\right) = 0;$$
$$0{,}1010 + 0{,}56622 + (19{,}1996 - 2\xi)\cdot(1{,}49954 - 2{,}08473) = 0;$$
$$0{,}66722 + (19{,}1996 - 2\xi)\cdot(-0{,}58519) = 0;$$
$$0{,}66722 - 19{,}1996\cdot 0{,}58519 = -2\xi\cdot 0{,}58519;$$
$$19{,}1996\cdot 0{,}58519 - 0{,}66722 = 1{,}17038\,\xi,$$

откуда

$$\xi = \frac{19{,}1996\cdot 0{,}58519 - 0{,}66722}{1{,}17038} = \frac{11{,}2356 - 0{,}66722}{1{,}17038} = \frac{10{,}56838}{1{,}17038} = 9{,}0294.$$

Аналогично из уравнения (97') определится координата η. Уравнение (97') после подстановки примет вид:

$$9{,}5216 - 9{,}25 + \frac{0{,}2053}{9{,}6780 - 9{,}25}\cdot 0{,}1010 +$$
$$+(0{,}1010 + 0{,}2053 - 2\eta)\cdot\left(\frac{0{,}1010 - 0{,}2053}{9{,}5216 - 9{,}6780} - \frac{0{,}2053}{9{,}6780 - 9{,}25}\right) = 0;$$
$$0{,}2716 + \frac{0{,}2053}{0{,}4280}\cdot 1010 + (0{,}3063 - 2\eta)\left(\frac{-0{,}1043}{0{,}1564} - \frac{-0{,}2053}{0{,}4280}\right) = 0;$$
$$0{,}320047 + (0{,}3063 - 2\eta)\cdot 0{,}18720 = 0;$$
$$0{,}320047 + 0{,}3063\cdot 0{,}18720 - 2\eta\cdot 0{,}18720 = 0;$$
$$0{,}320047 + 0{,}3063\cdot 0{,}18720 = 2\cdot 0{,}18720\cdot\eta,$$

откуда

$$\eta = \frac{0{,}320047 + 0{,}3063\cdot 18720}{2\cdot 0{,}18720} = \frac{0{,}320047 + 0{,}057339}{0{,}3744} = \frac{0{,}377386}{0{,}3744};$$
$$\eta = 1{,}0079 \text{ мм}.$$

Определим радиус окружности из уравнения (86):

$$(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 = \rho^2.$$

Делая подстановку, получаем:

$$(9{,}25 - 9{,}0294)^2 + (-1{,}0079)^2 = \rho^2,$$
$$(0{,}2206)^2 + (-1{,}0079)^2 = \rho^2,$$

откуда

$$\rho^2 = 0{,}048665 + 1{,}01585 = 1{,}064515;$$
$$\rho = \sqrt{1{,}064515} = 1{,}03174,$$
$$\rho = 1{,}03174 \text{ мм}.$$

Неточности при измененном профиле головки зуба

Неточность профиля правильно находить по направлению нормы к профилю головки, что примерно соответствует направлению радиуса окружности, заменяющей эпициклоиду.

Чтобы определить отклонение от профиля, найдем р'—расстояния Центра окружности, заменяющей профиль головки, до любой Точки эпициклоиды, служащей профилем головки зуба:

$$\rho' = \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2},$$

. —$\xi\eta$ ·ебраические значения координат центра окружности;

. y —текущие координаты эпициклоиды головки зуба, определяемые по формулам (71) и (72).

Найдя р' для любой точки профиля, нетрудно определить неточность $\Delta\rho$:

$$\Delta\rho = \rho' - \rho, \tag{98}$$

.....- радиус окружности, заменяющей эпициклоиду головки зуба. Интерес представляет максимальное отклонение окружности эпициклоиды головки. Следовательно, необходимо найти максимум функции (98)$\Delta\rho_{max}$ или, что то же, максимум р'. Для определения$(\Delta\rho)'_{max}$ возьмем первую производную от функции (98) и приравняем ее нулю.

При этом найдем значение параметра *I,* при котором получим

Для уравнения,(26) имеем:

$$\frac{d\rho'}{d} = \frac{d\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}}{dt} = \frac{(x-\xi)\frac{dx}{dt} + (y-\eta)\frac{dy}{dt}}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} = 0, \tag{99}$$

$$(x-\xi)\frac{dx}{dt} + (y-\eta)\frac{dy}{dt} = 0. \tag{100}$$

подставим в уравнения (100) значения x и y, выраженные через **етр t** уравнениях (71) и (72), и найденные из этих уравнений $\frac{dy}{dt}$:

$$x = a(m\cos t - \cos mt); \tag{71}$$

$$y = a(a\sin t - \sin mt); \tag{72}$$

$$\frac{dx}{dt} = 2ma\sin\frac{nt}{2}\cos\frac{lt}{2}; \tag{74}$$

$$\frac{dy}{dt} = 2ma\sin\frac{nt}{2}\sin\frac{lt}{2}; \tag{75}$$

$$\text{os}\, t - \cos mt) - \xi] \cdot 2ma\sin\frac{nt}{2}\cos\frac{lt}{2} +$$

$$+ [a(m\sin t - \sin mt)\eta]\, 2ma\sin\frac{nt}{2}\sin\frac{lt}{2} = 0;$$

$$\cos t - \cos mt) - \xi]\cos\frac{lt}{2} + [a(m\sin t - \sin mt) - \eta]\sin\frac{lt}{2} = 0;$$

$$(m\cos t - \cos mt) - \xi] = -[a(m\sin t - \sin mt) - \eta]\,\mathrm{tg}\frac{lt}{2} = 0,$$

откуда

$$\operatorname{tg}\frac{lt}{2}=-\frac{a\,(m\cos t-\cos mt)-\xi}{a\,(m\sin t-\sin mt)-\eta}\,. \tag{101}$$

Трансцендентное уравнение (101) приходится решать относительно параметра t методом подбора. Приписывая t различные значения, определим корень уравнения (101).

Для барабанного колеса часов Реймонда имеем:

$$n=14{,}8;\qquad m=n+1=15{,}8;\qquad l=m+1=16{,}8;$$
$$a=0{,}625;\qquad \xi=9{,}0294;\qquad \eta=1{,}0079.$$

Уравнение (101) перепишется так:

$$\operatorname{tg}\frac{16{,}8}{2}\,t=-\frac{0{,}625\,(15{,}8\cos t-\cos 15{,}8t)-9{,}0294}{0{,}625\,(15{,}8\sin t-\sin 15{,}8t)-1{,}0079}\,. \tag{101'}$$

В табл. 20 даны значения параметра t при определении корня уравнения (101′).

Таблица 20

Значение угла t	Значение $\operatorname{tg} 8{,}4\,t$	Значение $-\dfrac{0{,}625\,(15{,}8\cos t-\cos 15{,}8\,t)-9{,}0294}{0{,}625\,(15{,}8\sin t-\sin 15{,}8\,t)-1{,}0079}$
2°	0,30192	0,310235
2°15′	0,34238	0,34049
2°14′	0,33967	0,33321
2°13′	0,33693	0,33124
2°12′	0,33421	0,32367
2°11′	0,33278	0,328016
2°10′	0,328124	0,326396
2°9′	0,32608	0,324644
2°8′	0,32337	0,32298
2°7′50″	0,322916	0,322697

При $\angle t=2°7'50''$ получено расхождение между правой и левой частями уравнения (101′) 0,0002 — более чем достаточная точность для практических подсчетов.

Подставляя найденное значение параметра $t=2°7'50''$ в уравнения (71) и (72) эпициклоиды, а затем в уравнение (87), получаем:

$$\rho_{max}=\sqrt{\begin{aligned}&[0{,}625\,(15{,}8\cos 2°7'50''-\cos 15{,}8\cdot 2°7'50'')-9{,}0294]^2+\\&+[0{,}625\,(15{,}8\sin 2°7'50''-\sin 15{,}8\cdot 2°7'50'')-1{,}0079]^2\end{aligned}}=$$
$$=\sqrt{(0{,}318573)^2+(-0{,}98722)^2}=\sqrt{0{,}101489+0{,}974603}=$$
$$=\sqrt{1{,}076092}=1{,}03735.$$

Тогда

$$\Delta\rho=\rho_{max}-\rho=1{,}03735-1{,}03174=0{,}00561\ \textit{мм}.$$

Так как $\Delta\rho>0$, то, следовательно, зуб головки будет толще максимально на 0,00561 *мм*, что укладывается в допуски на колеса.

Графическое профилирование головки зуба колеса

Вычертим профиль головки зуба по известным данным:

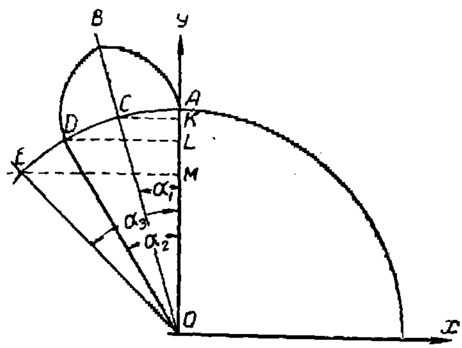
[Р]адиус начальной окружности	$R = 9{,}25$ *мм*
[Р]адиус перекатываемой окружности (для получения [э]пициклоиды)	$a = 0{,}625$ *мм*
[К]оординаты вершины головки зуба	$x = 9{,}68$; $y = 0{,}2053$
[К]оординаты центра окружности, заменяющей эпициклоиду	$\xi = 9{,}0294$; $\eta = 1{,}0079$
Радиус окружности, заменяющей эпициклоиду . . .	$\rho = 1{,}03174$
Половина ширины зуба по начальной окружности ($^1/_4$ шага)	1°12′58,4″

Построение части дуги начальной окружности

Для более легкой проверки вычертим зацепление в масштабе 100 : 1. Тогда $R = 925$ *мм*; $a = 62{,}5$ *мм*.

Провести окружность радиусом $R = 925$ *мм* практически трудно, поэтому по точкам строим дугу AE соответствующего радиуса.

Отложим углы α_1, α_2, α_3 (фиг. 51). Из точек C, D, E проводим прямые, параллельные оси x.



Фиг. 51. Построение начальной окружности.

Из прямоугольных треугольников KCO, LDO, MEO можно определить величины:

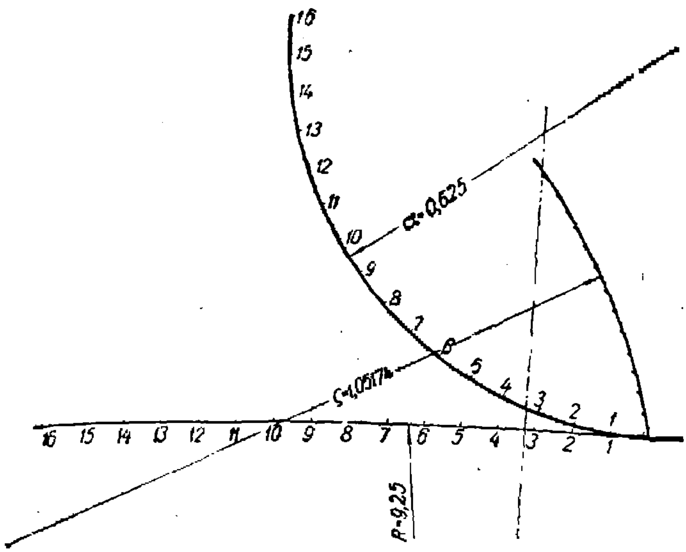
$$\overline{KC} = R \sin \alpha_1; \qquad \overline{OK} = R \cos \alpha_1;$$
$$\overline{LD} = R \sin \alpha_2; \qquad OL = R \cos \alpha_2;$$
$$\overline{ME} = R \sin \alpha_3; \qquad \overline{OM} = R \cos \alpha_3;$$

По известным величинам $\overline{KC}$; $\overline{LD}$; $\overline{ME}$; $\overline{OK}$; $\overline{OL}$; $\overline{OM}$ не представляет затруднений построить дугу окружности радиусом $R = 925$ *мм*.

Ниже даны значения катетов прямоугольников для различных углов α при $R = 925$ *мм*.

$R \sin 30' = 8{,}07$	$R \cos 30' = 928{,}0$
$R \sin 1° = 16{,}15$	$R \cos 1° = 924{,}96$
$R \sin 1°30' = 24{,}22$	$R \cos 1°30' = 924{,}68$
$R \sin 2° = 32{,}30$	$R \cos 2° = 924{,}4$
$R \sin 2°30' = 40{,}36$	$R \cos 2°30' = 924{,}42$
$R \sin 3° = 48{,}44$	$R \cos 3° = 923{,}72$
$R \sin 3°30' = 56{,}50$	$R \cos 3°30' = 922{,}28$
$R \sin 4° = 64{,}60$	$R \cos 4° = 922{,}76$
$R \sin 4°30' = 72{,}66$	$R \cos 4°30' = 922{,}16$
$R \sin 5° = 80{,}72$	$R \cos 5° = 921{,}48$
$R \sin 5°30' = 88{,}66$	$R \cos 5°30' = 920{,}74$
$R \sin 6° = 96{,}68$	$R \cos 6° = 919{,}90$

По этим данным на фиг. 52 построена часть дуги начальной окружности колеса.



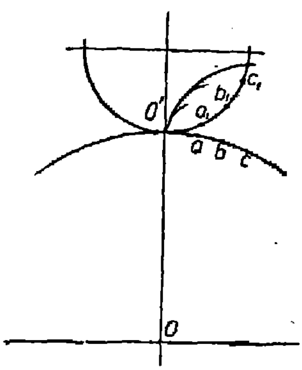
Фиг. 52. Часть дуги начальной окружности.

Графическое построение эпициклоиды

Из точки O' (фиг. 53) делим обе окружности на равные части: $O'a = O'a_1$, $ab = a_1b_1$ и т. д.

Делаем дуги из точек a, b, ... радиусами a_1O', b_1O', c_1O', ... Кривая их будет эпициклоидой.

При помощи этого метода построена эпициклоида на фиг. 51.



Фиг. 53. Графическое построение эпициклоиды.

Затем радиусом $\rho = 1{,}03174$ в масштабе 100 : 1 описываем дугу окружности, заменяющую эпициклоиду.

Как видно из фиг. 52, теоретический профиль (эпициклоиды) почти совпадает с дугой окружности радиуса ρ, что лишний раз указывает на правильность полученных результатов.

Проверка «практической» высоты головки зуба часового колеса

В Швейцарии построение головки зуба делают по следующему методу. Зуб колеса ограничивают прямыми боковыми сторонами (ножка) и двумя пересекающимися дугами одного и того же радиуса, равного толщине зуба. Построение это показано на фиг. 54. Если толщина зуба будет равна (как принято) половине шага 1,57 m, то высота головки будет 1,35 m. Таким образом, двойной выступ для всех передач равен 2,7 m. При этом зуб получается ниже теоретического.

Определим погрешность, получающуюся в этом случае.

В качестве примера вычислим высоту головки зуба барабанного колеса часов Реймонда.

Число зубьев колеса $z=74$; число зубьев триба $z'=10$; модуль $m=0{,}25$.

Диаметр начальной окружности колеса

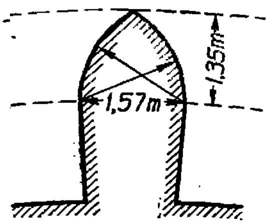
$$D_{н}=mz=18{,}5 \text{ мм}.$$

Шаг зацепления

$$t=\frac{360°}{74}.$$

Ширина зуба

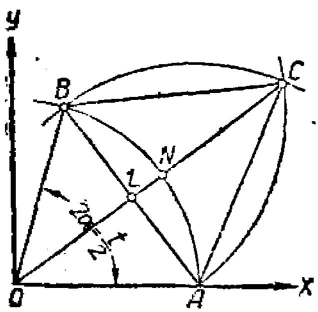
$$\frac{t}{2}=\frac{360°}{74\cdot 2}=2°25'57''.$$



Фиг. 54. Графическое построение зуба колеса

Введем обозначение полшага $\frac{t}{2}=2\alpha$.

Из фиг. 55 видно, что начало координат совпадает с центром начальной окружности. Угол $AOB=\frac{t}{2}=2\alpha$ в угловой мере равен ширине зуба. Радиусом $\overline{AB}$ из точек A и B описаны дуги AC и BC, которые пересекаются на прямой $\overline{OC}$ в точке C, являющейся вершиной зуба.



Фиг. 55. Графическое определение высоты головки зуба.

Определим численное значение высоты NC головки зуба.

Обозначим хорду $\overline{AB}$ через S; радиус начальной окружности $\overline{ON}=r$. Тогда

$$S=2r\sin\frac{2\alpha}{a}=2\cdot 9{,}25\sin 1°12'29{,}2'';$$

$$S=0{,}39004 \text{ мм}.$$

Высоту $\overline{LC}$ равностороннего треугольника ABC обозначим через h:

$$h=\overline{LC}=S\sin 60°=0{,}39004\sin 60°=0{,}33778.$$

Величину $\overline{LN}$ обозначим через h';

$$h'=\overline{LN}=\frac{S}{2}\operatorname{tg}\frac{2\alpha}{4}=\frac{0{,}39004}{2}\operatorname{tg}\frac{2°25'57''}{4}\approx 0{,}00207 \text{ мм}.$$

Высота головки

$$\overline{CN}=\overline{CL}-\overline{NL}=0{,}33778-0{,}00207=0{,}33571 \text{ мм},$$

Расстояние от начала координат O до точки C

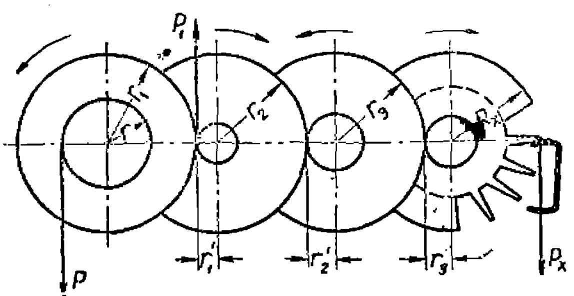
$$\overline{OC}=\overline{ON}+\overline{CN}=9{,}25+0{,}33571=9{,}58571 \text{ мм}.$$

Ранее теоретически это расстояние определено равным 9,6737 *мм*. Разница между практической и теоретической высотой головки 0,08768 *мм*.

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ СИЛЫ В ЧАСОВОМ МЕХАНИЗМЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРУБКИ

Часовой механизм механической трубки обычно проектируется так, что двигатель приводит во вращение центральное и главное колеса трубки. Этим трубка конструктивно напоминает часовой механизм московских ходиков, где двигатель (гиря и барабан) приводят во вращение центральное колесо.

Крутящий момент, приложенный к центральному колесу трубки, передается через систему колес ходовому колесу. Ходовое колесо дает импульсы якорю-балансу, заставляя его колебаться.



Фиг. 56. Определение моментов на колесах часового механизма.

Найдем соотношение моментов: M_x — момента относительно оси ходового колеса и $M_{ц.к}$ — момента относительно оси центрального колеса.

Условно обозначим (фиг. 56)

$$M_{ц.к} = Pr,$$

где P — усилие, приложенное к плечу r;

$$M_x = P_x R_x,$$

где P_x — окружное усилие на ободе ходового колеса и
R_x — радиус окружности ходового колеса.

Из фиг. 56 усилие P_1 на окружности центрального колеса выразится так:

$$P_1 = P \frac{r}{r_1}.$$

Эта сила передается непосредственно на триб 1-го промежуточного колеса; радиус начальной окружности этого триба обозначим через r_1'. Следовательно, сила P_2 на окружности 1-го промежуточного колеса будет:

$$P_2 = P_1 \frac{r_1'}{r_2} = P \frac{r r_1'}{r_1 r_2}.$$

Так же найдем силу, действующую на окружности ходового колеса:

$$P_x = P \frac{r}{R_x} \frac{r_1' r_2' r_3'}{r_1 r_2 r_3}.$$

В этом выражении вместо радиусов начальных окружностей колес и трибов можно подставить числа зубьев колес и трибов, так как

$$\frac{r'}{r}=\frac{2\pi r'}{2\pi r}=\frac{z't}{zt}=\frac{z'}{z}.$$

Тогда

$$P_x=P\frac{r}{R_x}\frac{z_1'z_2'z_3'}{z_1z_2z_3}, \tag{102}$$

где z_1', z_2' и z_3' — числа зубьев трибов 1-го промежуточного, 2-го промежуточного и ходового колес; z_1, z_2 и z_3 — числа зубьев центрального, 1-го промежуточного и 2-го промежуточного колес.

Так как $M_{\text{цент}}=Pr$ и $M_x=P_xR_x$, то формулу (102) можно представить так:

$$M_x=M_{\text{ц. к}}\frac{z_1'z_2'z_3'}{z_1z_2z_3}. \tag{103}$$

На самом деле, если измерить окружное усилие P_x динамометром, оно будет меньше вычисленного, так как скажется влияние трения между зубьями колес и трибов, а также трение цапф в подшипниках.

По данным проф. Зандера при предварительных расчетах можно к. п. д. передачи η считать равным 0,94 для каждой пары колес. Так как в рассмотренном примере часовой механизм трубки содержит три пары колес, то 0,94 необходимо возвести в третью степень ($0{,}94^3$). Тогда формула (103) принимает вид:

$$M_x=M_{\text{ц. к}}\frac{z_1'z_2'z_3'}{z_1z_2z_3}\cdot 0{,}94^3. \tag{103'}$$

Проф. Ачеркан в труде «Конструирование станков» приводит следующие данные по к. п. д. зубчатой передачи:

1) к. п. д. зубчатых колес почти не зависит от количества смазки, если только оно достаточно для предохранения зубьев от повреждения их рабочих профилей;

2) к. п. д. не зависит от окружной скорости, по крайней мере в пределах от 0,3 до 7,5 *м/сек*;

3) к. п. д. не зависит от угла зацепления;

4) к. п. д. не зависит или почти не зависит от величины передаваемого усилия;

5) из всех факторов, влияющих на величину к. п. д., важнейшим является состояние рабочих поверхностей зубьев; к. п. д. тем больше, чем глаже эти поверхности;

6) при прочих одинаковых условиях к. п. д. тем ниже, чем больше высота головки зубьев, что объясняется более высокими потерями от относительного скольжения профилей;

7) различие в значениях к. п. д. зубчатых передач при разных профилях зубьев настолько незначительно, что не может служить доводом в пользу той или иной формы зубьев независимо от назначения зубчатой передачи;

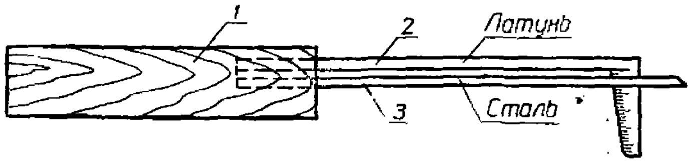
8) если при проектировании или нарезании зубчатого венца допущены ошибки, то к. п. д. передачи может чувствительно снизиться

вследствие потерь от шабрящего действия вершин зубьев, возрастания потерь от относительного скольжения профилей и пр.;

9) Проф. Шибелем указывается среднее значение к. п. д. для зубчатой передачи $\eta=0{,}95$, которое (значение) учитывает также потери в подшипниках.

Выше было сказано, что усилие на ходовом колесе P_x определяется динамометром (фиг. 57), который принципиально устроен следующим образом.

В деревянной оправке 1 заделан неподвижно латунный флажок 2. Рядом с флажком укреплена тонкая стальная пластинка 3. На флажке

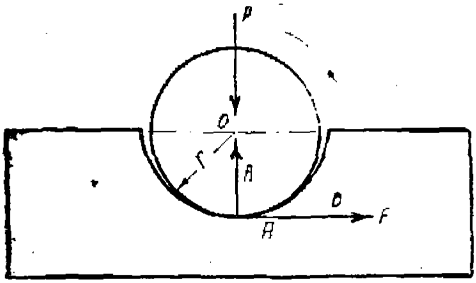


Фиг. 57. Принципиальная схема динамометра.

нанесены деления—риски, которые отвечают определенной нагрузке, приложенной к концу стальной пластинки.

Подводя стальную пластинку под вершину зуба ходового колеса, по отклонению пластинки по тарированной шкале флажки определяют усилие P_x.

Вернемся к формуле (103'). Если часовой механизм помещен в трубке или во взрывателе, который не подвержен действию центробежной силы, например в глубинной бомбе, то формула (103') справедлива для подсчета преобразования силы в часовом механизме. Если же дистанционная трубка помещена в снаряде, предназначенном для зенитной стрельбы, то формулу (103') придется видоизменить, с тем чтобы она учитывала действие центробежной силы снаряда.



Фиг. 58. Определение силы трения в подшипнике.

Если считать в первом приближении, что давление цапфы на подшипник сосредоточено в одной нижней точке A (фиг. 58), то сила трения, приложенная к цапфе, будет

$$F = fP$$

и направлена в сторону, противоположную вращению. Но в таком положении невозможно равномерное вращение, так как сумма моментов всех сил, включая вращательный момент двигательной силы, не равна нулю (например, относительно точки A). Цапфа накатывается на подушку и во время движения скользит, опираясь в некоторой точке B, расположенной выше точки A. При таком расположении цапфы нормальное давление уже не равно P.

Рассматривая равновесие цапфы в новом положении, убедимся, что из условий равновесия следует:

$$\angle BOA = \varphi; \quad R = P\cos\varphi.$$

Сила трения будет:

$$F = fR = \operatorname{tg}\varphi P\cos\varphi = P\sin\varphi.$$

При малых коэфициентах трения $\sin\varphi \approx \operatorname{tg}\varphi$, поэтому можно считать, как и раньше, $F = fP$, а момент сопротивления (трения) цапфы

$$M_{\text{тр}} = fPr', \tag{104}$$

где r' — радиус цапфы.

Более детальное изучение показывает, что цапфа опирается не в одной точке, а по поверхности подушки, при этом у новых, несработавшихся подшипников момент сопротивления (формула Вейсбаха)

$$M_{\text{тр}} = \frac{\pi}{2} fPr' = 1{,}57 fPr'. \tag{105}$$

Обычно принято пользоваться формулой (104), учитывая, что центробежная сила

$$C = m\omega^2 l,$$

где m — масса колеса и триба;
ω — угловая скорость снаряда;
l — расстояние от оси вращения снаряда до оси вращения колеса.

Тогда формулу (104) можно переписать так:

$$M_{\text{тр}} = fm\omega^2 lr'. \tag{105'}$$

Формулой (103') в чистом виде нельзя будет пользоваться, а придется последовательно определять крутящий момент от двигателя относительно оси каждого из колес и из полученного момента вычесть момент силы трения от действия центробежной силы по формуле (105').

Преобразование силы в часовом механизме трубки Тиль-Круппа

Момент на трибе 1-го промежуточного колеса (фиг. 59)

$$M_1 = \frac{z_1'}{z_{\text{ц. к}}} 0{,}94\ M_{\text{ц. к}} - fml_1\omega^2 r',$$

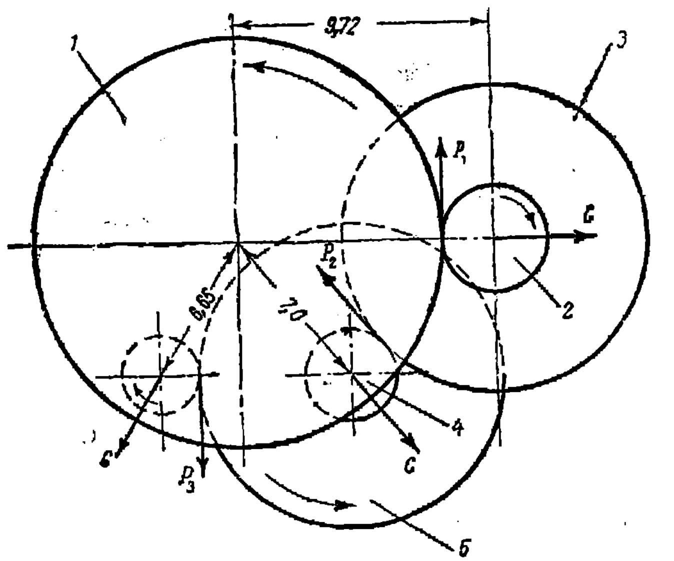
где z_1' — число зубьев триба 1-го промежуточного колеса;
$z_{\text{ц. к.}}$ — число зубьев центрального колеса;
$M_{\text{ц. к}}$ — среднее значение момента относительно оси центрального колеса, передаваемого заводной пружиной;
m — масса триба и колеса,
l_1 — расстояние от оси триба до оси вращения снаряда;

r_1' — радиус цапфы триба 1-го промежуточного колеса;

$$M_{I}=\frac{10}{40}\cdot 0{,}94\cdot 2300-0{,}18\,\frac{0{,}8}{981}\cdot 0{,}975\cdot 0{,}025\cdot 2150^2=$$
$$=540-16{,}5=523{,}5 \text{ гсм}$$

$$M_{II}=\frac{10}{50}\cdot 0{,}94\cdot 523{,}5-0{,}18\,\frac{0{,}32}{981}\cdot 0{,}70\cdot 0{,}044\cdot 2150^2=$$
$$=98{,}4-8{,}37=90{,}03 \text{ гсм};$$

$$M_{х.к}=\frac{8}{68}\cdot 0{,}94\cdot 90{,}03-0{,}18\,\frac{0{,}165}{981}\cdot 0{,}665\cdot 0{,}019\cdot 2150^2=$$
$$=10-1{,}77=8{,}23 \text{ гсм}=82{,}3 \text{ гмм}.$$



Фиг. 59. Схема действующих сил в часовом механизме трубки Тиль-Круппа.

1 — центральное колесо; 2 — триб первого промежуточного колеса; 3 — первое промежуточное колесо; 4 — триб второго промежуточного колеса; 5 — второе промежуточное колесо.

В книге Зандера находим, что $P_х=1 г$ для обычных стенных часов; можно заключить, что $M_х$ для трубок отличается от $M_х$ обычных часов.

Преобразование силы в часовом механизме трубки Юнганса

Ранее было определено, что крутящий момент на главном колесе имеет следующие значения:

$$M_{гл.\,к\,max}=45849 \text{ гмм};$$
$$M_{гл.\,к\,min}=35311 \text{ гмм}.$$

Определим наибольшее и наименьшее значения крутящего момента на каждом промежуточном и на ходовом колесах.

На 1-м промежуточном колесе

$$M_{1\max}=0{,}94M_{\text{гл. к}\max}\frac{r_1}{R_{\text{гл.к}}}-f\frac{q}{g}\omega^2 l_1 r',$$

где r_1 — радиус начальной окружности триба 1-го промежуточного колеса;

q — вес 1-го промежуточного колеса и триба;

l_1 — расстояние между осями главного и 1-го промежуточного колес;

r' — радиус цапфы 1-го промежуточного колеса.

Имеем:

$$M_{1\max}=0{,}94\cdot 45849\frac{3}{5{,}25}-0{,}16\cdot\frac{1{,}73}{9819}\omega^2\cdot 8{,}25\cdot 0{,}6=23\,289;$$

$$M_{1\min}=0{,}94\cdot 35311\cdot\frac{3}{5{,}25}-814=17\,648 \textit{ гмм}.$$

На 2-м промежуточном колесе

$$M_{2\max}=0{,}94M_{1\max}\frac{r_2}{R_1}-95q_2l_2r''=$$

$$=0{,}94\cdot 23\,289\frac{1{,}6}{5{,}4}-95\cdot 0{,}37\cdot 8{,}04=6270 \textit{ гмм};$$

$$M_{2\min}=0{,}94\cdot 17\cdot 648\frac{1{,}6}{5{,}4}-111{,}5=4734 \textit{ гмм}.$$

На 3-м промежуточном колесе

$$M_{3\max}=0{,}94M_{2\max}\frac{r_3}{R_2}-95q_3l_3r'''=$$

$$=0{,}94\cdot 6270\frac{1{,}35}{4{,}05}-95\cdot 0{,}32\cdot 10\cdot 0{,}3=1827 \textit{ гмм};$$

$$M_{3\min}=0{,}94\cdot 4734\cdot\frac{1{,}35}{4{,}05}-91{,}2=1357 \textit{ гмм}.$$

На 4-м промежуточном колесе

$$M_{4\max}=0{,}94M_{3\max}\frac{r_4}{R_3}-95q_4l_4r^{IV}=$$

$$=0{,}94\cdot 1827\frac{1}{3{,}75}-95\cdot 0{,}26\cdot 8\cdot 0{,}25=388 \textit{ гмм};$$

$$M_{4\min}=0{,}94\cdot 1357\frac{1}{3{,}75}-59{,}4=273 \textit{ гмм}.$$

На ходовом колесе

$$M_{\text{х. к}\max}=0{,}94M_{4\max}\frac{r_x}{R_4}-95q_xl_xr^V=0{,}94\cdot 388\cdot\frac{1}{3{,}5}-$$

$$-95\cdot 0{,}25\cdot 5{,}5\cdot 0{,}2=76 \textit{ гмм};$$

$$M_{\text{х. к}\min}=0{,}94\cdot 273\frac{1}{3{,}5}-26{,}1=46 \textit{ гмм}.$$

Усилие на ходовом колесе будет:

а) в начале импульса на входной палете

$$P_{\max}=\frac{M_{\text{х. к} \max}}{R_1}=\frac{76}{5,5}=13,8 \text{ г};$$

$$P_{\min}=\frac{46}{5,5}=8,4 \text{ г};$$

б) конце импульса на выходной палете

$$P'_{\max}=\frac{M_{\text{х. к} \max}}{R_2}=\frac{76}{5,7}=13,3 \text{ г};$$

$$P'_{\min}=\frac{48,0}{5,7}=8,4 \text{ г}.$$

Преобразование силы во взрывателе Таваро

Главная ось взрывателя приводится в движение кремальерой, которая начинает перемещаться под действием центробежной силы снаряда.

При перемещении кремальеры меняется расстояние от центра тяжести ее до оси вращения снаряда,—следовательно, меняется значение центробежной силы.

Будем исходить из наибольшего значения центробежной силы $C_{\max}=15\,637$ г и минимального значения $C_{\min}=3127,4$ г.

Момент на трибе главного колеса

$$M_{\text{г. к}}=0,94\cdot Cr-fml_1\omega^2r',$$

где r — 1,14 *мм* — радиус начальной окружности триба;

$m=0,000028$ *г сек/мм* — масса триба и колеса;

$l_1=3,96$ *мм* — расстояние от оси триба до оси снаряда;

$\omega=5526\ \frac{1}{\text{сек.}}$;

$r'=0,39$ *мм* — радиус цапфы;

$$M_1=0,94\cdot 3127,4\cdot 1,14-0,2\cdot 0,000028\cdot 3,96\cdot 5526,4^2\cdot 0,39=$$
$$=3351,3-264,1=3087,2 \text{ гмм};$$
$$M_{1\max}=16757-264,1=16492,9 \text{ гмм}.$$

Момент на 1-м промежуточном колесе

$$M_{1\max}=0,94\cdot M_{\text{г. к} \max}\cdot\frac{r_I}{R_{\text{г. к}}}-fm_1l_1\omega^2r,$$

где r_I — радиус начальной окружности триба 1-го промежуточного колеса;

$R_{\text{г. к}}$ — радиус начальной окружности главного колеса;

m_1 — масса 1-го промежуточного колеса и триба;

l_1 — расстояние от оси триба до оси снаряда;

r' — радиус цапфы колеса

$$M_{1\max}=0,94\cdot 16492,9\cdot\frac{1,14}{2,47}-0,2\cdot 0,0415\cdot 3,96\cdot 5526,4^2\cdot 0,32=$$
$$=7155,2-116,1=7039,1 \text{ гмм};$$
$$M_{1\min}=0,94\cdot 3087,2\cdot 0,461-116,1=1337,8-116,1=1221,7 \text{ гмм}.$$

Момент на 2-м промежуточном колесе

$$M_{2\,\max} = 0{,}42 \cdot 7039{,}1 - 116{,}1 = 2840{,}4\ гмм;$$

$$M_{2\min} = 508{,}9 - 116{,}1 = 392{,}8\ гмм.$$

Момент на трибе ходового колеса

$$M_{3\,\max} = 0{,}42 \cdot 2840{,}4 - f m_{III} l_3 \omega^2 r' = 1193 - 154{,}02 = 1039\ гмм;$$

$$M_{3\,\min} = 0{,}42 \cdot 392{,}8 - 0{,}2 \cdot 0{,}00002 \cdot 3{,}94 \cdot 5526{,}4^2 \cdot 0{,}32 = 164{,}98 - 154{,}02 = 10{,}96\ гмм.$$

Окружное усилие на ходовом колесе

$$P_{х.\,к\,\max} = \frac{M_{III\,\max}}{R_{х.\,к}} = \frac{2039}{2{,}94} = 353{,}4\ г.$$

ПРОВЕРКА ДЕТАЛЕЙ ТРУБОК НА ПРОЧНОСТЬ

Из исследованных деталей трубок Юнганса, Тиль-Круппа, Варо ...ми прочными оказались детали трубки Юнганса. Цапфы и зубья ...с и трибов при работе этой трубки, а также при сборке и раз...ке не гнулись и не ломались, в то время как другие детали трубок ...ли худшие результаты, а при недостаточно осторожном обраще... цапфы и зубья колес таких трубок выкрашивались и гнулись. ...Большая прочность деталей трубки Юнганса объясняется не ...ко бо́льшими размерами их по сравнению с деталями Варо ...уппа, но и качеством материалов, из которых изготовляются ...ли трубки Юнганса.

Из патентных данных известно, что применяемые Юнгансом ...ь и латунь являются специальными сплавами, состав которых ...особы приготовления фирмой держатся в секрете. Допустимые ...яжения *для этих материалов более высокие, чем рекомендуе...* в отечественных справочниках.

...верка прочности зуба центрального колеса трубки Тиль-Круппа

Наибольшее усилие испытывают зубья центрального колеса от ...жного усилия, создаваемого моментом заводной пружины.

Зуб колеса рассматриваем как балку (фиг. 60), закрепленную ...м концом, на свободный конец которой действует окружное ...ие $P = 2{,}8$ *кг*.

Изгибающий момент

$$M_{изг} = Ph.$$

В то же время изгибающий момент

$$M_{изг.} = w\sigma_b,$$

σ_b — допускаемое напряжение на изгиб; для дельта-металла $\sigma_b = 15$ *кг/мм*^{2} («Справочник металлиста», стр. 192—193);

w — момент сопротивления для прямоугольного сечения;

$$w = \frac{bS^2}{6}.$$

Приравнивая правые части выражений для изгибающего момента, получим:

$$Ph = \sigma_b \frac{bS^2}{6}, \tag{106}$$

откуда

$$\sigma_b = \frac{6Ph}{bS^2}. \tag{107}$$

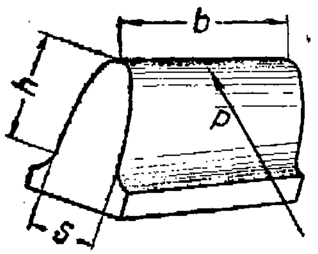
Для проверки шага зацепления можно рекомендовать следующий метод. Выразим элементы зуба в долях шага. Пусть высота зуба

$$h = \alpha t,$$

где t — шаг зацепления и

$$S = \beta t.$$

Подставив значения h и S в уравнение (106), получим:



Фиг. 60. Расчет зуба на прочность.

$$P\alpha t = \frac{b\beta^2 t^2}{6} \sigma_b,$$

или

$$P = \frac{1}{6} \frac{\beta^2 \sigma_b b t}{\alpha}.$$

Обозначим

$$\frac{1}{6} \frac{\beta^2 \sigma_b}{\alpha} = k.$$

Тогда

$$P = kbt. \tag{108}$$

Длину зуба b можно также выразить в долях шага

$$b = \gamma t.$$

Окончательно

$$P = k\gamma t^2,$$

откуда

$$t = \sqrt{\frac{P}{k\gamma}}. \tag{109}$$

Зная, что $P = 2{,}8$ *кг*, $b = 2{,}5$ *мм* и модуль зацепления центрального колеса и триба 1-го промежуточного колеса $m = 0{,}39$ *мм*, имеем:

$$\gamma = \frac{b}{t} = \frac{2{,}5}{\pi m} = \frac{2{,}5}{3{,}14 \cdot 0{,}39} = 2{,}042;$$

$$\beta = \frac{S}{t} = \frac{0{,}5t}{t} = 0{,}5; \ \beta^2 = 0{,}25;$$

$$\alpha = \frac{h}{t} = \frac{2{,}7m}{\pi m} = \frac{2{,}7}{3{,}14} = 0{,}86.$$

Подставляя все значения в выражения для k, имеем:

$$k = \frac{1}{6} \frac{0{,}25}{0{,}86} \cdot 15 = 0{,}73 \ кг/мм^2.$$

Наконец,

$$t = \sqrt{\frac{2,8}{0,73 \cdot 2,042}} = 1,235 \textit{ мм}$$

$$m \approx \frac{t}{\pi} = \frac{1,235}{3,14} = 0,39 \textit{ мм}.$$

Как видно, модуль зацепления здесь выбран без надлежащего запаса прочности. Ранее указывалось, что детали колес и трибов трубок изготовляются из специальных сплавов. Так как рассматриваемое центральное колесо работает, не подвергаясь поломкам или разрушению во время работы трубки, следует признать, что взятое значение σ_b занижено.

Напряжение получается довольно высокое, но в зацеплении одновременно находится не один зуб, а, как видно из построения профилей, два зуба. Напряжение на каждый зуб, следовательно, будет в два раза меньше.

Проверка на прочность зуба триба 1-го промежуточного колеса

Имеем следующие данные:

$$S' = 0,4t = 0,4\pi m;$$
$$b' = 6,75 \textit{ мм};$$
$$h' = 2,55 \ m;$$
$$m = 0,39 \textit{ мм};$$
$$P = 2,8 \textit{ кг}.$$

Триб стальной, допускаемое напряжение на изгиб для стали $\sigma_b = 15$ *кг/мм²*. Тогда

$$\alpha = \frac{h'}{t} = \frac{2,55m}{\pi m} = \frac{2,55}{3,14} = 0,8121;$$

$$\beta = \frac{S'}{t} = \frac{0,4t}{t} = 0,4; \quad \beta^2 = 0,16;$$

$$k = \frac{\beta^2}{6\alpha}\sigma_b = \frac{0,16 \cdot 15}{6 \cdot 0,8121} = 0,492 \textit{ кг/мм}^2;$$

$$\gamma = \frac{b}{t} = \frac{6,75}{3,14m} = \frac{6,75}{3,14 \cdot 0,39} = 5,512.$$

Подставляя в формулу (109), получаем:

$$t = \sqrt{\frac{2,8}{0,492 \cdot 5,512}} = 1,012 \textit{ мм};$$

$$m = \frac{t}{\pi} \approx \frac{1,012}{3,14} = 0,33 \textit{ мм} < 0,39 \textit{ мм},$$

что вполне удовлетворяет практическому модулю.

У остальных пар колес часового механизма трубки Тиль-Круппа окружное усилие много меньше, а размеры зубьев изменяются незначительно.

Допускаемое напряжение σ_b *кг/мм²* на изгиб материала зуба при статической нагрузке его (скорость $v=0$) может быть определено из соотношения:

$$\sigma_b = \frac{\sigma}{n'}, \tag{110}$$

где n' — коэфициент безопасности;

σ — временное сопротивление на растяжение или изгиб.

Значения n' будут различными в зависимости от того, какой предел обозначает σ.

Практически приходится связывать σ_b с временным сопротивлением на растяжение σ_B, которое для применяемых материалов известно с достаточной точностью:

$$\sigma_b = \frac{\sigma_B}{n'}. \tag{111}$$

Коэфициент безопасности n' зависит от многих факторов: характера нагрузки, случайных перегрузок, направления вращения зубчатого колеса (постоянно в одну сторону или движение знакопеременно), характера концентрации напряжений в углах впадины (рода материала, формы дна и радиусов закруглений в углах впадин) и т. д.

Влияние всех этих факторов на величину n' может быть учтено количественно только с грубым приближением. Практически проще принимать для коэфициента безопасности n' некоторые средние значения.

Учитывая особенности часового механизма трубки, где колеса вращаются в одну сторону и где заводная пружина при хранении трубки заведена доотказа, следует считать коэфициент безопасности $n'=3\div4$ (по данным для зубчатых колес Маркса и Бакингема).

Для выбора σ_b при расчете зубчатых колес можно пользоваться таблицами, которые приводятся во многих справочниках, курсах деталей машин и т. д. Проф. Зандер предлагает следующие данные:

для латуни

$$\sigma_b = 3 \div 5 \text{ кг/мм}^2$$

для стали

$$\sigma_b = 8 \div 12 \text{ кг/мм}^2$$

для чугуна

$$\sigma_b = 2 \div 3 \text{ кг/мм}^2.$$

Книга проф. Зандера Uhrenbehre издана в 1922 г. Надо считать, что его данные уже устарели.

Проф. Ачеркан Н. С. приводит расчетные данные σ_b для зубчатых колес по многим источникам (Ретшер, Кимболл, Хютте, Кенен, Фрейтаг) и на основании всех имеющихся данных рекомендует значения σ_b *кг/мм²*, приведенные в табл. 21

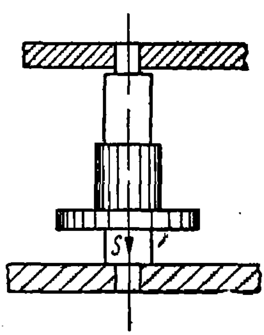
Таблица 27

Допускаемые расчетные напряжения зубьев для колес из различных материалов (по Ачеркану)

Материал	σ_b кг/мм²
Чугун нормального качества	4,0
Чугун высокого качества	5,0
Сталь литая кованая	14,0
Стальное литье	13
Никелевые стали, незакаленные[1]	17
Никелевые стали[1] (цементированные или улучшенные)	24
Хромо-никелевые стали, зубья цементированные, закаленные, шлифованные	55
Кремнисто-марганцовистые стали[1]	35
Бронзовое литье	6
Фосфористая бронза, литье в песок	5
То же, литье в кокиль	6,5
То же, центробежное литье	7,5
Специальная бронза, прокованная	10,0
Стальная бронза, прокованная	25,0
Дельта-металл	11,0
Кожа[2]	4,3
Текстолиты	5,0
Полусталь	7,0
Хромованадиевые стали	55,0

Проф. Ачеркан рекомендует пользоваться данными таблицы при уверенности в хорошем качестве материала и в тех случаях, когда по условиям габарита необходимо принять возможно малый модуль; в остальных случаях рекомендует уменьшать значения σ_b на 10—20% для зубчатых колес, работающих без толчков, и на 25—40% при ударной работе.

Проверка планки на смятие от давления основания триба



Фиг. 61.

При выстреле в механической трубке от действия сил линейного ускорения снаряда, а при сбрасывании авиабомбы—при встрече бомбы с преградой триб своим основанием будет стремиться смять планку часового механизма. Если планка будет смята, часовой механизм будет работать плохо или вовсе откажет в работе, так как триб врежется в планку и при увеличении трения колесо перестанет вращаться (фиг. 61).

Чтобы обеспечить нормальную работу механизма, необходимо проверить прочность планки под основанием триба на смятие.

[1] В зависимости от химического состава и термообработки.
[2] В зависимости от желаемой долговечности.

Уравнение прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{S_{max}}{F},$$

где $\sigma_{см}$ — допускаемое напряжение на смятие; для специальной латуни $\sigma_{см} = 25$ *кг/мм²*;

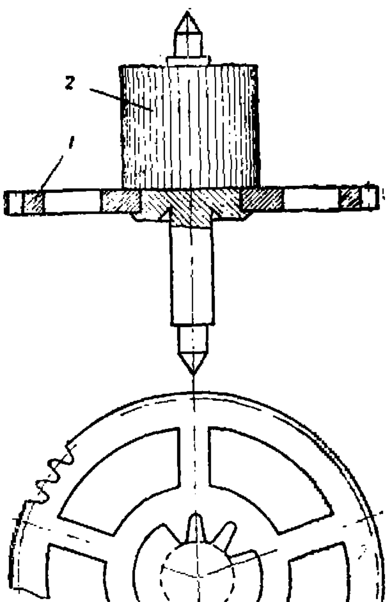
S_{max} — наибольшая сила инерции от поступательного ускорения снаряда;

$$S_{max} = pk_1,$$

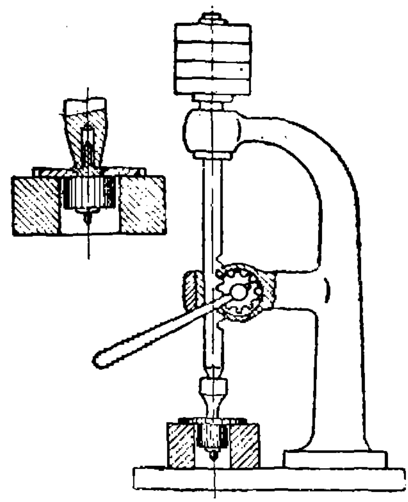
где p — вес детали;

k_1 — коэфициент линейной взводимости[1]; для зенитной пушки в среднем $k_1 = 19000$;

F = площадь смятия.



Фиг. 62. Крепление колеса на триб.



Фиг. 63. Проверка крепления колеса на трибе.

Для планки под 1-е промежуточное колесо трубки Тиль-Круппа

$$F = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) = 0,7854\,(1,34^2 - 0,94^2) = 0,7163 \text{ мм}^2$$

Следовательно, напряжение на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{P}{F} = \frac{19000 \cdot 0,8}{0,7163} = \frac{15,2}{0,7163} = 21,2 \text{ кг/мм}^2,$$

что вполне обеспечивает надлежащую прочность.

---

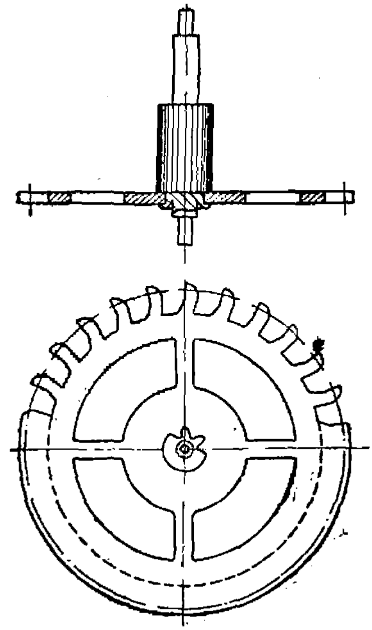
[1] Коэфициент линейной взводимости указывает, что сила веса детали как бы возрастает в число раз, указываемое этим коэфициентом.

Можно утверждать, что все планки в трубке Тиль-Круппа (особенно планки под ангренаж, т. е. под зубчатыми колесами) подвергаются испытанию и должны обладать надлежащей твердостью.

Так как насадка колеса *1* на триб *2* производится запрессовкой, а затем раскаткой триба (фиг. 62), не исключена возможность под действием сил инерции от линейного ускорения во время выстрела срыва колеса с триба. Во избежание этого каждое колесо должно подвергаться испытанию на срыв по схеме на фиг. 63.

Из фиг. 63 видно, что на пуансон накладывается соответствующий груз, который статически должен быть равен 19000-кратному весу триба. При этой нагрузке колесо должно остаться на трибе без всякого нарушения крепления триба и колеса.

После испытания требуется вторичная закатка триба на колесе, во избежание возможного расшатывания колеса на трибе во время испытания.

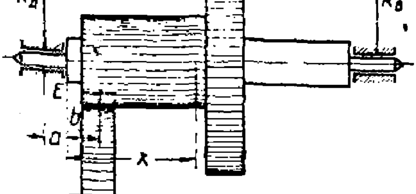


Фиг. 64. Крепление анкерного колеса трубки Тиль-Круппа.

На фиг. 64 показаны анкерное колесо трубки Тиль-Круппа и способ крепления колеса на триб. Прочность крепления анкерного колеса на трибе проверяется грузом.

Проверка на прочность цапф осей трибов

В качестве примера сделаем проверку на прочность цапф триба 1-го промежуточного колеса в трубке Тиль-Круппа.



Фиг. 65.

Как видно из фиг. 65—68, ось триба испытывает напряжение от окружных усилий на зубьях P_1, P_2 и от центробежной силы C.

Момент относительно оси центрального колеса, передаваемый заводной пружиной:

$$M_{ц.к.} = 23 \; кгмм;$$

момент, передаваемый 1-м промежуточным колесом

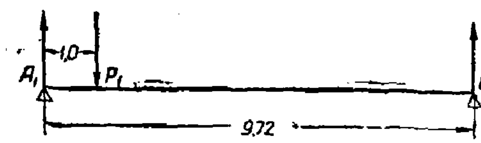
$$M_{пр} = 4{,}816 \; кгмм.$$

Тогда

$$P_1 = \frac{M_{ц.к}}{R} = \frac{23}{7{,}8} = 2{,}8 \textit{ кг};$$

$$P_2 = \frac{M_{пр}}{r} = \frac{4{,}816}{6{,}0} = 0{,}8 \textit{ кг}.$$

Реакции опор от силы P_1 (фиг. 66)

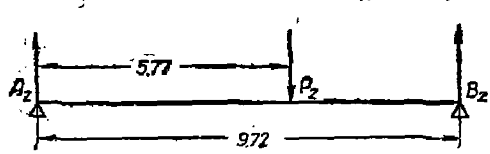


Фиг. 66.

$$A_1 = \frac{2{,}8 \cdot 8{,}72}{9{,}72} = 2{,}51 \textit{ кг};$$

$$B_1 = 0{,}29 \textit{ кг};$$

Реакция опор от силы P_2 (фиг. 67)



Фиг. 67.

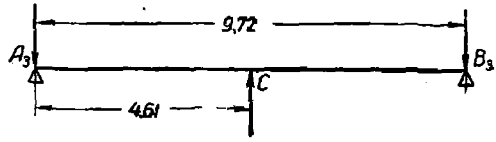
$$A_2 = \frac{0{,}8 \cdot 3{,}95}{9{,}72} = 0{,}33 \textit{ кг};$$

$$B_2 = 0{,}47 \textit{ кг}.$$

Реакция опор от центробежной силы снаряда

Развиваемая центробежная сила приложена к центру тяжести колеса, направлена перпендикулярно силе P и равна:

$$C = 0{,}00000112 \cdot 0{,}8 \cdot 9{,}75 \cdot 23000^2 = 4680 \textit{ г}.$$



Фиг. 68.

Реакции опор (фиг. 68)

$$A_3 = \frac{4{,}680 \cdot 5{,}11}{9{,}72} = 2{,}46 \textit{ кг};$$

$$B_3 = 2{,}22 \textit{ кг}.$$

Суммарная реакция равна (фиг. 69):

$$R_A = 3{,}55 \text{ кг}.$$

На фиг. 65 расстояние $a = 0{,}72$ *мм* $= 0{,}072$ *см*.
Изгибающий момент относительно точки E

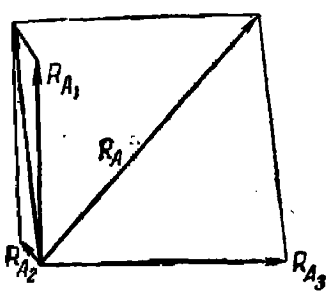
$$M = R_A a = 3{,}55 \cdot 0{,}072 = 0{,}2556 \text{ кг/см}.$$

Момент сопротивления цапфы

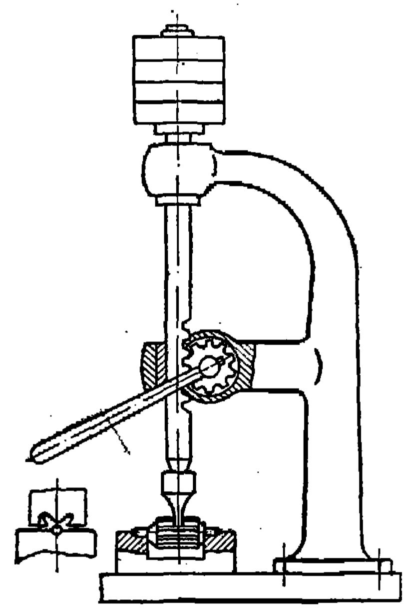
$$W = 0{,}1d^3 = 0{,}1 \cdot 0{,}085^3 = 0{,}0000614 \text{ см}^3;$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{0{,}2556}{0{,}0000614} = 4162 \text{ кг/см}^2.$$

Цапфы осей трибов часовых механизмов обычно изготовляются из стали У-8А и У-10А, калятся и затем отпускаются. Временное сопротивление указанного материала $\sigma_b = 110 - 130$ *кг/мм*².



Фиг. 69.



Фиг. 70. Проверка цапф на прочность.

Полученное при работе напряжение в цапфах не превосходит допустимого.

На заводах обычно проверка цапф на прочность производится по схеме, показанной на фиг. 70.

При нагрузке 4 *кг* цапфы не должны иметь каких-либо остаточных деформаций.

ГЛАВА III

ХОДЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРУБОК

Регуляторы механических трубок Тиль-Круппа, Варо, Дикси совершают колебательное движение. Ни с чем не связанный регулятор колебался бы по закону затухающих гармонических колебаний, его амплитуда постепенно уменьшалась бы вследствие сопротивлений трения и в конце концов он остановился бы. Поэтому необходимо поддерживать колебательное движение баланса так, чтобы амплитуда колебания его не уменьшалась, т. е. сообщать балансу периодически импульсы (толчки), которые поддерживали бы амплитуду постоянной.

Кроме того, ранее было установлено, что колеса часового механизма совершают вращательное неравномерно ускоренное, а затем замедленное движение под действием заводной пружины. Назначение регулятора—преобразовывать это неравномерное движение колесной системы в равномерно-периодическое.

Так как движение колес часового механизма вращательное, а движение регулятора колебательное, то непосредственной кинематической связи между ними не может быть.

Для связи между колесами часового механизма и регулятором с целью поддержания затухающих колебаний регулятора, а также для преобразования неравномерного движения колес в равномерно периодическое между регулятором и последней, наиболее быстро вращающейся, осью часового механизма вводится еще один механизм, который называется ходом (спуском).

Главными частями хода по терминологии проф. Л. П. Шишелова являются анкер (скобка, якорь) и анкерное (ходовое) колесо.

Конструкций ходов очень много (около 200). Здесь будут рассмотрены те из них, которые имеют непосредственное отношение к механическим трубкам. Прежде чем приступить к описанию хода механических трубок, остановимся на делении ходов по принципу их работы, а также рассмотрим хода обычных часов, которые нашли применение в механических трубках, но в модернизированном виде.

По принципу работы все хода можно разделить на две группы:

1. Несвободные хода, в которых якорь и баланс, сидящие на одной оси, в течение почти всего времени колебания находятся в соприкосновении с ходовым колесом. В этих ходах в тот момент, когда колеса стоят неподвижно, а регулятор движется, между якорем и зубом ходового колеса, который опирается на якорь, происходит трение. Такие хода называют также ходами с трением на покое.

Эта группа ходов имеет наибольшее распространение в механи-ских трубках Тиль-Круппа, Варо, Юнганса.

2. Свободные хода, в которых регулятор совершает колебание вершенно свободно, входя в соприкосновение с ходовым колесом лько на очень короткий промежуток времени, чтобы освободить ханизм для провертывания на определенный угол и получить пульс от ходового колеса для поддержания амплитуды колебания. и хода реже встречаются в механических трубках (Дикси).

ХОД ГРАХАМА

В качестве хода с трением на покое рассмотрим ход Грахама. Этот ход, предложенный в 1715 г., встречается и в настоящее время в измененном виде в трубках.

На фиг. 71, *а* показан ход Грахама. Анкерное колесо *1* вращается по часовой стрелке. В якоре *2* заделаны изготовленные из стали *входная 3* и *выходная 4* палеты.

На фиг. 71, *б* обе палеты показаны в увеличенном виде. На входной палете поверхностью покоя является внешняя цилиндрическая поверхность, а на выходной—внутренняя поверхность цилиндра. Поверхностями покоя они называются потому, что на них лежит во время покоя зуб анкерного колеса, когда колеса часового механизма неподвижны (положение зуба анкерного колеса на фиг. 71,*в*).

Скос у палет также различный; этот скос называется плоскостью импульса.

Ходовое колесо под действием силы завода стремится вращаться по часовой стрелке (фиг. 71, *в*), но удерживается на месте, так как зуб *1* лежит на поверхности покоя входной палеты. Регулятор в это время совершает качание слева направо, и зуб *1*, упав на входную палету, создает трение при ее движении (положение *I* на фиг.71,*в*).

Угол *r* между линией, проведенной через центр вращения якоря и точку палеты, на которую упал зуб, и линией, проведенной через центр вращения якоря и точку, в которой начинается импульс, носит название угла покоя. Угол *i*, образованный прямыми, проведенными из центра вращения якоря через края плоскости импульса, называется углом импульса.

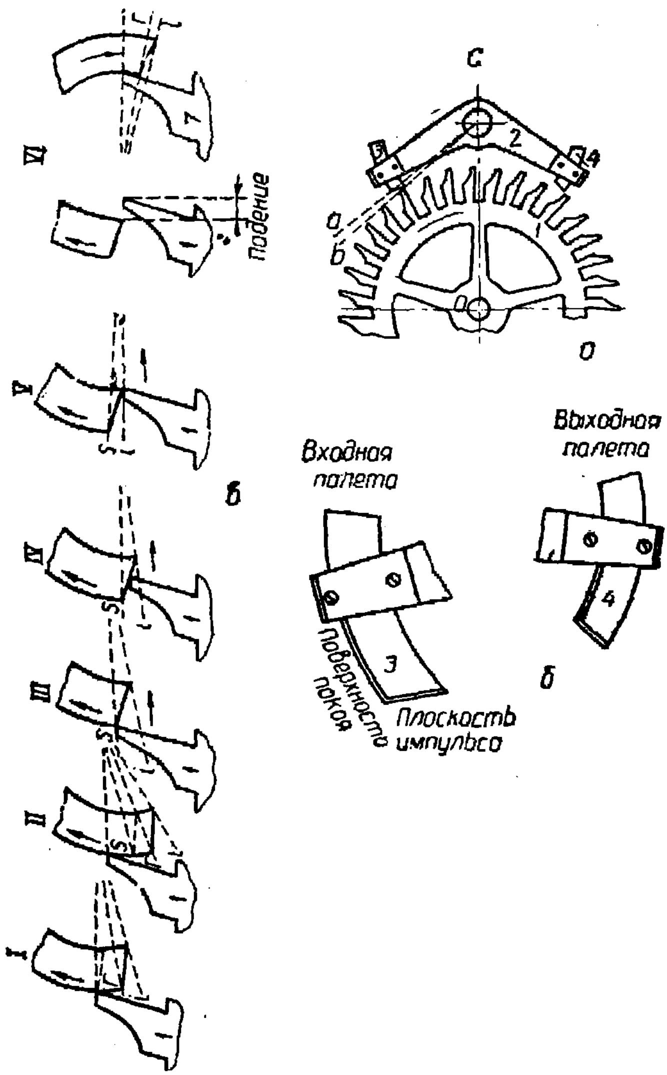
Когда зуб *1* падает на входную палету, регулятор продолжает качание слева направо, а якорь, связанный с ним, вращается вокруг центра *O* против часовой стрелки (фиг. 71, *I*). Регулятор-маятник в это время описывает дополнительную дугу и, дойдя до ее конца, поворачивает обратно. Крайнее положение регулятора-маятника видно на фиг. 71, *II*, где буквой *S* обозначен дополнительный угол.

Затем маятник идет справа налево, якорь движется по часовой стрелке. Зуб скользит по поверхности покоя, проходя сначала дополнительный угол, а затем угол покоя до грани палеты, где начинается импульс. В рассматриваемый момент зуб и палета будут в положении *III* (фиг. 71, *в*).

В течение всех трех первых положений зуб находится в покое, так как поверхность покоя—цилиндрическая поверхность, ось которой проходит через центр вращения якоря. *Это характерно для всех ходов с покоем.*

Во время импульса движутся и зуб, и якорь. Зуб движется по наклонной плоскости палеты, толкая ее вверх (по часовой стрелке и сообщая импульс (толчок) якорю и маятнику, связанному с якорем вилкой.

Якорь в это время проходит угол импульса (фиг. 71, *IV* и *V*), причем в положении *V* зуб готов сойти с палеты. Сообщив импульс



Фиг. 71. Ход Грахама и схема его работы.

маятнику, зуб сходит с палеты, и ходовое колесо, ничем не удерживаемое, стремится вращаться по часовой стрелке. Движение ходового колеса продолжается до тех пор, пока стоящий на очереди у выходной палеты зуб не упадет на ее поверхность покоя. В данном случае это—седьмой зуб (*VI* на фиг. 71, *в*).

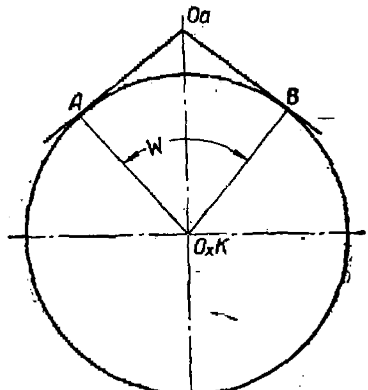
гол поворота колеса за время как зуб 1 сошел с входной палеты, до того, как седьмой зуб упал на выходную палету, называется углом падения.

Во время прохождения колесом угла падения энергия завода теряется бесполезно, поэтому выгодно делать угол падения как можно меньше, однако свести его к нулю нельзя, так как малейшие неточности в изготовлении колеса и якоря (главным образом неравенство шага колеса) привели бы к заклиниванию хода.

Когда седьмой зуб упадет на выходную палету и колесо остановится, маятник будет продолжать движение справа налево, якорь будет двигаться по часовой стрелке и все повторится, как при положении зуба на входной палете.

Если якорь захватывает n зубьев ходового колеса, а ходовое колесо имеет общее число зубьев z_g, угол обхвата W (фиг. 72) ходового колеса анкером можно определить по формуле:

$$W = \frac{360}{z_g} n.$$



Фиг. 72. Угол обхвата ходового колеса анкером.

В несвободном анкерном ходе Грахама число зубьев ходового колеса обычно делают равным $z_g = 24$, 30, 36, 40, 42 и угол обхвата $W = 6^1/_2 t$, $7^1/_2 t$, $11^1/_2 t$, где t — шаг ходового колеса.

Шаг ходового колеса t должен быть равен двойной толщине $b_п$ плюс зазор s_f:

$$t = 2b_п + s_f;$$

$$b_п = \frac{t}{2} - \frac{s_f}{2};$$

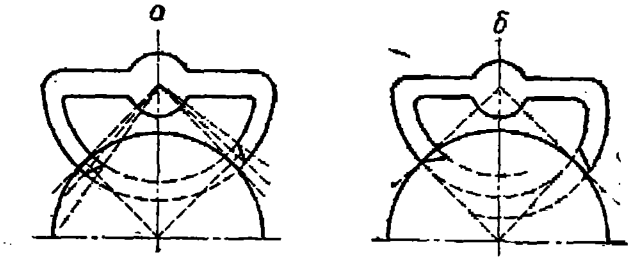
$$s_f = \frac{2}{15} \div \frac{2}{25} t.$$

Угол покоя r делают равным $^1/_2 \div 1°$, угол импульса (подъема) $1 \div 3°$ и дополнительный угол $1 \div 3°$.

Данные эти взяты по проф. Зандеру. Проф. Завадский советует зазор s_f брать равным $0,3t$ по следующим соображениям: $0,1t$ — — на неточность фрезерования зубьев анкерного колеса, $0,1t$ — на неточность сверления отверстий для осей анкерного колеса и якоря, $0,1t$ — на боковой зазор (люфт) в осях.

Анкер может быть сделан так, что плоскость импульса входной и выходной палет будет отстоять на равном расстоянии от центра качания анкера. Такая конструкция придает якорю форму, совершенно симметричную относительно прямой, соединяющей центр анкера и ходового колеса, если анкер поставлен в среднее положение. Ход, снабженный таким анкером, называется равноплечим (фиг. 73, *а*).

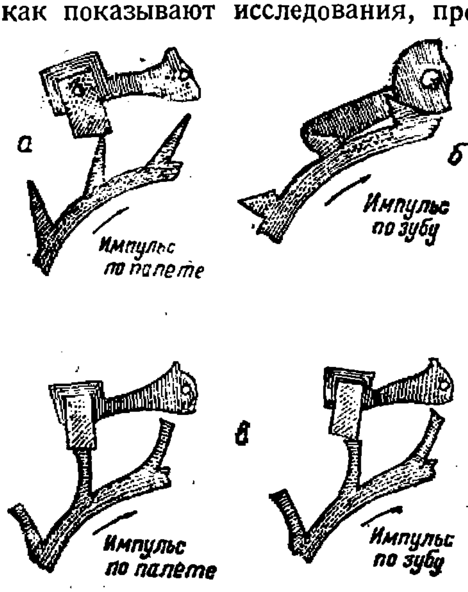
Однако анкер может быть выполнен и так, что поверхности покоя входной и выходной палет будут отстоять на равном расстоянии от центра качания анкера (фиг 73,*б*). Такая конструкция дает анкеру форму, несимметричную относительно той же линии—одно его плечо будет длиннее, другое короче, разница в длине плеч будет $b_н$.



Фиг. 73. Ход часовых механизмов.
а—равноплечий ход; *б*—неравноплечий ход.

Ход, у которого поверхности покоя равно отстоят от центра качания анкера, называется неравноплечим.

Сравнение работы обоих этих ходов не выявляет особых преимуществ какого-либо из них перед другими. В механических трубках, как показывают исследования, произведенные нами, применяются равноплечие (Тиль-Круппа) и неравноплечие (Таваро) хода. По форме зубьев ходового колеса хода можно разделить на три основных типа — английские, швейцарские и штифтовые. Однако за этим внешним признаком формы зуба кроется принципиальное различие в способе передачи импульса сходового колеса наанкер.



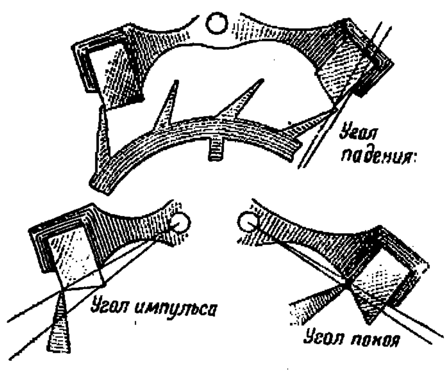
Фиг. 74. Распределение импульса в часовых механизмах.

а—английский ход; *б*—штифтовый ход; *в*—швейцарский ход.

В английском ходе (фиг. 74, *а*) ходовое колесо имеет острый зуб, и импульс сообщается в тот момент, когда острая грань зуба ходового колеса скользит по импульсной плоскости палеты. Таким образом, в этом ходе импульс происходит исключительно за счет импульсной плоскости палеты. Английским зубом снабжен ход механической трубки Дикси.

Желание усилить зуб и увеличить импульс привело к иной, более сложной, конструкции зуба—швейцарскому (фиг. 74, *в*). В этой конструкции вначале зуб ходового колеса, проходя под импульсной плоскостью палеты, приподнимает ее, сообщая импульс, т. е. происходит явление, аналогичное тому, которое имеет место в английском ходе. После этого, так как пятка зуба приподнята, острие палеты начинает скользить по скосу ходового колеса, сообщая импульс анкеру. Таким образом, импульсы получаются в два периода: от импульсной плоскости палеты—импульс на палете и от скоса на зубе—импульс на зубе.

В ходе на фиг. 74, *б* импульс анкеру сообщается только вследствие скоса (импульсной плоскости) на ходовом колесе. На анкере ставятся штифты, заменяющие палеты. Этот ход находит применение, главным образом, в дешевых часовых механизмах, в массовом производстве.



Фиг. 75. Углы импульса, покоя и падения в анкерном ходе.

Этот же ход применяется и в большинстве механических трубок, особенно хорошо он зарекомендовал себя в трубках Тиль-Круппа, Юнганса, но в модернизированном виде; штифты заменены скобкой, как в первом типе будильника 2-го часового завода.

На фиг. 75 показаны углы импульса, покоя и падения в анкерном ходе.

Построение хода Грахама[1]

Построим ход Грахама по следующим данным:

число зубьев ходового колеса 30; якорь обхватывает $6\frac{1}{2}$ зубьев;
угол покоя 30°;
угол импульса 1°;
диаметр ходового колеса 25 *мм*.

Для более точного построения возьмем большой масштаб (например, 5 : 1). Тогда диаметр ходового колеса будет 125 *мм*.

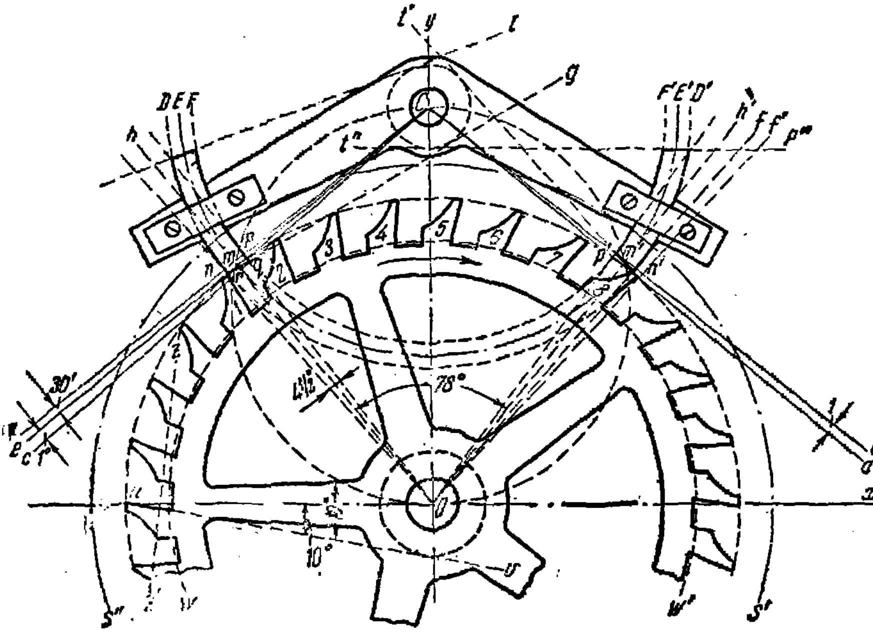
Проводим оси координат O_x и O_y (фиг. 76) и из начала координат описываем полуокружность радиусом 62,5 *мм*. Шаг ходового колеса в градусах будет $\frac{360}{30} = 12°$, а $6^1/_2$ зубьев (правильнее — шагов) будут занимать угол $12 \cdot 6^1/_2 = 78°$. Половину этого угла откладываем влево от оси y, а половину—вправо. Получаем два луча: Oh и Oh'. Через точки пересечения этих лучей с окружностью выступов ходового колеса m и m' проводим касательные aC и $a'C$, которые и определят центр вращения якоря в точке C.

Из центра C радиусом Cm проводим среднюю палетную окружность EE' через точки m и m'. Теперь нужно определить толщину палеты. При идеально правильно изготовленном колесе, как только восьмой зуб сошел бы с выходной палеты, первый зуб лег бы на покой входной палеты без всякого зазора. Но этого не следует доби-

[1] Л. П. Шишелов, Механика часового механизма.

ваться, так как мельчайшая соринка нарушает работу хода и ведет к заклиниванию. Поэтому полагается допускать некоторый зазор, равный обычно $^1/_8$ шага ходового колеса[1]. Так как при работе хода колесо с каждым ударом продвигается на $^1/_2$ шага, то на палету остается $^1/_2-^1/_8=^3/_8$ шага, или, если шаг равен 12°: $12 \cdot ^3/_8=4^1/_2$°.

Поэтому по обе стороны луча Oh под углом 2,25° откладываем лучи On и Op, которые пересекут окружность выступов в точках n и p. Через точки n и p проводим из центра якоря C палетные круги DD' и FF', которые определят цилиндрические поверхности палет.



Фиг. 76. Построение хода Грахама.

Для определения углов палет из центра вращения якоря проводим секущую eC под углом заданного покоя ($^1/_2$°) к касательной aC и под углом заданного импульса (1°) к прямой eC проводим секущую cC.

Входную палету изобразим соответственно моменту, когда зуб 1 только что упал на нее. Следовательно, часть цилиндрической поверхности между лучами aC и eC будет поверхностью покоя, а импульсная поверхность будет показана прямой rg, соединяющей точки пересечения внешнего палетного круга DD' с лучом eC (в точке r) и внутреннего палетного круга FF' с лучом cC (в точке q). Линию rq продолжаем дальше вправо и из центра вращения якоря проводим к ней касательную окружность.

Импульсная плоскость будет во всех ее положениях касательной к этой окружности. Так как мы проектируем переворачиваю-

[1] Это и будет как раз дуга падения; угол падения обозначен на фигуре fOf'.

щиеся палеты, то верхний (на фиг. 73) конец палеты должен быть также ограничен плоскостью, касательной к этой окружности. Таким образом, форма входной палеты вполне определена.

На фиг. 76 показан момент, когда восьмой зуб только что сошел с выходной палеты, следовательно, выходная палета должна касаться окружности выступов ходового колеса концом импульсной плоскости.

Проводим к касательной $a'C$ под углом 1° (угол покоя) луч $c'C$, который пересекает внутренний палетный круг в точке p'. Касательная $a'C$ пересекает внешний палетный круг в точке m'. Соединив эти точки прямой $n'p'$, получаем импульсную плоскость выходной палеты.

Можно прямую $n'p'$ определить и иначе. Для этого из точки пересечения палетного круга DD' с окружностью выступов проводим к окружности касательную, которая служит для определения наклона импульсной плоскости у входной палеты,—это будет касательная $t'p'$, определяющая импульсную поверхность выходной палеты. Вторая касательная к этой окружности $t''p''$, проведенная через верхний конец выходной палеты, определит импульсную поверхность запасного конца выходной палеты. Эти касательные у входной палеты не пересекаются.

Зуб ходового колеса должен касаться палеты вершиной и притом в одной точке. Поэтому нужно слегка «поднутрить» зуб, т. е. переднюю плоскость зуба наклонить вперед на небольшой угол, например 10°. Для этого делим окружность выступов на нужное число частей, начиная с рабочей поверхности входной палеты (в данном случае 30), проводим через какое-нибудь деление радиус Ou и к нему под углом 10° через точку u проводим прямую uv.

Для облегчения построения из центра O описываем окружность, касательную к прямой uv, а затем через все точки деления проводим касательные к этой окружности. Они будут наклонены к своим радиусам под углом 10°.

Совсем острым зуб делать не рекомендуется, так как его тонкий конец будет слишком слабым. Поэтому на его конце нужно сделать фаску под углом 60° к передней плоскости. Для этого пользуются тем же приемом, который только что описан для передней плоскости зуба (касательная zz').

Задняя поверхность зуба может быть произвольной формы, однако такой, чтобы во время работы хода опускающаяся палета не могла задеть задней поверхности зуба. В данном случае выбрана дуга круга, описанная из центров, лежащих на окружности $s's''$, и прямая, параллельная передней плоскости другого зуба, для того чтобы впадины можно было удобно фрезеровать.

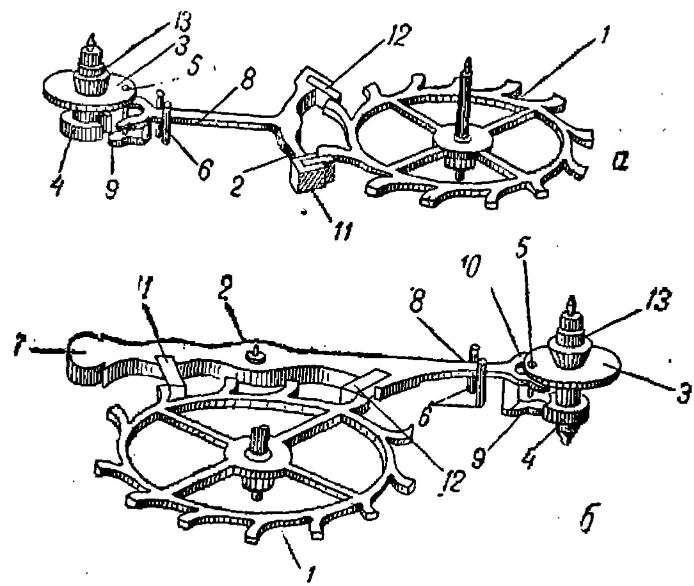
Остальные детали конструкции строятся по общим правилам.

Здесь будет уместно сказать о числе спиц в ходовом колесе. Не следует брать малое число спиц, так как обод между ними может легко изменить форму; делать же его толстым не имеет смысла, так как от этого значительно увеличивается момент инерции колеса. Поэтому лучше делать обод с 5—7 спицами, что делает обод более легким и тонким.

СВОБОДНЫЙ АНКЕРНЫЙ ХОД

Свободным ходом, как указывалось, называется такой ход, в котором регулятор совершает колебания свободно, входя в соприкосновение с ходовым колесом только на очень короткий промежуток времени, чтобы: а) освободить колесный механизм и дать колесам возможность повернуться на определенный угол и б) получить импульс от ходового колеса для поддержания амплитуды колебания регулятора-баланса.

Свободный анкерный ход применяется в механической трубке Дикси. Это обстоятельство, а также использование в измененном виде элементов свободного хода в трубках Тиль-Круппа и Юнганса



Фиг. 77. Свободный анкерный ход с различным расположением вилки.

требуют рассмотрения хотя бы в общих чертах особенности свободного анкерного хода.

Более подробное описание хода можно найти в книге Пеллатона «Хода».

На фиг. 77 показан свободный анкерный ход. Основными его деталями являются ходовое колесо *1*, анкер *2* с вилкой, ролька *3*, снабженная колонштейном *5*, предохранительное приспособление *4*. Ходовое колесо обычно изготовляют из нагартованной стали, бронзы или туго вальцованной латуни. В ходе Дикси анкерное колесо из дуралюмина.

Анкер делается заодно с палетами стальной или со вставными палетами. В трубке Дикси якорь и палеты сделаны за одно целое из дуралюмина. Движение вилки ограничивается штифтами *6*.

Вилку можно располагать, как на фиг. 77, *а*, или сбоку от анкера (фиг. 77, *б*). Работа обоих этих ходов идентична, но при втором расположении несколько меньше разрабатываются отверстия для осей.

В трубке Дикси применено боковое расположение вилки. Иногда левая сторона анкера (фиг. 77, *б*) снабжается противовесом *7* для уравновешивания вилки. В ходе трубки Дикси противовес отсутствует.

При движении слева направо баланс движется вначале совершенно свободно и ускоренно до тех пор, пока колонштейн не встретит на своем пути боковую правую стенку выреза вилки *8* и не ударит в нее. Под действием кинетической энергии колонштейн захватит вилку и увлечет за собой, двигаясь замедленно. В этот период движения колонштейн будет ведущей деталью, а вилка ведомой.

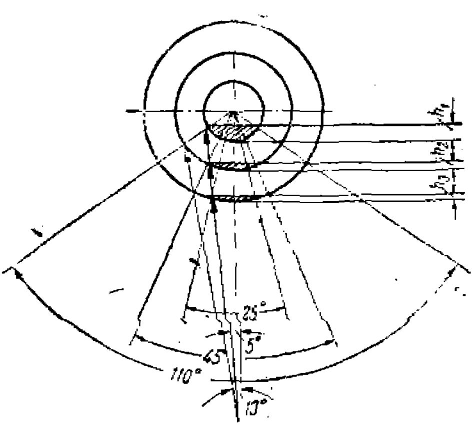
Так как вилка связана с анкером, то она заставит входную палету *11* подниматься, а выходную *12* опускаться. Как только входная палета поднимется настолько, что ее импульсная плоскость коснется края зуба ходового колеса, колесо, поворачиваясь под действием заводной пружины, начнет давить на импульсную плоскость, сообщая импульс балансу и выполняя в это время роль ведущей детали, в то время как анкер с вилкой будут ведомыми деталями.

После получения импульса баланс будет двигаться замедленно, заводя спираль (волосок), и совершенно независимо от вилки. Когда кинетическая энергия баланса при движении под действием импульса будет передана спирали, баланс остановится и начнет двигаться в противоположном направлении под действием момента, сообщенного ему закрученной спиралью. Движение будет свободное и ускоренное до тех пор, пока колонштейн не встретит на своем пути боковую стенку выреза вилки и не переключит ее на обратное положение; затем баланс будет продолжать движение аналогично изложенному.

Так как в этом механизме в течение конечного промежутка времени вилка должна оставаться совершенно свободной в определенном положении, будучи переключена вправо или влево, то при незначительном колебании вилка может самопроизвольно переключиться и нарушить работу хода. Во избежание этого свободный анкерный ход снабжается предохранительными устройствами трех типов: первый тип—так называемое копье *9* и предохранительная ролька *4*, второй — рожки *10* вилки в сочетании с колонштейном; третий—особое конструктивное оформление зуба ходового колеса и палеты, обеспечивающее притяжение вилки к правому или левому упорному штифту, а также особое конструктивное оформление выемки в копье (рога).

Копье представляет собой тонкий стержень, помещенный между рожками вилки. Копье и ролька помещаются в одной плоскости, а рожки вилки—в другой. В рольке делается вырез, позволяющий копью переключаться на другую сторону оси *13* баланса в тот момент, когда колонштейн захватит вырез вилки. Ролька не позволяет переключаться вилке, в то время когда вырез рольки вышел из траектории копья, а колонштейн покинул вырез вилки.

Угол качания вилки обычно делается около 10°. Положения копья при угле качания 10 и 20° при трех различных диаметрах рольки показаны на фиг. 78. Надежность работы механизма повышается с уменьшением диаметра рольки, так как при этом возрастает величина h, т. е. глубина необходимого выреза в рольке.

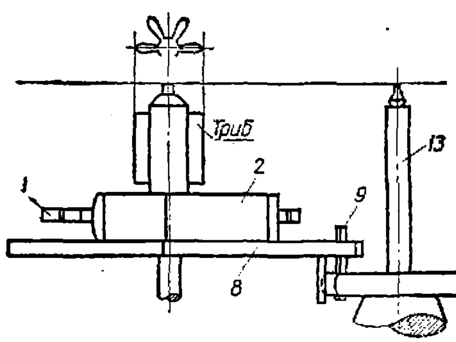


Фиг. 78. Положения копья при различных диаметрах рольки.

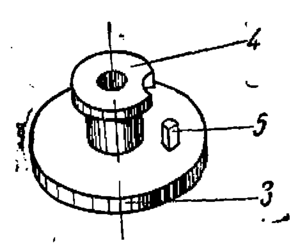
Таким образом, ролька имеет двоякое назначение—переключать вилку при помощи колонштейна и получать от вилки импульс ходового колеса через тот же колонштейн. Чем на большем радиусе установлен колонштейн, тем больший момент будет передан балансом; в то же время вырез в рольке должен быть для надежности работы механизма сделан на возможно малом радиусе.

Конструкция одинарной рольки (фиг. 79) не может удовлетворить этим требованиям, так как в ней всегда нужно располагать колонштейн на меньшем радиусе, чем вырез рольки. Ролька, снабженная одновременно колонштейном и вырезом (фиг. 79), называется простой или одинарной ролькой.

Указанное выше условие удовлетворяется конструкцией, в которой импульс производят при помощи одной рольки, а предохране-



Фиг. 79. Ход с простой ролькой.



Фиг. 80. Двойная ролька.

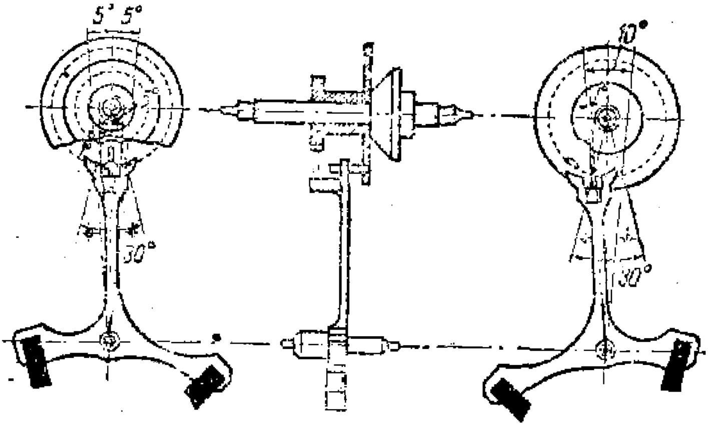
ние от переключения осуществляют при помощи второй рольки. Такая конструкция, представляющая собой совокупность двух ролек—импульсной и предохранительной, называется двойной ролькой (фиг. 80).

Расположение оси баланса и вилки при двойной рольке показано на фиг. 81.

Копье при работе хода не должно опираться или скользить по поверхности рольки. Назначение этого предохранителя—обеспечить правильность работы в случае толчков или при таком положении, когда приспособление работает недостаточно надежно.

В свободном анкерном ходе палеты якоря в отличие от хода Грахама очерчены по прямым линиям.

Пусть на палету анкера зуб ходового колеса давит с усилием N' (фиг. 82). Разложим реактивную силу N со стороны палеты на силу,



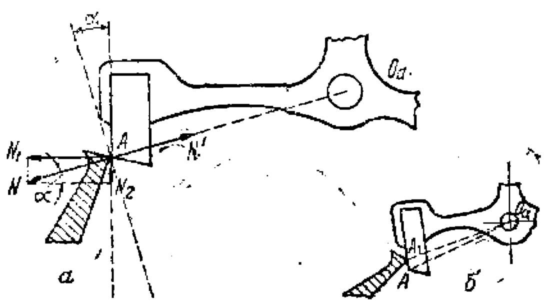
Фиг. 81. Вилка с двойной ролькой.

перпендикулярную к плоскости покоя, N_1, силу N_2, направленную вдоль плоскости покоя, и обозначим угол между направлением радиуса ходового колеса в точке касания A и плоскостью покоя палеты через α.

Будем иметь:

$$N_2 = N \sin \alpha,$$

Под действием силы N_2 палета будет удерживаться в крайнем левом положении и прижимать вилку к левому ограничительному штифту. При переключении анкера в правое положение такое же явление будет иметь место на выходной палете. Сила, с которой палета прижимается к упорному штифту, называется «силой притяжки», а угол α—«углом притяжки». Угол притяжки должен быть всегда больше угла



Фиг. 82. Схема действующих сил во время «притяжения».

трения, так как коэфициент трения полированной стали или бронзы о полированную сталь около 0,15, угол α должен быть более 8°32′; практически этот угол берется от 10 до 15°.

При прохождении палетой пути A_1A (фиг. 82, б) зуб ходового колеса не находится в покое, а так как точка A_1 отстоит от центра Oa ближе, чем точка A, ходовое колесо будет отходить назад. Таким образом, чтобы освободить палету, баланс должен обладать достаточной кинетической энергией, чтобы отодвинуть назад ходовое колесо. Сила, которую нужно приложить к палете для ее освобождения от удерживания ходовым колесом, называется силой освобождения.

Проследим последовательно пути, проходимые ходовым колесом, анкером-вилкой и балансом в процессе работы хода.

Ходовое колесо проходит угол отхода назад 0°15′. Анкер и его работающая палета проходят в это время угол покоя около 1°30′÷2°. Баланс вследствие соотношения между длиной вилки и радиусом рольки около 3 проходит в это время угол освобождения около 6°.

Ходовое колесо проходит угол импульса 10°—10°30′. Анкер и его работающая палета в это время также проходят угол импульса, равный 8°÷8°30′. Баланс проходит в это время угол импульса около 24°.

Ходовое колесо проходит угол падения 1°30′. Анкер в это время проходит угол, обеспечивающий доведение вилки до упорного штифта, так называемый потерянный путь 0°15′÷0°30′.

Баланс начинает проходить дополнительную дугу под действием полученного импульса совершенно свободно. Таким образом за полуколебание ходовое колесо перемещается на угол

$$\frac{t}{2}=\frac{1}{2}\cdot\frac{360}{z_g}=\frac{1}{2}\cdot\frac{360}{15}=12^\circ;$$

причем этот угол будет слагаться из периода, когда ходовое колесо сообщает импульс балансу (10°30′) и когда оно совершенно свободно падает под действием заводной пружины на палету (1°30′).

За это время анкер пройдет дугу 10°, причем на пути в 2° анкер будет скользить по зубу ходового колеса, проходя угол покоя; далее на угле около 8° анкер будет сообщать импульс балансу, после этого на угле около 0°15′ анкер будет притягиваться к упорному штифту.

За полуколебание баланс пройдет дугу 540—420°. Часть этого пути баланс сперва проходит совершенно свободно и накапливает кинетическую энергию на угле около

$$\frac{420}{2}-15\approx 195^\circ.$$

Далее он проходит путь около 6° и освобождает (выдерживает) анкер, затрачивая на это кинетическую энергию и двигаясь замедленно. Затем на угле около 24° баланс получает импульс (толчок) от ходового колеса, возвращающего ему затраченную энергию, двигаясь ускоренно; наконец, на дуге $420^\circ-195-6-24=195^\circ$ двигается замедленно, отдавая энергию волоску.

На этом заканчивается описание свободного анкерного хода, в общих чертах приведенное по книге проф. Ф. В. Дроздова «Детали точного приборостроения» с некоторыми исправлениями и дополнениями. Обращаем внимание на то, что почти все силы, только что рассмотренные в процессе работы хода и баланса, сопровождаются ударами, что необходимо иметь в виду при более углубленном анализе.

Определение силы притяжки и силы освобождения

Пусть на ходовое колесо действует (фиг. 83) вращающий момент $M_{x.к}$, а на ось анкера — момент M_a. Определим M_a из условия равновесия обеих деталей.

Обозначим давление ходового колеса на анкер, действующее нормально к плоскости покоя, и силу реакции через N, силу трения — через fN, угол притяжки — через α, длину плеча анкера — через r, радиус ходового колеса — через R и напишем уравнение моментов относительно оси $O_{x.к}$:

$$M_{x.к} = NR\cos\alpha + Nf\sin\alpha,$$

и то же относительно O_a:

$$M_a = Nr\sin\alpha - Nf\cos\alpha.$$

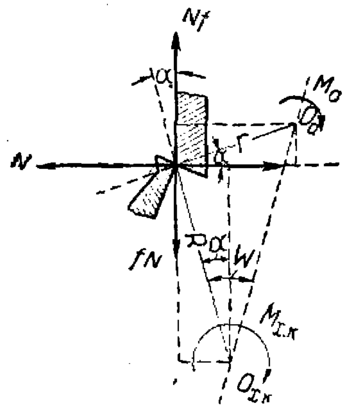
Поделив одно уравнение на другое, получим:

$$\frac{M_a}{M_{x.к}} = \frac{r}{R}\,\frac{\sin\alpha - f\cos\alpha}{\cos\alpha + f\sin\alpha}.$$

Обозначая угол обхвата через w и предполагая, что у ходового колеса $z_g = 15$, как наиболее распространенное, получим:

$$r = R\,\mathrm{tg}\,30^\circ;$$

$$M_a = M_{x.к}\,\mathrm{tg}\,30^\circ\,\frac{\mathrm{tg}\,\alpha - f}{1 + f\,\mathrm{tg}\,\alpha}. \qquad (112)$$



Фиг. 83. Моменты силы притяжки и силы освобождения.

Заменяя коэфициент трения через тангенс угла трения

$$f = \mathrm{tg}\,\varphi,$$

имеем:

$$M_a = M_{x.к}\,\mathrm{tg}\,30^\circ\,\mathrm{tg}\,(\alpha - \varphi) = 0{,}577\,\mathrm{tg}\,(\alpha - \varphi)\,M_{x.к}. \qquad (112)$$

Таким образом, момент силы притяжки можно определить, зная момент ходового колеса. Угол притяжки α зависит как от материалов палет и ходового колеса, так и от степени обработки и качества смазки этих деталей.

Чтобы притяжка происходила нормально, необходимо угол α выбрать таким, чтобы он был больше угла φ, что видно из выражения (112'). Тогда под влиянием давления зуба анкерного колеса палета скользит относительно этого зуба до того момента, пока вилка не упрется в ограничительный штифт[1].

Обычно имеет место трение стального колеса по палете, изготовленной из синтетического рубина, сапфира и чаще всего из агата. Для такого сочетания материалов коэфициент трения f в зависимости от качества обработки деталей колеблется в пределах от 0,12 до 0,15 и соответственно углы, отвечающие $\mathrm{tg}\,\varphi = f$, имеют значения 6°50′ и 8°32′. При других материалах, например в трубке Дикси, где

---

[1] Следует иметь в виду, что трение при движении в значительной степени уменьшается, без чего притяжка не получалась бы при угле 15°.

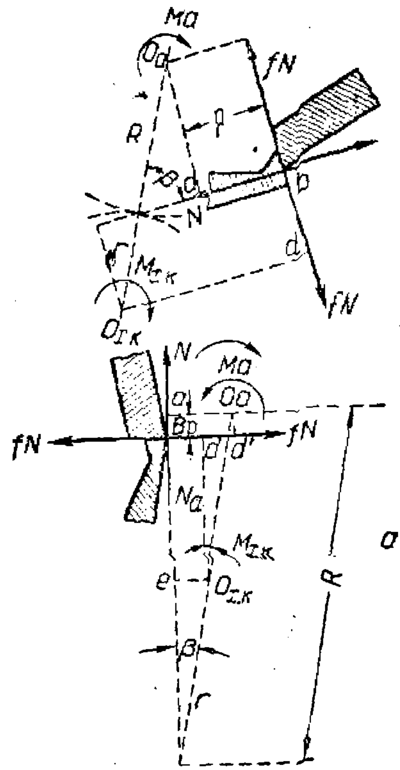
анкерное колесо и якорь сделаны из дуралюмина, коэфициент трения принимают $f=0{,}2$ и угол трения 11°19′.

Если между поверхностями колеса и палеты имеется какое-либо жировое вещество, они уже не находятся в непосредственном соприкосновении. В машиностроении применяют смазку для уменьшения трения, а в анкерном ходе вследствие ничтожного веса деталей трение крайне малое, и такая смазка нарушила бы нормальную работу деталей. Со смазкой вводится новый вид сопротивления—прилипание. Это сопротивление прибавляется к трению и суммарное сопротивление становится выше. Поэтому угол α притяжки берут равным от 12 до 13,5°; этим обычно обеспечивают в часах возможность притяжки.

Момент силы освобождения анкера можно вычислить, производя аналогичное рассуждение и считая силу трения направленной в сторону, противоположную ранее принятой, что дает следующее соотношение:

$$M_{a_1} = 0{,}577\, \mathrm{tg}\,(\alpha+\varphi)\, M_{x.\,к}. \qquad (113)$$

Если в уравнениях (112) и (113) подставить средние принятые значения углов α и φ, то момент силы притяжки будет составлять от 2 до $5^1/_2$% момента ходового колеса, а момент силы освобождения—от 21 до 24%. Проф. Зандер для момента освобождения указывает величину около 20% от момента ходового колеса.



Фиг. 84. Соотношение моментов сил в анкерном ходе.

Соотношение моментов и сил в анкерном ходе

На основании фиг. 84, *а* напишем уравнение моментов, действующих на ходовое колесо и на анкер при равновесии системы:

$$M_{x.\,к} - N\cdot\overline{O_{x.\,к}e} - fN\overline{O_{x.\,к}d} = 0;$$

$$M_a - N\overline{O_a a} + fN\overline{O_a d'} = 0.$$

Так как из фиг. 84, *а*

$$\overline{O_{x.\,к}e} = r\sin\beta,$$
$$\overline{O_{x.\,к}d} = (R-r)\cos\beta - p,$$
$$\overline{O_a a} = R\sin\beta,$$
$$\overline{O_a d'} = p,$$

то

$$M_{x.\,к} = Nr\sin\beta + fN\,[(R-r)\cos\beta - p];$$
$$M_a = NR\sin\beta - fNp,$$

или

$$M_{а} = \frac{R \sin\beta - fp}{r \sin\beta + f[(R-r)\cos\beta - p]} M_{х.\,к}. \qquad (114)$$

То же соотношение для выходной палеты можно получить, беря моменты, действующие на анкер и ходовое колесо, аналогично изложенному выше (фиг. 84, *б*):

$$M_{х.\,к} - N\overline{O_{х.\,к}e} - fN\overline{O_{х.\,к}d} = 0;$$
$$M_{а} - N\overline{O_{а}a} + fN\overline{O_{а}d'} = 0.$$

Из фиг. 84,*б*

$$\overline{O_{х.\,к}e} = r\sin\beta;$$
$$\overline{O_{х.\,к}d} = (R+r)\cos\beta + p;$$
$$\overline{O_{а}a} = R\sin\beta;$$
$$\overline{O_{а}d} = p.$$

Поэтому

$$M_{х.\,к} = Nr\sin\beta + fN[(R+r)\cos\beta + p];$$
$$M_{а} = NR\sin\beta - fNp,$$

или

$$M_{а} = \frac{R \sin\beta - fp}{r \sin\beta + f[(R+r)\cdot\cos\beta + p]} M_{х.\,к}. \qquad (115)$$

При пользовании этими соотношениями необходимо вычертить ход в большом масштабе и из него графически определить для разных положений все входящие в уравнения (114) и (115) величины.

Не мешает вспомнить, что здесь применена теорема Виллиса и что нормаль к точке касания сопряженных профилей зуба и палеты проходит через полюс зацепления, т. е. через точку касания начальных окружностей.

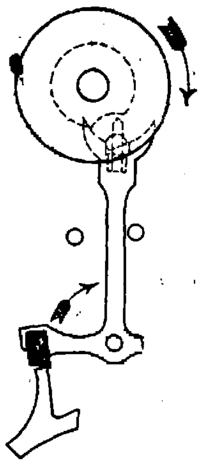
Из фиг. 84 видно, что r—радиус начальной окружности анкерного колеса, R—радиус начальной окружности якоря, β—угол зацепления. При перемещении зуба колеса по палете угол β, также отрезок p меняются. В некоторых ходах профиль зуба колеса и якоря оформлены по эвольвенте, тогда угол β остается все время постоянным.

Остановка «на пальце» и на покое

Остановка «на пальце», или на импульсе, происходит в момент остановки часового механизма, когда момент силы, передаваемый балансу заводной пружиной посредством вилки, станет равным по величине, но противоположным по знаку моменту закрученного волоска (фиг. 85).

Сила, передаваемая ходовым колесом, недостаточна для преодоления напряжения волоска, в результате чего зуб задерживается на импульсе.

При заводе анкерных часов можно заметить, что многие из них не берут с места. Для пуска таких часов в ход их необходимо качнуть. В некоторых заведенных часах остановку на импульсе можно вызвать, придержав баланс. Это особенно важно учесть для трубки Дикси, где баланс удерживается шариками предохранительного устройства. Остановка на импульсе возможна лишь после прохождения балансом положения равновесия, когда момент волоска будет противодействовать импульсу.



Фиг. 85. Остановка «на пальце».

Момент заводной пружины, передаваемый ходовому колесу, можно считать практически постоянным, тогда как момент волоска будет расти линейно с увеличением угла отклонения баланса (фиг. 86). Из фиг. 86 видно, что при некотором значении угла отклонения оба момента могут сравняться, в результате чего ход останавливается.

Для определения угла отклонения баланса, при котором наблюдается остановка на пальце, обозначим момент на оси якоря через M_a, момент на оси баланса — M_b; $M_a = \text{const}$ в течение одного колебания баланса. На фиг. 87 показаны вилка и колонштейн в момент остановки.

Вилка давит правой стенкой выреза на колонштейн в точке A с силой N, нормальной к соприкасающимся поверхностям. Эта сила вызывает со стороны колонштейна равную ей по величине, но противоположно направленную реакцию N'.

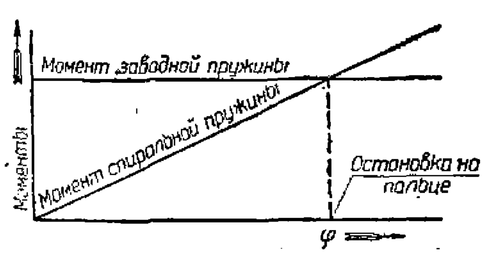
Опустим на направление NN' из точки O' (центр вращения баланса) и O (центр вращения якоря) перпендикуляры $O'E$ и OD. Тогда можно написать, что N и N' соответственно равны моментам, деленным на плечи:

$$N = \frac{M_a}{OD};$$

$$N' = \frac{M_b}{O'E}.$$

При $N = N'$ имеем:

$$\frac{M_a}{OD} = \frac{M_b}{O'E}. \qquad (116)$$



Фиг. 86. Зависимость моментов заводной и спиральной пружин от угла отклонения баланса.

С другой стороны, момент баланса

$$M_b = \frac{Ehe^3}{12L}\varphi = C\varphi,$$

где C — момент, отвечающий закручиванию волоска на 1 рад.
φ — угол закручивания волоска; остальные величины известны.

Равновесие и остановка на пальце могут иметь место лишь при одном вполне определенном значении угла $\varphi=\varphi_0$ и $M_b=C\varphi_0$. Подставив это выражение в уравнение (116), получим:

$$\frac{M_a}{OD}=\frac{C\varphi_0}{O'E},$$

или

$$\varphi_0=\frac{M_a}{C}\frac{O'E}{OD}.$$

Из подобия треугольников $O'BE$ и OBD имеем:

$$\frac{O'E}{OD}=\frac{O'B}{OB}=\frac{r'}{r},$$

где r и r' — радиусы начальных окружностей системы в данный момент.

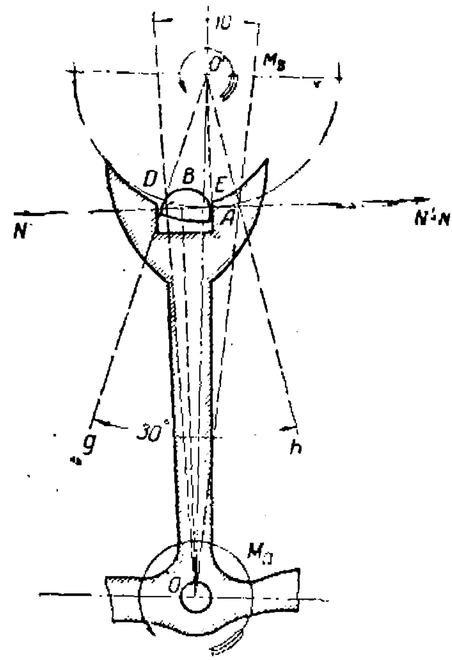
Тогда

$$\varphi_0=\frac{M_a}{C}\cdot\frac{r'}{r}; \qquad (117)$$

В обычных условиях угол поворота якоря равен 10°, а угол подъема баланса 30°. Конструктивно принято брать $\frac{M_a}{C}=1$, и с достаточной точностью можно положить:

$$\frac{r'}{r}=\frac{10^\circ}{30^\circ}=\frac{1}{3}.$$

Тогда из выражения (117) находим:



Фиг. 87.

$$\varphi_0=\frac{1}{3}\text{ рад.}=19^\circ6'.$$

Если баланс будет отведен на угол 19°6′ от положения равновесия, то получится остановка на пальце. Однако контакт между колонштейном и вилкой продолжается лишь до поворота 15° от положения равновесия; следовательно, в пределах угла 15° остановки на пальце не будет.

Пеллатон в своей книге указывает следующие причины остановки на «пальце»:

1) слишком большой угол подъема баланса (длинная вилка и маленькая ролька);

2) слишком сильный волосок и тяжелый баланс;

3) трение в осях анкерного хода, а также неисправности в системе зубчатых колес механизма;

4) плохая полировка импульсных плоскостей;

5) слишком узкий вырез вилки, который мешает свободному проходу колонштейна;

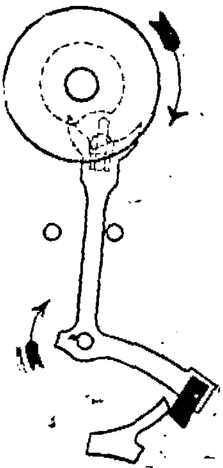
6) плохо обработанные стенки выреза вилки;

7) тяжелые якорь и вилка;

8) плохое или слишком загустевшее масло в осях хода;

9) неправильная установка хода при сборке, в результате чего колонштейн не лежит на линии центров баланса и якоря.

Переходим к анализу остановки на покое. Когда баланс движется в нисходящей четверти колебания, его живая сила по мере приближения к положению равновесия растет. Колонштейн встречает на своем пути неподвижную стенку выреза вилки (фиг. 88), ударяется о нее и, затратив некоторое количество накопленной кинетической энергии, освобождает баланс.



Фиг. 88. Остановка на покое.

К силе удара присоединяется еще сила упругости закрученного волоска, которая будет тем больше, чем дальше от положения равновесия происходит освобождение.

Таковы явления, происходящие при работе хода, но если механизм по какой-либо причине остановлен (что имеет место в механической трубке Дикси, как было указано выше), когда зуб ходового колеса стоял на покое одной из палет, то единственной силой, стремящейся освободить палету, будет сила упругости закрученного волоска.

Этой силы не всегда бывает достаточно, чтобы освободить палету, и ход не действует, т. е. остановленный в этом положении механизм не начнет работать сам даже после устранения причины остановки (ход расторможен, как это имеет место в трубке Дикси, когда под действием центробежной силы предохранительные шарики баланса отходят к периферии).

Возвратимся к разобранному выше примеру. Положим, что угол подъема якоря 10°, а баланса 30°. Во время прохождения якорем 2° покоя баланс повернется на угол, в три раза больший, т. е. на 6°.

Следовательно, баланс получит импульс, когда подойдет к положению равновесия на угол $15-6=9°$ перед линией центров. Если равновесие между моментом силы освобождения и моментом волоска произойдет во время прохождения балансом этого угла в 9°, то остановки на покое не будет, так как она могла иметь место лишь во время прохождения угла в 6° в период освобождения.

Согласно предыдущему момент силы освобождения связан с моментом на оси ходового колеса выражением:

$$M_{a_1}=0{,}577\,\mathrm{tg}\,(\alpha+\varphi)\,M_{\text{х. к}},$$

и вместе с тем равновесие наступает при таком угле отклонения баланса когда

$$\varphi_1=\frac{M_{a_1}}{C}\,\frac{r'}{r},$$

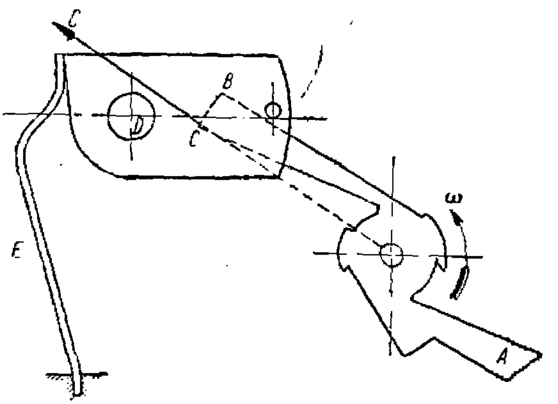
где C, r' и r сохраняют прежние значения.

Для углов подъема якоря и баланса 10° и 30° угол φ_1 должен быть меньше 9°, т. е.

$$\frac{M_{n1}}{C} - \frac{r'}{r} < 0{,}157 \text{ (в радианах)},$$

в общем случае

$$\frac{M_{n1}}{C} - \frac{r'}{r} < \varphi_1. \quad (118)$$



Фиг. 89. Схема баланса и центробежного предохранителя трубки Юнганса.

Главными причинами остановки на покое по Пеллатону являются:

1) слишком маленький угол подъема баланса (слишком большая ролька и короткая вилка);

2) слишком легкий баланс и слабый волосок;

3) чересчур сильная заводная пружина;

4) слишком большой угол притяжки;

5) слишком большой угол покоя якоря;

6) плохое или загустевшее масло;

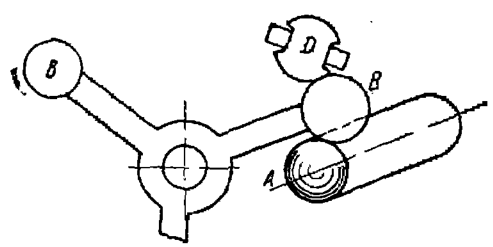
7) плохо обработанные плоскости покоя;

8) недостаточная свобода подвижных частей;

9) слишком тяжелые части хода с большими моментами инерции;

10) неправильная установка рольки в положении равновесия (см. причины остановки на пальце, п. 9).

Если просмотреть причины остановки хода на покое и сравнить их с причинами остановки на импульсе (на «пальце»), то можно видеть, что причины эти противоречивы; хороший во всех отношениях ход должен удовлетворять одновременно обоим требованиям. Поэтому всякую конструкцию необходимо предварительно проверить. Хорошая конструкция должна удовлетворять выражениям (117) и (118).



Фиг. 90. Баланс и предохранитель трубки Дикси.

Остановки на «пальце» и на покое имеют особое значение в часовых механизмах трубок Дикси и Варо для мгновенного пуска баланса. В этих трубках балансы по конструктивным соображениям и для безопасности трубок при обращении находятся в неподвижном состоянии и удерживаются от колебательного движения центробежными предохранителями. Остановки на покое и на импульсе здесь недопустимы, так как в нужный момент часовой механизм трубки может отказать в работе.

На фиг. 89 показан баланс A трубки Юнганса, удерживаемый от колебательного движения центробежным предохранителем B.

На полете снаряд вращается с угловой скоростью ω. Под действием центробежной силы C, приложенной к центру тяжести c центробежного предохранителя, последний повернется вокруг оси D, преодолевая действие пружины E. После этого баланс может работать.

На фиг. 90 показан баланс B трубки Дикси, удерживаемый предохранительными шариками A и D. При полете снаряда под действием центробежной силы шарики отходят к периферии и освобождают баланс, который начинает работать.

АНГЛИЙСКИЙ РАВНОПЛЕЧИЙ ХОД

Построение английского равноплечего хода

Английский ход пока один имеет применение в современных механических трубках (трубка Дикси). Английским ход называется по форме зуба: зубья ходового колеса заострены и снабжены на конце небольшой фаской для увеличения прочности их концов. Недостатком этого хода является необходимый для его работы большой угол падения.

В трубке Дикси английский ход равноплечий, т. е. середины импульсных плоскостей якоря находятся на одинаковом расстоянии от его центра. Так как плоскости покоя отстоят на неодинаковом расстоянии от центра якоря, то дуга покоя больше на входной палете, чем на выходной, и сила освобождения на входной палете больше.

Все исследования по данному ходу проведены в ВМИ при участии автора (некоторые детали хода совершенно отсутствовали).

Построение английского хода проведем по указаниям Крумма (на немецком языке) и по указаниям проф. Шишелова, считая, что число зубьев анкерного колеса $z_g = 15$, угол обхвата якоря $2^1/_2$ шага, угол покоя $1^\circ 30'$, угол падения, вместе с толщиной кончика зуба, 2° (фиг. 91).

Шаг ходового или анкерного колеса равен $t = \frac{360}{15} = 24^\circ$.

Так как анкерное колесо за одно колебание баланса поворачивается на 0,5 шага, то ширина палеты и падение должны занимать 12°. Как указано выше, на падение и на толщину кончика зуба отводится 2°; следовательно, на ширину палеты остается 10°. Угол обхвата

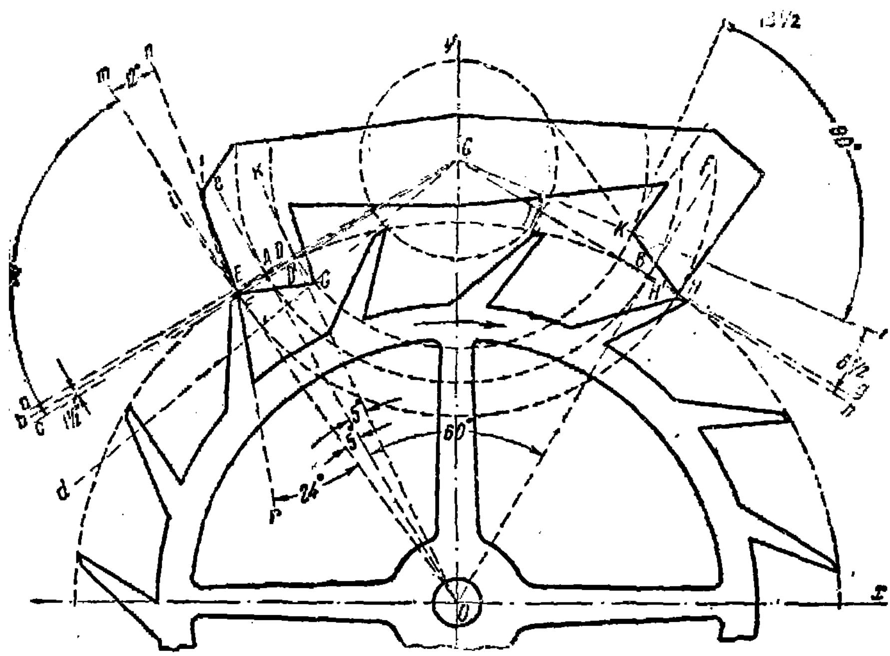
$$w = 24 \cdot 2{,}5 = 60^\circ.$$

Проводим оси координат Ox и Oy (фиг. 91). Из начала координат, как из центра, радиусом, равным радиусу ходового колеса (в масштабе), описываем окружность выступов анкерного колеса, а по обе стороны от оси y откладываем по $\frac{w}{2} = 30^\circ$, получаем лучи Oe и Of, которые пересекут круг выступов в точках A и B и образуют между собой угол в 60°. Изобразим ход в том положении, когда зуб анкерного колеса лежит на покое входной палеты, этому по обе стороны луча Oe откладываем углы по $\frac{10}{2}=5°$ проводим лучи Oi и Ok.

Теперь определим центр вращения якоря. Для этого через точки A и B проводим касательные aC и BC к окружности выступов; при правильном построении эти касательные пересекутся на Oy. Точка их пересечения C и будет центром вращения якоря.

Из фиг. 91 видно, что точки пересечения Oi и Ok с окружностью выступов отстоят от касательной aC на некотором расстоянии, поэтому ход необходимо несколько исправить.

Точка пересечения луча Ok с касательной aC обозначена буквой D, а точка пересечения луча Ok с окружностью выступов—бук-

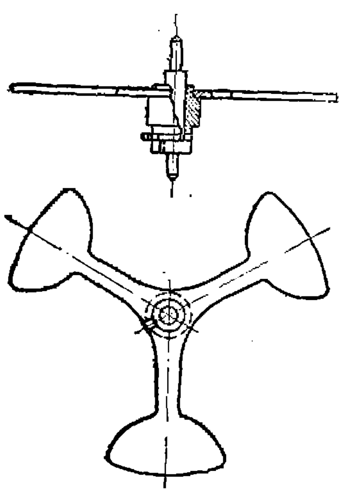


Фиг. 91. Английский равноплечий ход.

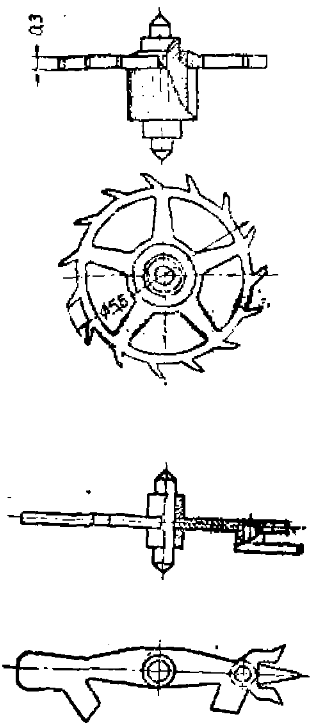
вой D', причем из фиг. 91 видно, что расстоянием DD' пренебречь нельзя. Поэтому через точку D' проводим секущую bC и от нее вниз под углом покоя 1,5° вторую секущую cC. Кроме того, от той же секущей bC откладываем вниз угол поворота якоря (угол подъема) 10° (якорь поворачивается между ограничительными штифтами вокруг центра вращения на 10°). Получаем луч dC.

Через точки пересечения лучей Oi, Oe, Ok с окружностью выступов (точки E, A и D) из точки C, как из центра, проводим палетные окружности—внешнюю, среднюю и внутреннюю. Внешняя палетная окружность пересечется с лучом eC в точке F, а внутренняя палетная окружность пересечется с лучом dC в точке G. Так как обе эти точки лежат на сторонах угла импульса ECd, то они и определяют положение плоскости импульса. Соединяем их прямой FG, которую продолжаем вправо, и из точки C, как из центра, проводим к этой прямой касательную окружность. Этот круг называется кругом импульса.

Теперь перейдем к выходной стороне. Пересечение внешнего палетного круга с касательной gC дает точку H, а пересечение того же круга с окружностью выступов—точку H'. Как видно, и здесь ход требует исправления, так как угол потерь может сказаться на работе хода. Поэтому через точку H' проводим секущую hC, от которой откладываем вверх угол импульса 8,5° (угол подъема 10° минус угол покоя 1°30′), получаем луч iC. Этот луч пересечется с внутренним палетным кругом в точке K. Точки K и H' принадлежат плоскости импульса, так как ход показан в тот момент, когда задняя кромка выходной палеты лежит на окружности выступов ходового колеса.



Фиг. 92. Баланс трубки Дикси.



Фиг. 93. Анкерное колесо и вилка трубки Дикси.

Продолжаем прямую HK вверх, она будет также касательной к кругу импульса. Часть касательной, заключенная между палетными окружностями, будет проекцией плоскости импульса.

Плоскость покоя образует с перпендикуляром, восстановленным к радиусу якоря в начале импульса, угол притяжки, который на входной палете берем равным 12°, а на выходной—13,5°.

Для построения плоскости покоя на лучах, которые проходят через начало импульса eC и iC, из точек F и K восстановляем перпендикуляры Fm и Kp, от которых откладываем вправо углы в 12° и $13^1/_2$°. Получаем прямые Fn и Kq, которые и определяют собой проекцию на плоскость чертежа плоскостей покоя.

Задняя сторона палет параллельна плоскостям покоя, и якорь конструктивно заканчивается прямыми линиями, как это видно из фиг. 91.

Для конструирования ходового колеса, начиная от точки E вправо и влево, делим окружность выступов на 15 частей—по числу зубьев. Зуб должен касаться палеты только острием, даже во время притяжки. Поэтому поднутряем зуб на двойную величину притяжки, т. е. на 24°.

Для построения зуба проводим к радиусу, проходящему через точку E, прямую Er под углом 24°, а заднюю сторону наклоняем к передней под углом 13°, предусмотрев у кончика зуба небольшую фаску. Все остальные части колеса оформляются конструктивно.

Ромершауссер указывает, что многочисленные обмеры анкерных колес привели его к мысли предложить проект нормали для оформления частей анкерных колес (табл. 22).

Таблица 22

Размеры частей анкерных колес по Ромершауссеру

Наименование частей колеса	Размеры	
	при пяти спицах	при четырех спицах
Высота зуба $^1/_5\ R$	$0,1D$	$0,1D$
Ширина обода $^1/_3$ высоты зуба	$0,03D$	$0,04D$
» спицы у обода равна ширине обода	$0,03D$	$0,04D$
Ширина спицы у ступицы равна $^4/_3$ ширины обода	$0,04D$	$0,05D$
Ширина ступицы $^1/_8\ R$	$0,06D$	$0,06D$

Угол падения в английском ходе взят слишком малым,—возможно задевание задней кромки выходной палеты за заднюю плоскость впереди стоящего зуба. Поэтому угол падения следовало бы увеличить до $2^1/_2°$. Это облегчало бы слишком массивный якорь.

На фиг. 92 показан баланс трубки Дикси, а на фиг. 93—анкерное колесо и вилка той же трубки.

ПОСТРОЕНИЕ ВИЛКИ И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ РОЛЬКИ ХОДА ДИКСИ

В ходе трубки Дикси (фиг. 94) применяется вилка и предохранительная ролька, позаимствованные из хода системы Роскопф. Ниже приводится построение вилки по данным Крумма и Зандера, но в измененном автором виде, так как вилка системы Роскопф в интересующем нас ходе имеет некоторые существенные изменения.

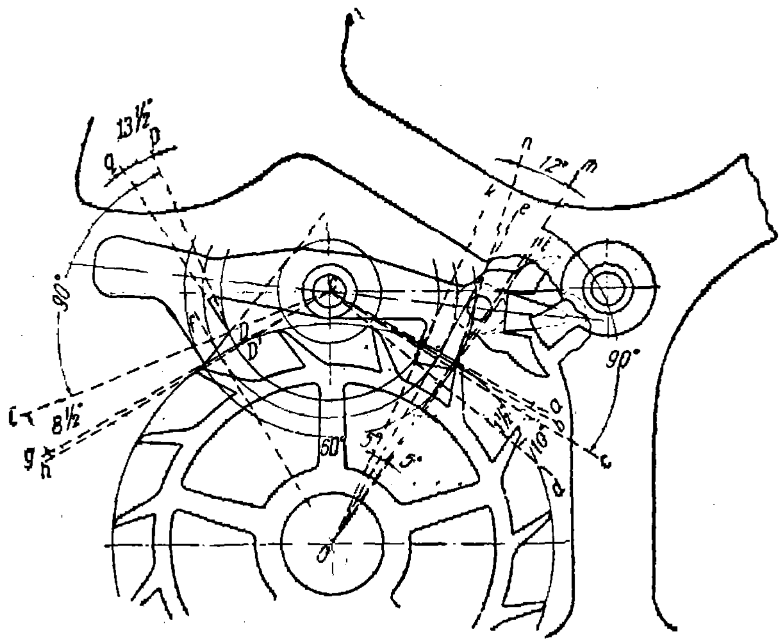
Откладываем расстояние OA (фиг. 95) между центрами якоря и оси баланса. Так как якорь за время одного качания поворачивается на 10°, то по обе стороны от линии OA откладываем по 5° и проводим лучи Oa и Oa'.

Далее строим угол hAO, равный 15° (половина угла поворота баланса). Пересечение лучей Oa и Ah дает точку B. Через эту точку проводим из центра O дугу dd и окружность b из центра A. Дуга dd является границей выреза вилки, а окружность b носит название действующей окружности импульсного пальца F (по терминологии Зандера).

Расстояние OB называется действующей длиной вилки.

Радиусом, равным $^2/_3$ радиуса окружности b, проводим окружность e предохранительной рольки. Пересечение окружноси e с лучом a дает точку n, которая служит границей для языка m (терминология Зандера).

По указаниям Крумма, ширина импульного пальца F берется равной от $^1/_6$ до $^1/_7$ диаметра окружности b. Ширниа выреза вилки



Фиг. 94. Ход трубки Дикси.

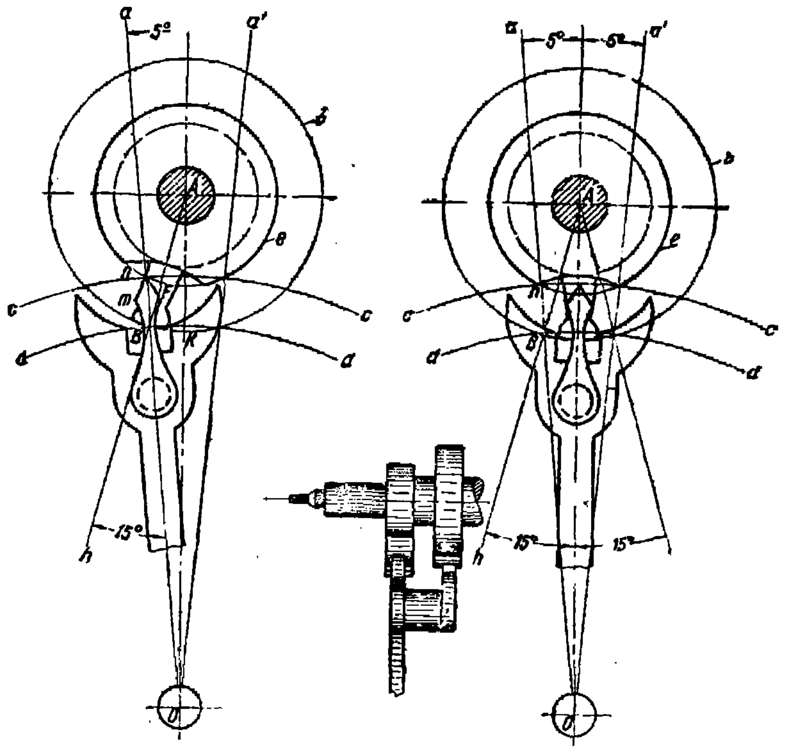
берется несколько больше ширины пальца F, чтобы обеспечить надлежащий зазор между деталями и чтобы язык F не застревал в вырезе вилки во время колебания баланса (зазор берется от 0,02 до 0,03 *мм*).

Радиусом, равным половине ширины выреза вилки, описываем окружности вокруг центра O и точки k (на фиг. 94 эта окружность не показана) и проводим боковые грани выреза вилки касательно к этим окружностям. Глубина выреза вилки берется конструктивно достаточной для того, чтобы импульсный палец F не касался дна выреза вилки. Рожки вилки очерчиваются концентрическими дугами из центра на оси вращения баланса. Снаружи рожки ограничены произвольной кривой. Важно по возможности облегчить конец вилки, чтобы момент инерции системы был меньше.

Внешняя окружность e рольки снабжается вырезом для прохода языка m против пальца F на линии OA. Глубина выреза должна быть не больше чем это необходимо, чтобы не ослабить рольку.

Дуга cc, описанная из центра O, дает представление о глубине выреза рольки.

Остальные части вилки и рольки выполняются конструктивно.



Фиг. 95. Построение вилки и предохранительной рольки хода Дикси.

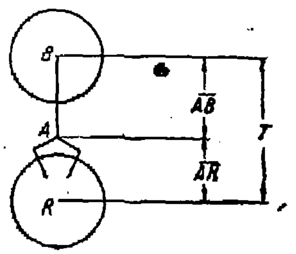
Для определения расстояния между центром вращения якоря и осью вращения баланса можно пользоваться таблицей М. А. Перрену [1].

Пользование табл. 23 очень просто. Из эскиза, помещенного при таблице, видно, что AR—расстояние между осью анкерного колеса и осью якоря, AB—расстояние между осями якоря и баланса, T—расстояние между осями ходового (анкерного) колеса и баланса. В таблице приведены данные, характеризующие отношения между отдельными деталями в анкерном ходе. Более подробные данные трудно найти в известной нам иностранной литературе по часовому делу; в отечественной литературе эти данные вовсе отсутствуют.

[1] Опубликована в Journall Suisse d'Horbogerie; размеры даны в миллиметрах.

Таблица 23

Нормальные размеры деталей хода анкерных часов по М. А. Перрену



Диаметры			Расстояния			Отношения		
платин	баланса B	колеса R	анкера колеса AR	анкера баланса AB	сумма T	$\frac{T}{B}$	$\frac{R}{T}$	$\frac{R}{B}$
49,5	20,5	8,65	4,85	6,65	11,50	0,56	0,75	0,42
47,5	19,5	8,25	4,65	6,30	10,95	0,56	0,75	0,42
45,0	18,5	7,8	4,40	6,00	10,40	0,56	0,75	0,42
43,0	17,5	7,4	4,15	5,70	9,85	0,56	0,75	0,42
40,5	16,5	7,0	3,95	5,35	9,30	0,56	0,75	0,42
38,5	15,5	6,60	3,70	5,10	8,80	0,56	0,75	0,42
36,0	15,0	6,4	3,6	4,90	8,50	0,56	0,75	0,42
34,0	14,2	6,1	3,45	4,65	8,10	0,56	0,75	0,42
31,5	13,0	6,0	3,35	4,15	7,50	0,57	0,80	0,46
29,5	12,5	5,75	3,25	3,90	7,15	0,57	0,80	0,46
27,0	11,2	5,2	2,95	3,55	6,50	0,58	0,80	0,46
25,0	10,6	5,0	2,80	3,40	6,20	0,58	0,80	0,47
22,5	9,5	4,5	2,55	3,05	5,60	0,58	0,80	0,47
20,25	8,6	4,1	2,30	2,80	5,10	0,59	0,80	0,47
18,0	7,5	3,7	2,10	2,50	4,60	0,61	0,80	0,49
15,75	6,4	3,15	1,80	2,10	3,90	0,61	0,80	0,49
13,5	5,5	2,75	1,55	1,85	3,40	0,61	0,80	0,50

ГРАФИЧЕСКОЕ ПОСТРОЕНИЕ РАВНОПЛЕЧЕГО ХОДА ТИЛЬ-КРУППА

Ход Тиль-Круппа несвободный. Баланс сидит на одной оси с якорем. Число зубьев колеса $z_g = 25$; угол обхвата якоря 2,5 шага; угол подъема якоря 7,5°, из них 6°—импульс на зубе и 1,5°—угол покоя. За одно колебание баланса ходовое колесо поворачивается на половину шага, т. е. ширина палеты, падение и ширина зуба лежат в этом пределе.

Шаг ходового колеса

$$t = \frac{360°}{25} = 14°24'.$$

Угол обхвата

$$w = 14°24' \cdot 2,5 = 36°.$$

Половина шага $\frac{t}{2} = 7°12'$ распределяется следующим образом: ширина палеты[1] 1°, ширина зуба 5°, угол падения 1°14'.

Действующая окружность ходового колеса $d=10{,}6$ *мм*, наружная окружность $d_1=11{,}0$ *мм*.

Построение ведем обычным образом. Из начала координат, как из центра, описываем дугу радиусом действующей окружности. По обе стороны оси симметрии откладываем половину угла обхвата якоря 18° и проводим лучи Oa и Ob (фиг. 96) через полученные точки A и B пересечения лучей с действующей окружностью проводим касательные dl и fg. Пересечение касательных с осью y дает центр вращения якоря C. Ход представим в тот момент, когда зуб ходового колеса лежит на плоскости покоя выходной палеты.

По обе стороны от лучей Oa и Ob откладываем половину ширины палеты—получим лучи Ok, Ob, Om, On, которые пересекаются с действующей окружностью и дают точки D, E, D, G. Через эти точки проводим три палетные окружности $\alpha\alpha$, $\beta\beta$, $\gamma\gamma$, общие для обеих палет, так как ход равноплечий.

На выходной стороне откладываем угол импульса по зубу 6° от луча dl и под этим углом к лучу dl проводим луч Ct, который в пересечении с внешним палетным кругом дает точку L. Радиусом OL проводим окружность выступов—внешнюю окружность ходового колеса.

Для определения плоскости импульса выходной палеты от луча dl откладываем вниз 1,5°—угол покоя; получим луч Cj. Из точки пересечения луча dl с палетной окружностью $\beta\beta$ радиусом AD проводим полуокружность и получаем поверхность импульса выходной палеты.

Из точки D к лучу Cj восставляем перпендикуляр, влево от него *откладываем угол выталкивания 12°* и получаем плоскость покоя выходной палеты. Для получения поверхности импульса на входной палете от луча fg вверх откладываем угол импульса 6° от касательной, получим луч Cr. Из точки M пересечения лучей Cr и Om восставляем перпендикуляр к лучу Cr, от него влево откладываем угол 12° и аналогично получаем плоскость покоя входной палеты. Поверхность импульса получаем так же, как и на выходной палете (на фиг. 96 угол не показан).

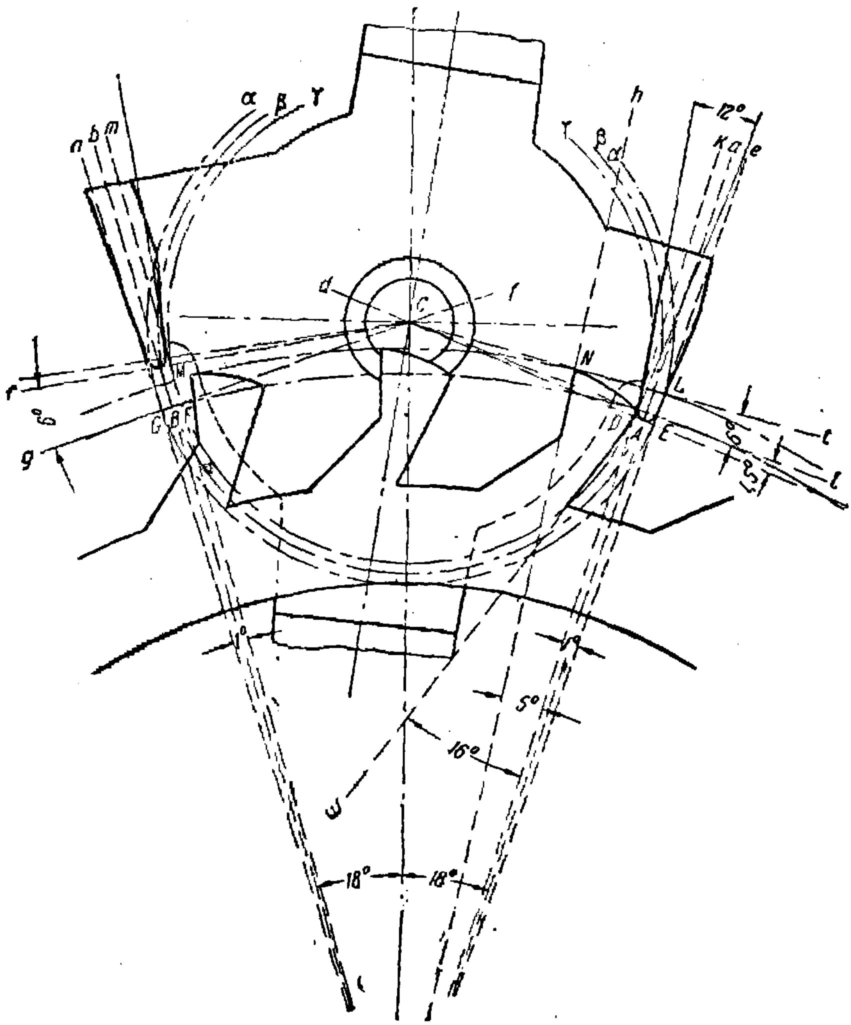
Практическое выполнение хода на заводе показало, что углы выталкивания (углы, откладываемые обратно к углам затяжки) в 12° дали лучшие результаты. В образцах, исследованных нами, на входной палете вовсе отсутствовал угол выталкивания и на выходной был равным 9°.

Для построения зуба колеса от луча Ok влево откладываем угол 5° (ширина зуба), получаем луч oh, который пересекает окружность выступов в точке N. Соединяя точки N и D дугой круга радиуса 0,76 *мм*, получим поверхность импульса зуба.

---

[1] Фактически работает половина ширины палеты 0,5° и угол падения увеличивается на 0,5°.

Из точки D под углом 16° к лучу Ok проводим луч Dw, который образует угол поднутрения зуба ходового колеса. Начиная от точки D, делим окружность на 25 частей и строим остальные зубья. Заднюю часть зуба очерчиваем, сообразуясь с прочностью зуба, и по возможности проще.



Фиг. 93 ское построение равноплечего хода Тиль-Круппа.

Этот ход отличается от обычного анкерного хода следующим:

1) имеет закругленные плоскости палет;

2) на палетах углы наклона даются влево; угол наклона равен 12° и является углом выталкивания.

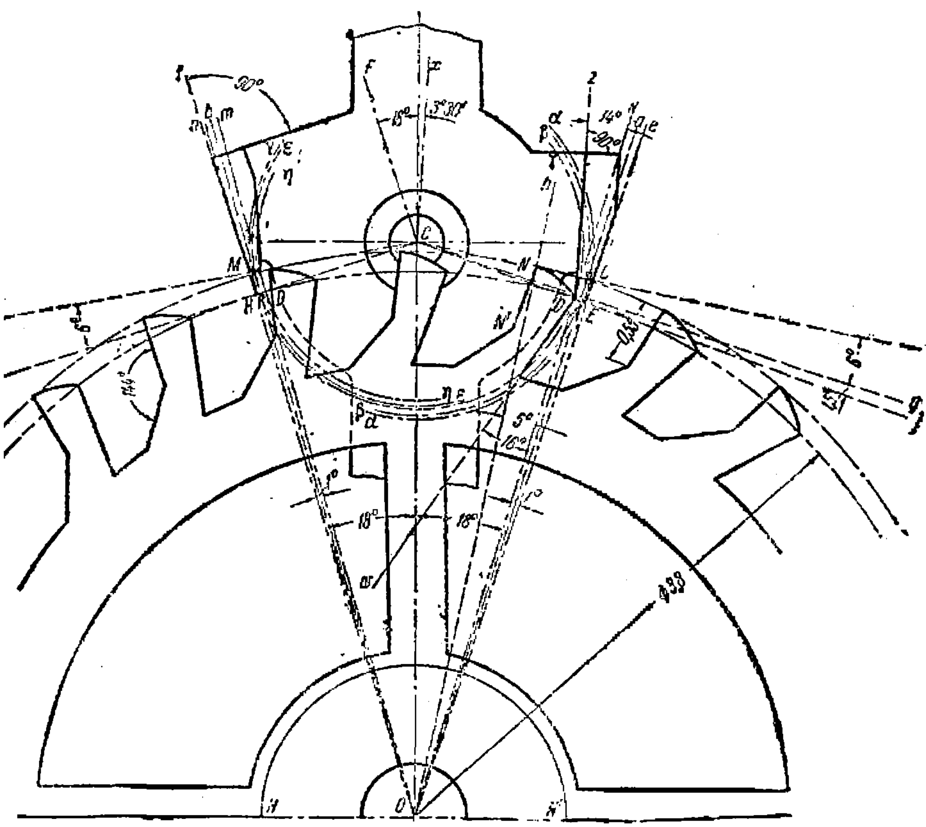
Построение хода произведено по замерам хода Тиль-Круппа и по материалам ВМИ.

ГРАФИЧЕСКОЕ ПОСТРОЕНИЕ НЕРАВНОПЛЕЧЕГО ХОДА ТИЛЬ-КРУППА

Имеем следующие данные: число зубьев ходового колеса $z_0=25$, якорь обхватывает 2,5 шага, т. е. угол обхвата

$$w = \frac{360}{25} \cdot 2,5 = 36^\circ;$$

шаг колеса $t=14^\circ 24'$; угол подъема баланса 7,5°, причем 6°—импульс по зубу и 1,5° угол покоя.



Фиг. 97. Графическое построение неравноплечего хода Тиль-Круппа.

За время одного колебания баланса ходовое колесо повернется на угол 6°, 42′, причем на ширину зуба приходится 5°, половину ширины палеты 30′ и угол падения 1° 12′. Диаметр действующей окружности ходового колеса равен 8,8 *мм*; диаметр окружности впадин 7,2 *мм*; диаметр по выступам зубьев 9,2 *мм*.

Строим оси координат в соответствующем масштабе, проводим действующую окружность ходового колеса ($r=4,4$ *мм*) и откладываем симметрично оси y угол обхвата 36°, получаем лучи On и Ok (фиг. 97). Через точки пересечения лучей On и Ok с действующей окружностью H и D проводим касательные Cd и Cg к действующей окружности. Точка C, полученная от пересечения касательных с осью y, дает центр вращения баланса.

Ход покажем в тот момент, когда зуб ходового колеса лежит на плоскости покоя выходной палеты. По правую сторону от лучей On и Ok откладываем ширину палеты 1°, получаем лучи Om и Oe. Разделив ширину палеты пополам, получим лучи Ob и Oa.

Эти лучи пересекаются с действующей окружностью в точках R, D, A, E. Через точки R, D, A, E проводим палетные окружности $\gamma\gamma$, $\beta\beta$, $\alpha\alpha$, $\xi\xi$, $\eta\eta$,. Окружность $\gamma\gamma$ является общей для палеты входа и выхода и проходит через точки покоя обеих палет.

На выходной стороне откладываем от луча Cg угол импульса по зубу 6° и через полученную точку L пересечения луча Ct с внешним палетным кругом проводим радиусом OL окружность выступов. От луча Cg вниз откладываем угол покоя 1,5° и проводим луч Cj. Из точки пересечения луча Cg с палетной окружностью $\beta\beta$ радиусом DA проводим полуокружность—поверхность импульса выходной палеты.

Из точки C под углом 3 30′ к оси y проводим луч Cx. Параллельно лучу Cx из точки D проводим луч Dz и получаем плоскость покоя выходной палеты. Угол между лучами Dz и Ok—угол выталкивания выходной палеты, равный 14°.

Для получения поверхности импульса на входной палете от луча Cd вверх откладываем угол импульса 6° и проводим луч Cr. Поверхность импульса строим аналогично с выходной палетой.

Проведя из точки C луч CF под углом 18° к оси y и параллельно ему луч Mf (из точки пересечения луча Cr и On), получим плоскость покоя входной палеты. Угол выталкивания входной палеты равен 3°.

Примечание. Здесь использована методика определения углов выталкивания палет по данным СКБ, которая несколько отличается от ранее предложенной нами при построении равноплечего хода. Со своей стороны считаем, что углы выталкивания должны быть равными на входной и выходной палетах.

Для построения зуба колеса от луча Ok влево откалдываем угол в 5° (ширина зуба) и получаем луч Oh, пересекающий окружность выступов в точке N. Соединяем точки N и D дугой круга радиуса $r = 4$ *мм*.

Из точки D под углом 16° к лучу Ok проводим луч Dw, который дает угол поднутрения зуба ходового колеса. Начиная от точки D, делим окружность на 25 равных частей и строим остальные зубья. Заднюю часть зуба очерчиваем, сообразуясь с прочностью зуба и возможно проще. На высоту 0,55 *мм* зуб очерчиваем по прямой, параллельной плоскости покоя предыдущего зуба; для удобства фрезерования остальную часть зуба по высоте очерчиваем по прямой, составляющей угол 144° с прямой NN'. Спроектированный ход отличается следующими особенностями:

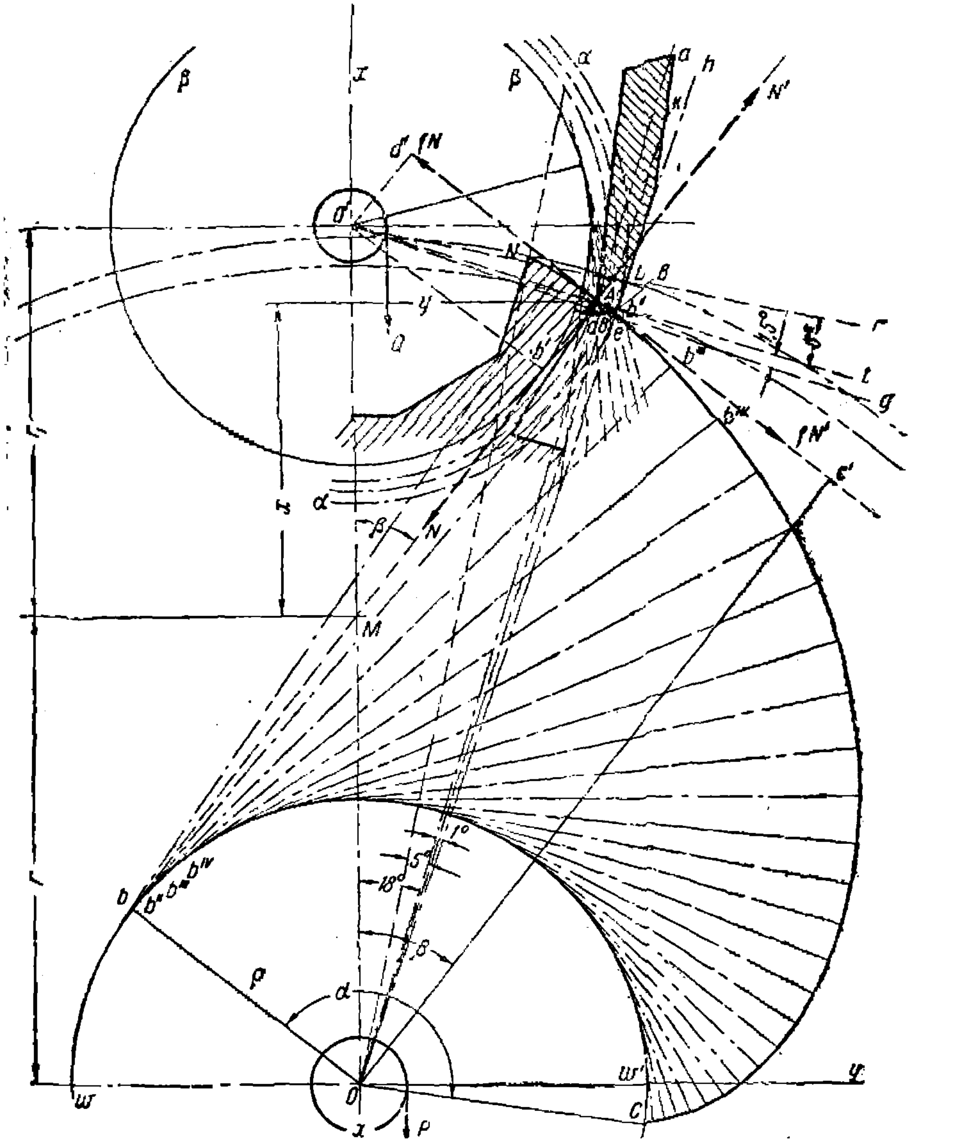
1) ход неравноплечий;

2) очертание поверхностей импульсов зубьев ходового колеса и палет выполнено по разверткам окружностей;

3) входная и выходная палеты имеют углы выталкивания;

Профилирование импульсной поверхности зуба ходового колеса и палеты по эвольвенте

Профилирование проведем для неравноплечего хода. Проводим оси координат и в масштабе 100:1 наносим действующую окруж-



Фиг. 98. Профилирование импульсной поверхности зуба ходового колеса и палеты.

ность ходового колеса ($R = 4,4$ *мм*). Вправо от оси x откладываем угол, равный половине угла обхвата, т. е. 18°, и проводим луч Oa (фиг. 98). Через точку пересечения луча Oa с действующей окружностью (точка d) проводим касательную $O't$, пересечение которой с осью x дает центр вращения баланса O'. Вверх от $O't$ откладываем угол импульса 6°, а вниз угол покоя 1,5° и получаем лучи $O'r$ и $O'g$; вправо от луча Oa откладываем угол в 1° соответственно ширине палеты и, деля его пополам, проводим лучи Ok и Oh. Через точки пересечения лучей Ok и Oh с действующей окружностью (точки d, B', e) проводим три палетные окружности.

Пересечение внешней палетной окружности $\alpha\alpha$ с лучом $O'r$ дает точку L. Радиусом OL проводим окружность выступов ходового колеса. Влево от луча Oa откладываем ширину зуба 5° и проводим луч ON, пересекающий окружность выступов в точке N.

Через точку d проводим луч параллельно оси y и откладываем от него вниз угол $\beta=42°$. Луч db пересекает ось x (линию центров) в точке M, являющейся точкой касания начальных окружностей ходового колеса и баланса, радиусы которых соответственно обозначим через r и r_1.

Из центров O и O' к лучу db проводим касательные окружности, являющиеся развертками поверхностей импульсов зуба и палеты.

Деля окружность ww', на равное число отрезков, производим развертку эвольвенты dc. Проводим в точках b'', b'''... касательные $b''\, b''$, $b'''\, b'''$,... Радиусом bd из точки b проводим дугу до пересечения с касательной $b''\, b''$, затем радиусом $b''\, b''$ проводим дугу до пересечения с $b'''\, b'''$ и т. д. В результате построения получим эвольвенту dc.

Продолжение развертки от точки d к точке N дает кривую, представляющую профиль поверхности импульса ходового колеса. Радиус кривизны профиля поверхности импульса выходной палеты можно принять $r=4$ *мм*.

Для получения профиля поверхности импульса выходной палеты проделываем аналогичное графическое построение, отнесенное к окружности $\beta\beta$. Через точку пересечения действующей окружности с внешней палетной окружностью (точка H) проводим касательную к развертывающейся окружности палеты. Далее делим окружность на равное число отрезков и аналогично с предыдущим строим развертку для импульсной поверхности палеты.

BB'—интересующая нас часть развертки.

Принимая BB' за дугу круга, радиусом AB описываем остальную часть импульсной поверхности палеты.

Соотношение сил и моментов в ходе Тиль-Круппа

Поверхности импульсов зуба анкерного колеса и палеты очерчены по эвольвенте; определим соотношение моментов и сил для данного случая. Вопрос этот рассмотрен у Гросмана, на русском языке—в книге проф. Васильева «Основы теории часовых механизмов», но в применении к обычному анкерному ходу. В ВМИ под руководством автора произведено исследование хода Тиль-Круппа, результаты которого приводятся ниже.

Примем обозначения:

P — момент силы, вращающий ходовое колесо при раскручивании заводной пружины;

Q — момент силы относительно оси якоря (момент волоска);

N — нормальное давление палеты на зуб колеса;

N' — реакция нормального давления N;

fN — сила трения от нормального давления N;

fN' — сила трения от реакции N';

r и r_1 — радиусы начальных окружностей ходового колеса и якоря;

β — угол между нормалями к точкам касаний поверхностей зуба и якоря, или угол зацепления, который как известно постоянен.

Рассмотрим соотношение сил и моментов на выходной палете. Точка k является полюсом зацепления—точкой касания начальных окружностей. Из центров O и O' опустим перпендикуляры на направление сил N и N' fN и fN'. Составим уравнения моментов сил, действующих на колесо и на анкер-баланс:

$$P = N\overline{Ob} + fN\overline{Od};$$

$$Q = N'\overline{O_1b_1} - fN\overline{O_1d_1},$$

где

$$\overline{Ob} = \rho = r\sin\beta;$$

$$\overline{O_1b_1} = \rho_1 = r_1\sin\beta;$$

$$\overline{Od} = \overline{ba} = \breve{bc} = \rho\alpha = r\alpha\sin\beta;$$

$$\overline{O_1d_1} = ba - bb_1 = r\alpha\sin\beta - (r + r_1)\cos\beta.$$

Перпендикуляры $\overline{Ob}$ и $\overline{O_1b_1}$, опущенные на нормаль, будут радиусами основных (пропорциональных) окружностей, развертывающих профили поверхностей импульсов:

$$\frac{P}{Q} = \frac{r\sin\beta + fr\alpha\sin\beta}{r_1\sin\beta + f(r + r_1)\cos\beta - fr\alpha\sin\beta}.$$

Разделим числитель и знаменатель на $r\sin\beta$:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1 + f\alpha}{\frac{r_1}{r} + f\left(1 + \frac{r_1}{r}\right)\operatorname{ctg}\beta - f\alpha}.$$

Принимаем

$$\frac{r_1}{r} + f\left(1 + \frac{r_1}{r}\right)\operatorname{ctg}\beta = k.$$

Тогда

$$\frac{P}{Q} = \frac{1 + f\alpha}{k - f\alpha};$$

Напишем уравнение работы при повороте колеса на угол $d\alpha$:

$$Pd\alpha = Q\,\frac{1 + f\alpha}{k - f\alpha}\,d\alpha.$$

Интегрируем в пределах от α_1, до α_2, т. е. от начала до конца импульса:

$$P\,|\alpha|_{\alpha_1}^{\alpha_2}=\int\limits_{\alpha_1}^{\alpha_2} Q\frac{1+f\alpha}{k-f\alpha}d\alpha=Q\left\{\underbrace{\int\limits_{\alpha_1}^{\alpha_2}\frac{d\alpha}{k-f\alpha}}_{J_1}+\underbrace{\int\limits_{\alpha_1}^{\alpha_2}\frac{f\alpha\,d\alpha}{k-f\alpha}}_{J_2}\right\}.$$

Для интегрирования вводим новую переменную $k-f\alpha=z$. Тогда

$$-f\,d\alpha=dz;\quad d\alpha=-\frac{dz}{f};$$

$$J_1=\int\frac{d\alpha}{k-f\alpha}=-\frac{1}{f}\int\frac{dz}{z}=-\frac{1}{f}\ln(k-f\alpha);$$

$$J_2=f\int\frac{\alpha\cdot d\alpha}{k-f\alpha}=-f\int\frac{(k-z)\,dz}{ffz}=-\frac{k}{f}\int\frac{dz}{z}+\frac{1}{f}\int dz=-\frac{k}{f}\ln(k-f\alpha)+\frac{1}{f}(k-f\alpha).\qquad \left|\begin{aligned}&k-z=f\alpha;\\&\alpha=\frac{k-z}{f}\end{aligned}\right.$$

Подставив значения найденных интегралов в выражение работы, имеем:

$$P\,|\alpha|_{\alpha_1}^{\alpha_2}=Q\left[-\frac{1}{f}\ln(k-f\alpha)-\frac{k}{f}\ln(k-f\alpha)+\frac{1}{f}(k-f\alpha)\right]_{\alpha_1}^{\alpha_2};$$

$$P\,|\alpha|_{\alpha_1}^{\alpha_2}=Q\left[-\frac{k+1}{f}\ln(k-f\alpha)+\frac{1}{f}(k-f\alpha)\right]_{\alpha_1}^{\alpha_2};$$

или

$$P(\alpha_2-\alpha_1)=Q\left[-\frac{k+1}{f}\ln(k-f\alpha_2)+\frac{1}{f}(k-f\alpha_2)+\right.$$
$$\left.+\frac{k+1}{f}\ln(k-f\alpha_1)-\frac{1}{f}(k-f\alpha_1)\right];$$

$$P(\alpha_2-\alpha_1)=Q\left[\frac{k+1}{f}\ln\frac{k-f\alpha_1}{k-f\alpha_2}-(\alpha_2-\alpha_1)\right].\qquad (119)$$

Определение угла β

Как выше было указано, β — угол зацепления между нормалью к поверхностям импульсов в точке их касания и линией центров; $\beta=\text{konst}$, как r_1 и r. Определение угла β делаем для неравноплечего хода.

Напишем следующее соотношение:

$$\frac{r}{r_1}=\frac{7,5}{5,5},$$

где 7,5° — угол поворота баланса, представляющий сумму углов покоя 1 $^1/_2$° и импульса 6°;

5,5° — рабочий угол поворота ходового колеса, представляющий сумму половины ширины палеты 0,5° и ширину зуба 5°.

Взяв производную пропорцию, имеем:

$$\frac{r+r_1}{r}=\frac{D}{r}=\frac{7,5+5,5}{7,5}=\frac{13}{7,5}=1,73,$$

откуда

$$r=\frac{1}{1,73}D=0,58\,D,$$

D — расстояние между *центрами баланса и ходового колеса*. Из рассмотрения схемы на фиг. 99 имеем:

$$x=\overline{OM}-r;$$

$$\overline{OM}=R\cos 18^\circ;$$

$$R=D\cos 18^\circ,$$

Следовательно,

$$\overline{OM}=D\cos^2 18^\circ;$$

$$y=R\sin 18^\circ=D\sin 18^\circ\cos^2 18^\circ,$$

Тогда

$$\frac{x}{y}=\operatorname{ctg}\beta;\quad \operatorname{ctg}\beta=\frac{D\cos^2 18^\circ-0,58\,D}{D\sin 18^\circ\cos 18^\circ}.$$

Окончательно получим:

$$\operatorname{ctg}\beta=\frac{\cos^2 18^\circ-0,58}{\sin 18^\circ\cdot\cos 18^\circ}=\frac{0,905-0,58}{0,309\cdot 0,951}\approx\frac{0,325}{0,293}=1,11;$$

$$\underline{\beta=42^\circ}.$$

Определение величины k

$$k=\frac{r_1}{r}+f\left(1+\frac{r_1}{r}\right)\operatorname{ctg}\beta;$$

$$k=\frac{5,5}{7,5}+0,2\left(1+\frac{5,5}{7,5}\right)1,11=1,118.$$

Для определения углов α_1 и α_2 — начала и конца импульса — находим предварительно угол α_0, соответствующий моменту соприкосновения зуба анкерного колеса с палетой (точка d, фиг. 99):

$$\alpha_0=\frac{\breve{bc}}{\rho}=\frac{\overline{bd}}{\rho};$$

$$\overline{bd}=\rho\operatorname{ctg}(\beta-18^\circ);$$

$$\alpha_0=\operatorname{ctg}(\beta-18^\circ)=\operatorname{ctg}(42^\circ-18^\circ)\approx\operatorname{ctg}24^\circ;$$

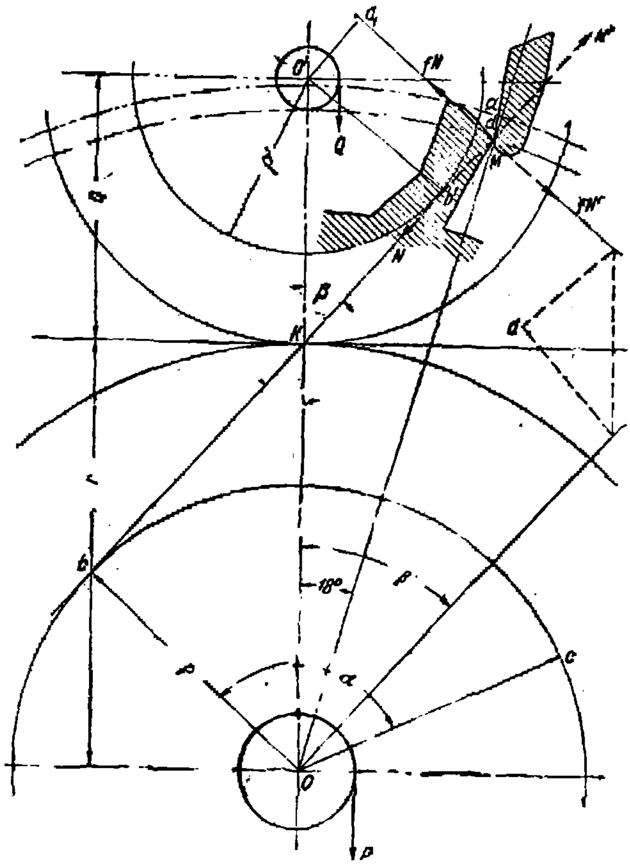
$$\underline{\alpha_0=2,246.}$$

Обозначая через α'' угол поворота колеса на протяжении импульса по палете и зубу, имеем:

$$\alpha_1=\alpha_0=2,246;$$

$$\alpha_2=\alpha_0+\alpha''=2,246+0,0957=2,3417,$$

$$\alpha'' = 5{,}5° = 0{,}0957 \text{ рад.}$$



Фиг. 99. Силы, действующие в ходе Тиль-Круппа.

По формуле (119) определяем искомое соотношение моментов на ходовом колесе и балансе-якоре:

$$Q = P \frac{2{,}314 - 2{,}246}{\frac{1{,}118 + 1}{0{,}2} \cdot 2{,}303 \lg \frac{1{,}118 - 0{,}2 \cdot 2{,}246}{1{,}118 - 0{,}2 \cdot 2{,}3417} - (2{,}3417 - 2{,}246)};$$

$$Q = P \frac{0{,}068}{24{,}4 \cdot 0{,}0128 - 0{,}0957} = P \frac{0{,}068}{0{,}212} = 0{,}32P;$$

$$\underline{Q = 0{,}320P}, \tag{120}$$

или

$$\underline{P = 3{,}1Q}. \tag{121}$$

Если произвести аналогичные подсчеты для входной палеты, то по указаниям Гросмана расхождение между моментами на входной и выходной палетах будет не больше 5%.

Найдем значение $k=\frac{r_1}{r}+f\left(1+\frac{r_1}{r}\right)\operatorname{ctg}\beta$. Имеем (фиг. 99): $r_1=2{,}11$ *мм*; $r=3{,}45$ *мм*; $\rho=2{,}44$ *мм*; $\beta=45°$; $\operatorname{ctg}\beta=1$; $\sin\beta=\frac{\rho}{r}=0{,}707$. Тогда

$$k=\frac{2{,}11}{3{,}45}+0{,}2\left(1+\frac{2{,}11}{3{,}45}\right)=0{,}94.$$

Определим угол α_0, соответствующий моменту соприкосновения зуба и палетки:

$$\alpha_0=\frac{\breve{bc}}{\rho}=\frac{\breve{ba}}{\rho}=\frac{4{,}8}{2{,}44}=1{,}965 \text{ рад.};$$

$$\underline{\alpha_0=112°52'}.$$

Угол поворота колеса на протяжении импульса по палете и зубу из построения хода равен

$$\alpha''=5{,}5°=0{,}0957 \text{ рад.}$$

Тогда

$$\alpha_1=\alpha_0=1{,}965;$$

$$\alpha_2=\alpha_0+\alpha''=1{,}965+0{,}0957=2{,}0607;$$

$$\alpha_2-\alpha_1=0{,}0957;$$

$$P=\frac{Q}{0{,}0957}\left(\frac{1+0{,}94}{0{,}2}\cdot 2{,}303\lg\frac{0{,}94-0{,}2\cdot 1{,}965}{0{,}94-0{,}2\cdot 2{,}0607}-0{,}0957\right);$$

$$P=\frac{Q}{0{,}0957}\left(22{,}34\lg\frac{0{,}547}{0{,}528}-0{,}0957\right);$$

$$\underline{P=2{,}97Q} \qquad (122)$$

или

$$\underline{Q=0{,}337P}. \qquad (123)$$

ГРАФИЧЕСКОЕ ПОСТРОЕНИЕ ХОДА ЮНГАНСА

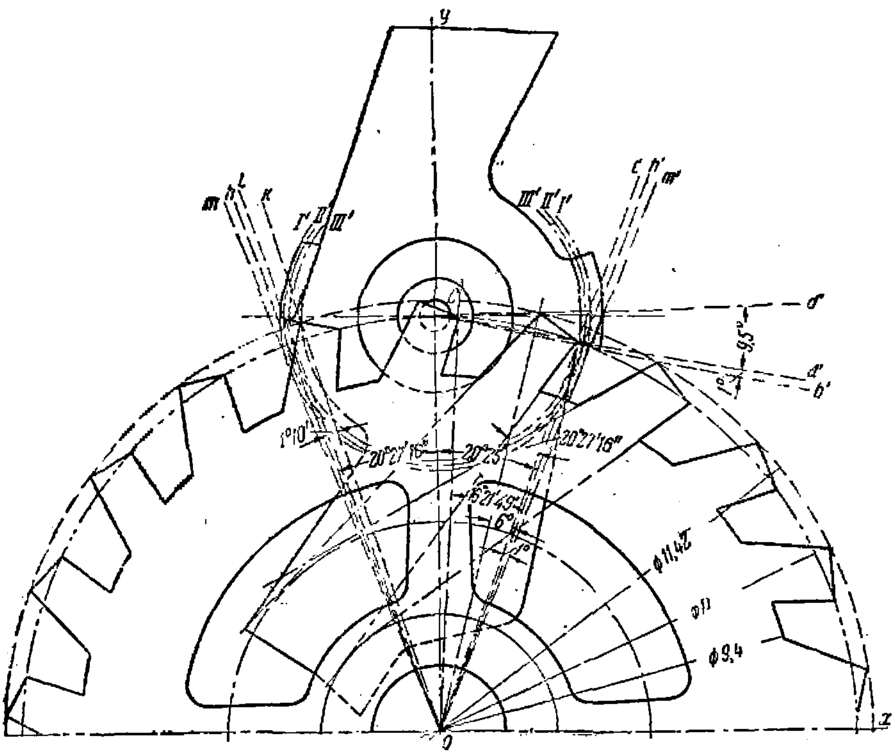
Ход в трубке Юнганса представляет собой видоизмененный ход Грахама с трением на покое и состоит из якоря, соединенного в одно целое с балансом, и ходового колеса.

Ход—равноплечий. Палеты выполнены таким образом, что входной поверхностью покоя является внешняя цилиндрическая, а на выходной—внутренняя поверхность цилиндра. Импульсные поверхности палет—полуцилиндрические.

Ось вращения якоря находится на расстоянии от оси ходового колеса меньше теоретического, равном радиусу действующей окружности ходового колеса, на котором расположены носики зубьев. Благодаря этому усилие, проходящее через центр вращения якоря, по абсолютной величине больше, чем в случае расположения оси якоря, когда центр вращения его лежит на пересечении касательных к действующей окружности ходового колеса. При таком расположении центра вращения якоря в ходе Юнганса появляется касательное усилие, выталкивающее якорь из-под зуба ходового колеса.

Благодаря этому, а также ввиду того, что поверхности импульсов палет якоря сделаны по цилиндрической поверхности зубьев определенной формы, ходовое колесо может вращаться в обоих направлениях. Такая конструкция хода удобна для сборки и регулировки трубки.

Наличие сравнительно больших усилий на ходовом колесе требует повышенной прочности зуба. Форма зуба такая, что большая



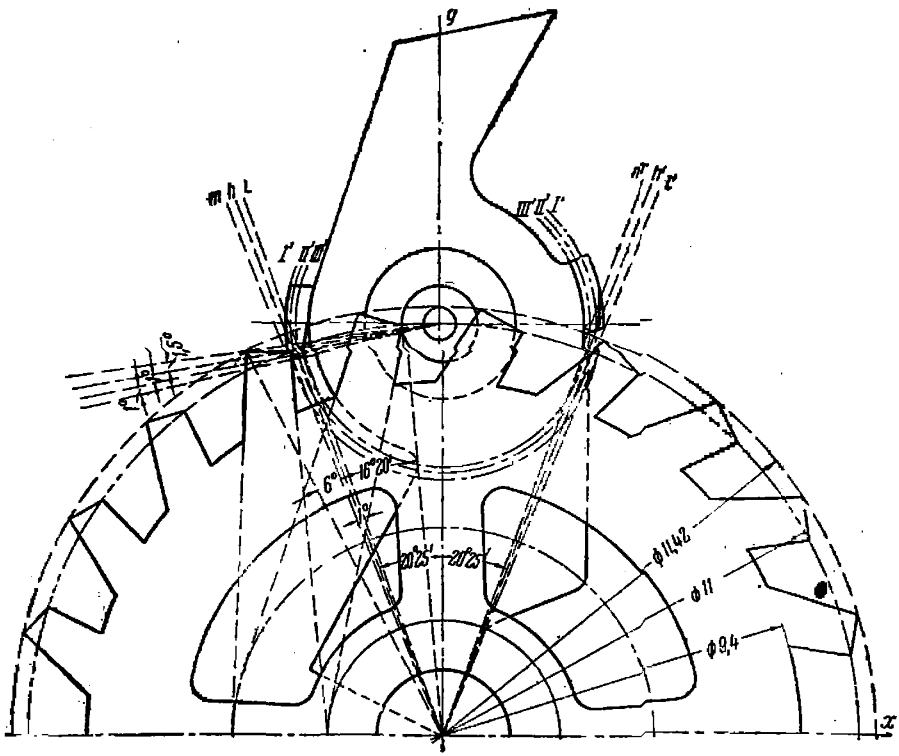
Фиг. 100. Зуб на выходной палете хода Юнганса.

часть импульса приходится на зуб ходового колеса и незначительная часть на палету, что обеспечивает требуемую прочность.

При цилиндрической поверхности импульса палеты и при плоской поверхности импульса зуба ходового колеса в разные моменты касания палеты и зуба во время подъема якоря усилие ходового колеса, передаваемое палете, изменяется вследствие того, что меняется расстояние от палеты до оси ходового колеса. Поэтому импульсы, сообщаемые зубом ходового колеса якорю, нарастают неравномерно.

Построение хода Юнганса производится обычно. По исследованию хода, произведенному в ВМИ инж. Вицени под руководством автора, имеем (фиг. 100 и 101);

1) диаметр ходового колеса в начале импульса $D_1 = 11$ *мм*;
2) диаметр ходового колеса в конце импульса $D_2 = 11{,}42$ *мм*;
3) ходовое колесо имеет $z_g = 22$ зуба;
4) якорь обхватывает 2,5 шага;
5) расстояние между осями ходового колеса и якоря 5,5 *мм*;
6) ширина зуба 6°
7) ширина палеты 1°;



Фиг. 101. Зуб на входной палете хода Юнганса

8) расстояние между серединой импульсной поверхности и осью вращения якоря 2,03 *мм*;

9) угол между лучами, проведенными из центра вращения якоря, и импульсными поверхностями палет 171°.

За систему координат берем оси *Ox* и *Oy*. Из начала координат радиусом, равным половине D_1, в масштабе проводим окружность, на которой расположатся носики зубьев ходового колеса, а радиусом, равным половине D_2, опишем окружность, на которой расположатся пятки зубьев.

Угол обхвата якоря

$$w = \frac{360^\circ}{22} \cdot 2{,}5 = 40^\circ 54' 32''.$$

По обе стороны оси *Oy* откладываем половину угла обхвата: 20° 27′16″.

Шаг t ходового колеса

$$t=\frac{360^\circ}{22}=16^\circ21'49''.$$

За одно колебание баланса ходовое колесо повернется на половину шага; следовательно, ширина зуба, ширина палеты и угол падения (зазор, необходимый для предотвращения заклинивания колеса и палеты) должны лежать в пределе угла

$$\frac{t}{2}=8^\circ10'54{,}5''.$$

Так как ширина зуба 6°, ширина палеты 1°, то угол падения равен $8^\circ10'54{,}5''-(6^\circ+30')=1^\circ40'54{,}5''$. Непосредственное измерение угла падения подтвердило сказанное, причем угол падения оказался равным на входной и на выходной палетах.

Определение углов импульса в ходе Юнганса

В рассматриваемом ходе импульс происходит по зубу и по палете. После соответствующего измерения углов определено, что на входной палете угол импульса по зубу равен 1,5°, а по палете 1°; на выходной палете угол импульса по зубу равен 9,5°, а по палете 1°.

Так как угол покоя в ходе Юнганса равен 1°, то угол поворота якоря на входной палете будет:

$$1{,}5+1+1=3{,}5^\circ;$$

угол поворота якоря на выходной палете

$$9{,}5+1+1=11{,}5^\circ.$$

Углы притяжки, как показало исследование, на входной палете $\beta=10^\circ$, а на выходной палете β_1 по абсолютной величине равен углу β, но наклон палеты сделан в противоположную сторону. Здесь, как и в ходе Тиль-Круппа, имеется угол выталкивания, который на выходной палете равен 10°.

Остальное оформление видно из фиг. 101.

Угол поднутрения зуба 20°25′.

Соотношение сил и моментов в ходе Юнганса

Рассмотрим соотношения моментов на выходной палете (фиг. 102) в момент касания зуба с импульсной поверхностью палеты. Обозначим:

N — нормальное давление зуба на плоскость импульса палеты;
N' — реакция силы N;
R — радиус ходового колеса в начале импульса;
r — радиус якоря;
$M_{х.к}$ — момент ходового колеса;
$M_{як}$ — момент на якоре;
$\psi=20^\circ25'$ — угол поднутрения зуба;
$f=0{,}16$ — коэфициент трения стали и латуни;
$\varphi=9^\circ6'$ — угол, соответствующий коэфициенту трения.

Из условия равновесия имеем:

$$M_{х.к}-N'\overline{Oa}-fN'\overline{Oe}=0,$$

где

$$\overline{Oa}=R\sin\psi;$$
$$\overline{Oe}=R\cos\psi,$$

откуда

$$M_{к.х}=N'R\sin\psi+fN'R\cos\psi. \qquad (124)$$

Алгебраическая сумма моментов сил, действующих на якорь, выражается так:

$$M_{як}-N\overline{O_1k}+fNO_1n=0,$$

где

$$\overline{O_1k}=r\cos\psi;$$
$$\overline{O_1n}=r\sin\psi.$$

После подстановок получаем:

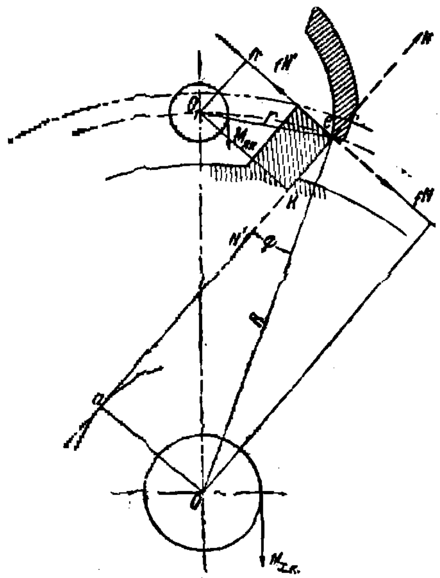
$$M_{як}=Nr\cos\psi-fNr\sin\psi. \qquad (125)$$

Отношение моментов

$$\frac{M_{х.к}}{M_{як}}=\frac{N'R\sin\psi+fN'R\cos\psi}{Nr\cos\psi-fNr\sin\psi}.$$

Так как $N=N'$, то

$$\frac{M_{х.к}}{M_{як}}=\frac{R}{r}\,\frac{\sin\psi+f\cos\psi}{\cos\psi-f\sin\psi}.$$



Фиг. 102. Моменты и силы в ходе Юнганса.

Разделив числитель и знаменатель первой части равенства на $\cos\psi$ и заменяя f тангенсом угла трения φ, получим:

$$\frac{M_{х.к}}{M_{як}}=\frac{R}{r}\operatorname{tg}(\psi+\varphi), \qquad (126)$$

Так как действующий радиус ходового колеса меняется во время импульса по зубу от $\frac{D_1}{2}$ до $\frac{D_2}{2}$, то отношение моментов не будет постоянным.

Вычислим отношение моментов для трех положений палеты:

а) в начале импульса по зубу, когда зуб ходового колеса коснется импульсной поверхности палеты носиком;

б) в середине импульса по зубу, когда зуб ходового колеса коснется импульсной поверхности палеты серединой импульсной поверхности;

в) в конце импульса по зубу, когда зуб ходового колеса коснется импульсной поверхности палеты пяткой. В начале импульса

$$R_{х.к}=\frac{D_1}{2}=5{,}5\ мм.$$

Отношение моментов

$$\frac{M_{\text{х. к}}}{M_{\text{як}}}=\frac{5,5}{2}\operatorname{tg}(9^\circ 6'+20^\circ 25'\cdot 12,5'')=\frac{5,5}{2}\cdot 0,5662=1,57.$$

В середине импульса

$$R_{\text{х. к}}=\frac{D_1+D_2}{2\cdot 2}=\frac{11+11,42}{4}=5,605\ \textit{мм}.$$

Отношение моментов

$$\frac{M_{\text{х. к}}}{M_{\text{як}}}=\frac{R}{r}\operatorname{tg}29^\circ 31'12,5''=\frac{5,605}{2}\cdot 0,5662=1,59.$$

В конце импульса

$$R_{\text{х. к}}=\frac{D_2}{2}=\frac{11,42}{2}=5,71\ \textit{мм}.$$

Отношение моментов

$$\frac{M_{\text{х. к}}}{M_{\text{як}}}=\frac{R}{r}\operatorname{tg}29^\circ 31'12,5''=\frac{5,71}{2}0,5662=1,62.$$

Исследование передачи сил в колесной системе трубки Юнганса показало, что в среднем $M_{\text{х. к}}=18,9$ *гсм*. Тогда момент якоря в начале импульса

$$M_{\text{як}}=\frac{M_{\text{хк}}}{1,57}=\frac{18,9}{1,57}=1,2\ \textit{гсм},$$

в конце импульса

$$M_{\text{як}}=\frac{M_{\text{х. к}}}{1,62}=\frac{18,9}{1,62}=1,16\ \textit{гсм}.$$

Как показывают полученные результаты, соотношения моментов сил на входной палете совпадают с отношением моментов сил на выходной палете.

На входной палете имеется угол притяжки $\beta=10^\circ$. По формуле для определения момента силы притяжки

$$M_{\text{зат}}=\frac{r}{R_{\text{х. к}}}\operatorname{tg}(\beta-\varphi)\,M_{\text{х. к}},\qquad (*)$$

где $\varphi=9^\circ 30'$, остальные обозначения известны.

Из формулы (*) видно, что притяжки не будет, так как $\angle\beta\approx\angle\varphi$, и все выражение обращается в нуль.

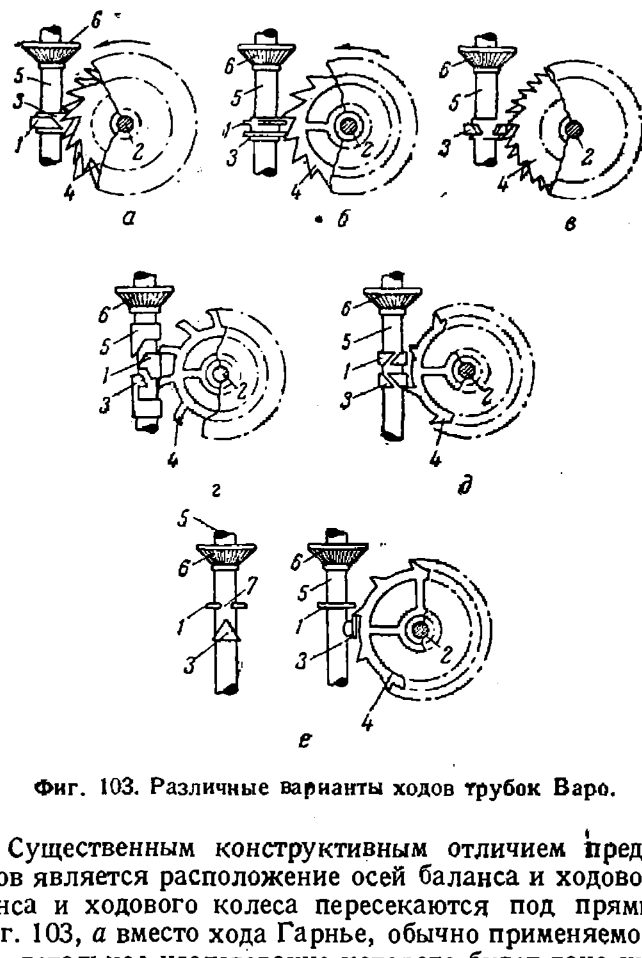
В ходе Юнганса, как показала проверка, отсутствует остановка на импульсе.

По указаниям патента Юнганса сборка хода производится так, что в собранной трубке поверхность импульса палеты покоится на плоскости импульса зуба ходового колеса. Этим устраняется возможность остановки на покое.

ХОД ТРУБКИ ВАРО

До сего времени не удалось осуществить такого хода, который не был бы подвержен действию центробежных сил при полете снаряда, давал бы возможность балансу совершать большие амплитуды колебания, подобно амплитудам колебания баланса карманных часов, и давал возможность получить изохронизм колебаний баланса.

Варо в механических трубках стал применять хода, отвечающие условиям изохронизма и обладающие большой амплитудой колебаний



Фиг. 103. Различные варианты ходов трубок Варо.

баланса. Существенным конструктивным отличием предложенных Варо ходов является расположение осей баланса и ходового колеса; оси баланса и ходового колеса пересекаются под прямым углом.

На фиг. 103, *а* вместо хода Гарнье, обычно применяемого в трубках Варо, детальное исследование которого будет дано ниже, показан ход Дебоффе, у которого палета *1* в виде сектора снабжена импульсивными плоскостями *3*; анкерное колесо *4*—двойное, вследствие чего можно сообщать импульсы по обе стороны оси *5* баланса импульсным плоскостям *3*.

На фиг. 103, *б* показан второй вариант хода, где использован ход Сюлли с двумя палетами *1* и *3* в форме дисков и обыкновенным ходовым колесом *4*.

Каждый из дисков имеет фрезерованный шлиц; одна сторона шлица наклонена и образует плоскость импульса. На фиг. 103, *б* показан зуб ходового колеса во время покоя на верхнем диске *1*.

На фиг. 103,*в* дан третий вариант, в котором применен ход Эндерлина, представляющий соединение двойного ходового колеса *4* Дебоффе с расположенными друг против друга на скобке диске *3* импульсивными плоскостями хода Сюлли. На фиг. 103, *в* показан ход в положении покоя.

На фиг. 103, *г* показан четвертый вариант, где применен ход Ле-Руа, действие которого подобно ходу Сюлли, но диски *1* и *3* заменены круговыми скобками *1* и *3*, выфрезерованными ннепосредственно в оси баланса *5*.

На одном из концов каждой скобки имеется выступ (на фигуре не показан), который препятствует обратному движению скобки; второй конец скобки снабжен импульсной поверхностью.

Анкерное колесо *4* сделано обычно. На фиг. 103, *д* показан ход Самуэля, отличающийся от хода Сюлли только направлением вращения анкерного колеса *4*. Зубья ходового колеса вращаются снизу вверх—в направлении, противоположном грузикам баланса. В этом ходе скобки *1* и *3* толще, чем в ходе Сюлли (фиг. 103, *б*), и каждая из плоскостей импульса образована обыкновенной канавкой. На фиг. 103, *д* ход показан в положении покоя на нижней скобке *3*.

На фиг. 103, *е* дана конструкция хода с обыкновенным анкерным колесом *4*, у которого положение покоя осуществляется на тонком диске *1* оси *5* баланса. Треугольник *3*, находящийся под диском *1*, на оси *5*, получает попеременно с обеих сторон импульсы от зубьев ходового колеса, которые освобождаются поочередно в конце положения покоя через вырез—шлиц 7, выфрезерованный в диске непосредственно под треугольником *3*.

На фиг. 103, *е*, справа, показан ход в начале импульса, а на фиг. 103, *е*, слева, показаны треугольник *3* и шлиц *7*.

Указанные хода, предложенные Варо (патент № 438662), не могут применяться в карманных часах и давно уже вышли из употребления в стенных часах, так как подвержены быстрому износу и правильно функционируют только в течение короткого времени.

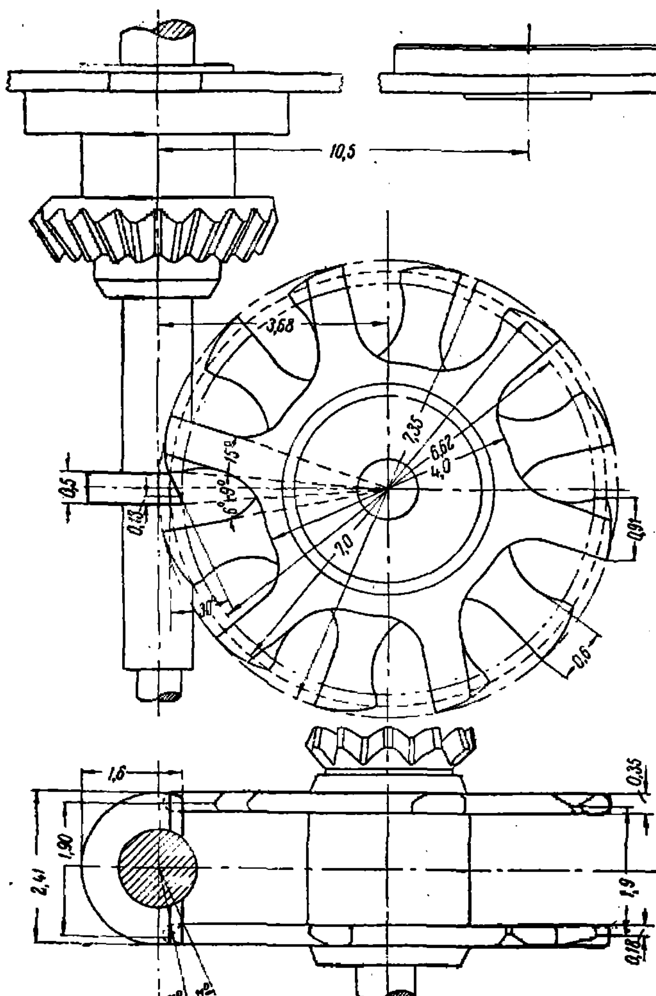
Для механических трубок нет необходимости в долговечности механизма, так как механизм действует всего лишь в течение нескольких секунд, поэтому указанный недостаток в данном случае не играет существенной роли; преимущества же этих ходов очевидны.

Преходим к действию хода Гарнье, который нашел наибольшее распространение в трубках Варо.

Ход часового механизма трубки Варо относится к ходам с трением на покое, т. е. к несвободным ходам, так как ходовое колесо в нем соединено с балансом без какого-либо промежуточного органа.

Конструкция хода довольно своеобразна. Ходовое колесо, имеющее 12 зубьев, состоит собственно из двух колес, отстоящих друг от друга на расстоянии 1,72 *мм*; каждое из колес имеет по 6 зубьев. При такой конструкции за один оборот ходового колеса баланс имеет число колебаний, равное числу зубьев ходового колеса, в то время как в обычных ходах число колебаний баланса равно удвоенному числу зубьев ходового колеса.

Другая особенность хода в том, что он, будучи равноплечим, т. е. с равноотстоящими поверхностями импульса, в то же время имеет равноотстоящие поверхности покоя. Кроме того, скрещивающееся расположение осей ходового колеса и якоря (баланса) приводит к тому, что во время импульса зуб ходового колеса несколько пружинит и стремится отогнуться в сторону.



Фиг. 104. Ход Гарнье в трубке Варо.

Основные данные хода следующие:

Число зубьев ходового колеса $z_g = 12$ (фиг. 104).
Шаг $t = 30°$.

Ширина зуба в угловой мере $\frac{t}{2} = 15°$.

Угол падения $0{,}2\ t = 6°$.

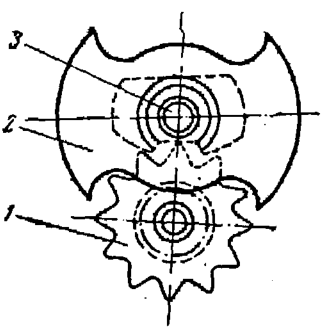
Ширина палеты $\frac{l}{2}$ — угол падения $= 9°$.

Угол импульса: импульс по палете 11°, импульс по зубу 11°.
Угол покоя 11°.
Дополнительная дуга 187°.
Амплитуда колебания баланса $\varphi_0 = 220°$.
Диаметр ходового колеса (окружность выступов) 7,35 *мм*.
Диаметр окружности острий 7,00 *мм*.
Толщина ходового колеса 0,35 *мм*.
Радиус спинки зуба $r = 1,56$ *мм*.

РЕГУЛЯТОРЫ БЕЗ ВОЗВРАЩАЮЩЕЙ СИЛЫ ТИПА ТАВАРО

Развитие воздушного флота и способов борьбы с ним явилось главным стимулом к развитию механических трубок с часовыми механизмами. Трубки с часовыми механизмами не зависят от атмосферных условий, дают небольшое рассеивание и могут действовать в высоких слоях атмосферы.

Взрыватели с часовым механизмом (и даже с двумя часовыми механизмами) появились позже механических трубок и по устройству значительно проще их: к часовому механизму дистанционной трубки предъявляются высокие требования точности действия, часовой механизм взрывателя должен только обеспечить безопасность взрывателя на некотором удалении от орудия.



Фиг. 105.

Следует иметь в виду, что здесь речь идет о взрывателях ударного действия. Появление такого рода взрывателей было вызвано, во-первых, тем, что существующие обычные типы взрывателей с инерционными предохранителями к ударным механизмам взводятся или в канале орудия или в непосредственной близости от него. Во-вторых, большой эффект при борьбе с воздушным противником может дать внезапность зенитного артиллерийского огня с применением маскировки.

Эти соображения заставили придать взрывателю механизм, который удерживал бы детали взрывателя от взведения, не зависел от указанных выше факторов и сохранял взрыватель в невзведенном положении на достаточном удалении (порядка нескольких десятков метров) от орудия.

Таким механизмом является часовой, который ни при каких условиях не может взвести взрыватель раньше времени, на которое рассчитан регулятор часового механизма. Часовой механизм дает возможность получить замедление взведения взрывателя от 0,1 до 0,22 сек. В морских донных взрывателях имеется возможность производить часовым механизмом замедление до 0,5 сек.

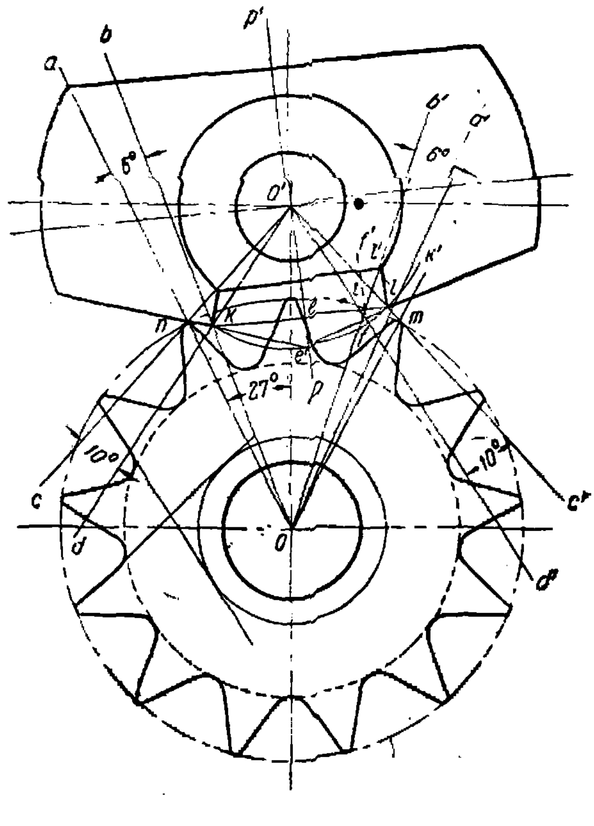
При невысоких требованиях в отношении точности регулирования, как в рассматриваемом часовом механизме Таваро, где он выполняет роль медленно работающего предохранителя, ставится регулятор без возвращающей силы, т. е. с балансом без волоска.

В этом случае период колебания якоря-баланса зависит от силы, приводящей механизм в действие, момента инерции баланса и от трения. На фиг. 105 показан регулятор. Под действием двигателя вращается ходовое колесо *1*. Вследствие этого баланс-якорь *2* приводится в колебательное движение около оси *3*.

Ход начинает работать с места без отказа, конечно, при наличии движущей силы, по величине большей, чем сила трения в механизме.

Графическое построение хода

Как видно из фиг. 106, зуб ходового колеса имеет особый профиль. Ход не имеет плоскостей покоя—импульс происходит полностью по палете. Ход —неравноплечий, так как середины плоскостей импульса палет находятся на неравном расстоянии от оси вращения якоря.



Фиг. 106: Построение хода без возвращающей силы.

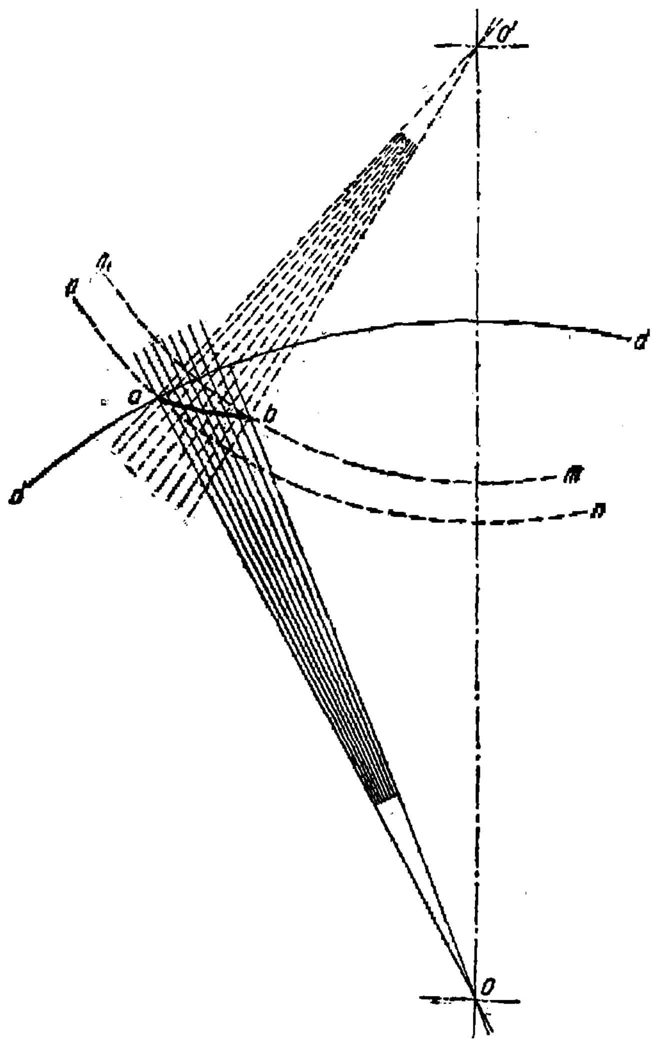
Построение хода проанализировано в ВМИ автором совместно со студентами Соковым и Атласовым.

Примем диаметр окружности, на которой лежат острия зубьев ходового колеса, $D_{вк} = 5$ *мм*; число зубьев ходового колеса $z_g = 13$; высота зубьев $h = 0{,}7$ *мм*, толщина зуба 0,6 *мм*; диаметр впадин колеса $5 - (2 \cdot 0{,}7) = 3{,}6$ *мм*; угол, соответствующий шагу ходового колеса, 27°42′. Для большей плавности в работе хода зубу дается закругление радиусом, равным $0{,}05 \div 0{,}1$ *мм*; впадины очерчены радиусом $r = 0{,}2$ *мм*.

Радиусом, равным внешнему радиусу ходового колеса, из начала координат описываем действующую окружность. Разделив эту окружность на число частей, соответствующее $z_g = 13$, получим шаг зубьев 27°42′.

Расстояние между осью ходового колеса и осью якоря примем по конструктивным соображениям равным 3,5 *мм*, что соответствует $^7/_5$ радиуса ходового колеса.

Центр вращения якоря в рассматриваемых ходах не лежит на пересечении перпендикуляров к линиям, ограничивающим угол охвата якоря, а несколько выше. В ходе взрывателя Таваро это расстояние равно $^{7}/_{8}$ радиуса ходового колеса, в ходе другого взрывателя Таваро это расстояние равно $^{7}/_{6}$ радиуса ходового колеса.



Фиг. 107. Построение контура палеты.

Ход вычерчиваем для момента соприкосновения зуба с импульсной плоскостью входной палеты. От оси OO' откладываем 27° и проводим луч Oa. Далее делим действующую окружность от точки n на 13 частей. Из точки O' проводим луч $O'c$, через точку пересечения действующей окружности с лучом Oa. Точка n соответствует началу импульса на входной палете. Вниз от луча $O'c$ откладываем угол 10°, соответствующий углу поворота якоря вокруг оси за время импульса по палете входа, и проводим луч $O'd$.

Отложив от луча Oa угол поворота колеса за время импульса по входной палете 6° через точку O проводим луч Ob. Проведя через точки n и k секущую, получим поверхность импульса входной палеты.

Из построения видно, что при повороте ходового колеса на 6° якорь повернется на 10°. Из центра O' радиусом $O'k$ описываем дугу kk'.

Для построения профиля выходной палеты через вершину зуба m проводим луч $O'c'$. Отложив от этого луча вниз 10°, через точку O' проведем луч $O'd'$. Точка l пересечения луча $O'c'$ с дугой kk' соответствует концу импульса на выходной палете.

Через точки O и l проведем луч Oa', от которого отложим угол 6°, и проведем луч Ob'.

Через точки f и t, полученные в результате пересечения луча $O'd'$ с дугой kk' и действующей окружности с лучом Ob', проводим секущую ff'; параллельным переносом секущей ff' в точку l получаем поверхность импульса выходной палеты.

Соединив точки k и l прямой и восставив из точки O' перпендикуляр к прямой kl, получим ось симметрии pp' якоря. Дальнейшее построение якоря проводим, сообразуясь с его симметричностью и условием, чтобы ходовое колесо могло вращаться в обе стороны. Это диктуется требованиями сборки, установки и регулировки взрывателя.

Соединив прямой точки $e'l$, получим плоскость импульса выходной палеты. Внутренняя поверхность входной палеты выполняется так же, как и плоскость импульса el' выходной палеты.

Зазор между якорем и вершинами зубьев ходового колеса берем конструктивно равным 0,15 *мм*.

Таким образом, ввиду симметричности рабочих поверхностей якорь работает одинаково свободно и плавно в обе стороны независимо от направления вращения ходового колеса.

На фиг. 107 показано построение поверхности импульса входной палеты по проф. Зандеру, но исследования, проведенные в Ленинградском институте точной механики, показали, что наивыгоднейшими для работы хода являются плоские рабочие поверхности импульса.

Период колебания баланса Таваро

Весь период колебания баланса может быть разбит на четыре составляющих периода:

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4,$$

где t_1 — время скольжения зуба ходового колеса по плоскости импульса входной палеты и сообщения анкеру импульса со стороны ходового колеса;

t_2 — время отхода назад ходового колеса вследствие падения выходной палеты на зуб ходового колеса и опускания ее между его зубьями;

t_3 — время скольжения зуба ходового колеса по плоскости импульса выходной палеты и сообщения анкеру импульса со стороны ходового колеса;

t_4 — время отхода назад ходового колеса вследствие падения входной палеты на зуб ходового колеса и опускания ее между его зубьями.

Приближенно, без больших погрешностей для рассматриваемого механизма можно считать, что общий период колебания баланса

$$T = t_1 + t_2,$$

где t_1 — время скольжения зуба ходового колеса по плоскости импульса входной палеты;

t_2 — время скольжения зуба ходового колеса по плоскости импульса выходной палеты.

Для определения t_1 напишем уравнение момента якоря через его угловое ускорение:

$$M = J\frac{d^2\varphi}{dt^2},$$

откуда

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega = \frac{Mt}{J} + C_1.$$

При $\varphi = 0$, $t = 0$ и $C = 0$ получим:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega = \frac{Mt}{J};$$

$$\varphi = \frac{Mt^2}{2J} + C_2.$$

Из начальных условий $\varphi = 0$, $t = 0$ и $C_2 = 0$. Тогда

$$\varphi = \frac{Mt^2}{2J},$$

откуда

$$t_1 = \sqrt{\frac{2J\varphi_1}{M_1}},$$

где J — момент инерции баланса;

φ_1 — угол поворота баланса при сообщении импульса по входной палете;

M_1 — движущий момент на входной палете.

Аналогично

$$t_2 = \sqrt{\frac{2J\varphi_2}{M_2}}.$$

Общий период колебаний баланса

$$T = \sqrt{\frac{2J\varphi_1}{M_1}} + \sqrt{\frac{2J\varphi_2}{M_2}}. \qquad (127)$$

Момент инерции баланса Таваро

Разобьем баланс и якорь на ряд простых геометрических тел, для которых моменты инерции просто берутся по формулам из справочника.

Момент инерции баланса

Разобьем баланс на элементы (фиг. 108)

$$J_{б} = J_{I} - 2J_{II},$$

где

$$J_{I} = \frac{1}{2} m (R^2 + r^2).$$

Определим вес тела I. Удельный вес стали принимаем $\gamma = 7{,}6$.
Тогда

$$q_1 = 7{,}6 \cdot 0{,}0262 = 0{,}1965 \ г;$$

$$m = \frac{0{,}1965}{981} = 0{,}0002 \ г\,сек^2/см.$$

Момент инерции диска

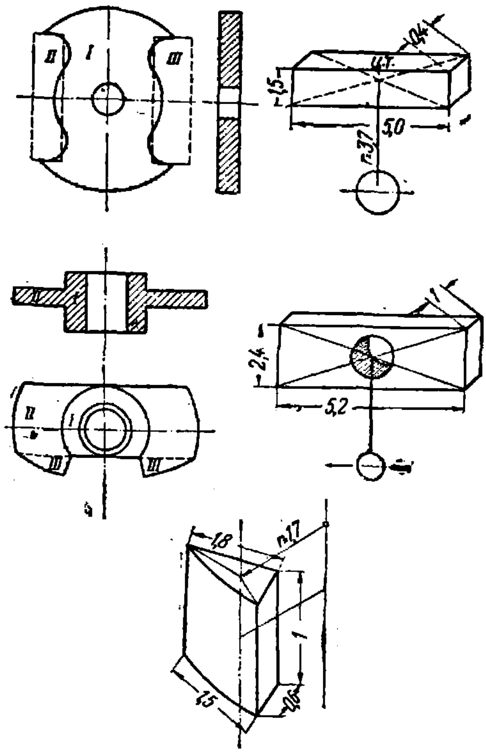
$$J_{I} = 0{,}5 \cdot 0{,}0002 \cdot 0{,}2378 = 0{,}00002378 \ гсм\ сек^2.$$

Фигурные вырезки будем рассматривать как прямоугольные параллелепипеды, так как практически кривизна их незначительна. Поэтому

$$J_{II} = m\frac{a^2 + b^2}{12} + mr^2;$$

$$q_2 = 7{,}6 \cdot 0{,}003 = 0{,}0228 \ г;$$

$$m = \frac{0{,}0228}{981} = 0{,}00000232 \ г\,сек^2/см.$$



Фиг. 108. Определение момента инерции баланса.

Момент инерции выреза

$$J_{II} = 0{,}00000232\left(\frac{0{,}2725}{12} + 0{,}1369\right) = 0{,}000000393 \ гсм\ сек^2;$$

$$2J_{II} = 0{,}000000786 \ гсм\ сек^2.$$

Следовательно, момент инерции баланса относительно оси вращения

$$J_{б} = 0{,}00002378 - 0{,}000000786 = 0{,}00002301 \ гсм\ сек^2;$$

Момент инерции анкера

Разобьем деталь также на простые геометрические тела. Тогда момент инерции якоря

$$J_{я} = J_{I} + J_{II} + 2J_{III},$$

где J_I — момент инерции полого цилиндра;

J_{II} — момент инерции прямого параллелепипеда;

J_{III} — момент инерции палеты.

$$J_I = \frac{1}{2} m (R^2 + r^2)$$

$$q_1 = 7{,}6 \cdot 0{,}0063 = 0{,}047 \ г;$$

$$m = \frac{0{,}047}{981} = 0{,}000049 \ г\,сек^2/см;$$

$$J_I = 0{,}5 \cdot 0{,}000049 \cdot 0{,}0225 = 0{,}00000055 \ гсм\,сек^2.$$

Момент инерции призмы

$$J_{II} = m\left(\frac{a^2 + b^2}{12} + r^2\right);$$

$$q_2 = 7{,}6 \cdot 0{,}0125 = 0{,}094 \ г;$$

$$m = \frac{0{,}094}{981} = 0{,}000096 \ гсек^2/см;$$

$$J'_{II} = 0{,}000096 \cdot 0{,}0289 = 0{,}00000273 \ гсм\,сек^2.$$

Полученный момент инерции необходимо уменьшить на величину момента инерции цилиндра (отверстие):

$$J'_{II} = 0{,}5 \ mR^2;$$

$$J'_{II} = 7{,}6 \cdot 0{,}005 = 0{,}0375 \ г;$$

$$m = \frac{0{,}0375}{981} = 0{,}000038 \ г\,сек^2/см;$$

$$J'_{II} = 0{,}000038 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}0169 = 0{,}00000032 \ гсм\,сек^2;$$

$$J_{II} = 0{,}00000277 - 0{,}00000032 = 0{,}00000245 \ гсм\,сек^2.$$

Момент инерции палет

Рассматриваем палету как трехгранную призму:

$$J_{III} = m\frac{a^2 + b^2 + c^2}{36} + mr^2;$$

$$g_3 = 7{,}6 \cdot 0{,}00057 = 0{,}0043 \ г;$$

$$m = \frac{0{,}0043}{981} = 0{,}000004 \ г\,сек^2/см;$$

$$J_{III} = 0{,}000004\,\frac{0{,}0049 + 0{,}0256 + 0{,}0361}{36} + $$

$$+ 0{,}000004 \cdot 0{,}0361 = 0{,}00000015 \ гсм\,сек^2.$$

Для двух палет

$$2J_{III} = 0{,}0000003 \ гсм\,сек^2.$$

Полный момент инерции анкер-баланса Таваро

$$J = J_б + J_я = 0{,}00002306 + 0{,}00000055 + 0{,}00000245 + 0{,}0000003 = \\ = 0{,}0000263 \text{ гсм сек}^2.$$

Графо-аналитическое определение крутящего момента на якоре

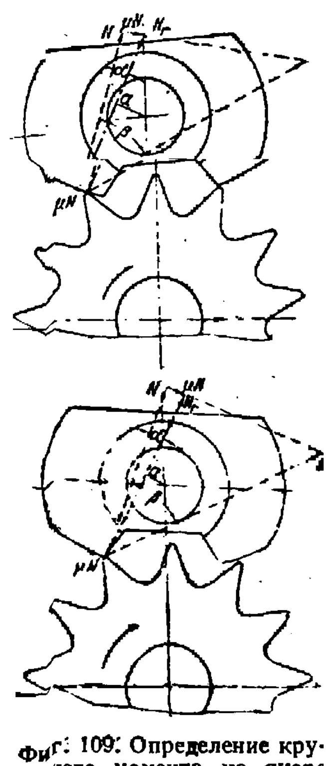
Строим схемы действия сил для четырех положений хода. Построение ведется в выбранном масштабе. Известен крутящий момент относительно оси ходового колеса:

$$M_{max} = 115{,}3 \text{ гмм}$$

Первое положение берем в то время, когда ходовое колесо лежит на входной палете в начале импульса (фиг. 108). Окружное усилие на ходовом колесе

$$P_{х.к} = \frac{M_{х.к}}{R_{х.к}} = \frac{115{,}3}{2{,}94} = 379{,}3 \text{ г}.$$

Нормальное давление N (фиг. 109) зуба на плоскость импульса палеты является составляющей силы $P_{х.к}$. Между зубом и плоскостью импульса возникает сила трения μN, перпендикулярная к силе N и направленная в сторону, противоположную движению колеса, вследствие чего анкер приводится в движение силой N_r.



Фиг. 109. Определение крутящего момента на якоре на входной палете.

Момент, передаваемый анкеру

$$M_я = N_r a,$$

где a — плечо силы N_r относительно оси якоря.

Величина момента на якоре переменная, так как угол β и плечо a — переменные.

Определим силу N_r:

$$N = N_r \cos\alpha;$$
$$N = P \cos\beta,$$

тогда

$$N_r \cos\alpha = P \cdot \cos\beta,$$

откуда

$$N_r = \frac{P\cos\beta}{\cos\alpha}.$$

Момент силы N_r

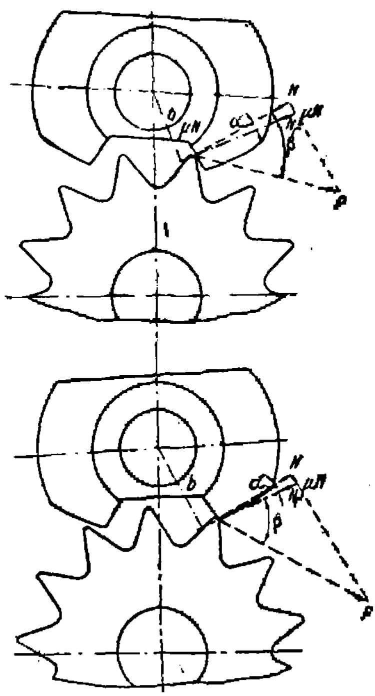
$$M_я = N_r a = \frac{P\cos\beta}{\cos\alpha} a. \tag{128}$$

Момент на входной палете

Момент в начале импульса. Из графического построения определяем угол β:

$$\beta = 44°;$$
$$\cos\beta = 0{,}719.$$

Тогда



Фиг. 110. Определение крутящего момента на выходной палете.

$$N = P\cos\beta = 379{,}3 \cdot 0{,}719 = 272{,}7 \text{ г};$$
$$\mu N = 0{,}2N = 0{,}2 \cdot 272{,}7 = 54{,}54 \text{ г};$$
$$\alpha = 11°20';$$
$$N_r = \frac{N}{\cos 11°20'} = \frac{272{,}7}{0{,}981} = 278 \text{ г};$$
$$M_a = N r a = 278 \cdot 0{,}9 = 250{,}2 \text{ гмм}.$$

В конце импульса

$$\beta = 44°;$$
$$\cos\beta = 0{,}719;$$
$$M_{\text{як}} = N_r a = 278 \cdot 0{,}5 = 139 \text{ гмм};$$
$$M_{\text{як. средн}} = \frac{250{,}2 + 139}{2} = 194{,}6 \text{ гмм}.$$

Момент на выходной палете

В начале импульса (фиг. 110)

$$\beta = 44°;$$
$$\cos\beta = 0{,}719;$$
$$N = P\cos\beta = 379{,}3 \cdot 0{,}719 = 272{,}7 \text{ г};$$
$$N_r = \frac{N}{\cos 11°20'} = 278 \text{ г};$$
$$M_{\text{як}} = N_r \cdot b = 278 \cdot 1{,}5 = 417 \text{ гмм}.$$

В конце импульса:

$$\beta = 60°;$$
$$\cos\beta = 0{,}5;$$
$$N = 379{,}3 \cdot 0{,}5 = 189{,}6 \text{ г};$$
$$N_r = \frac{189{,}6}{0{,}981} = 193 \text{ г};$$
$$M_{\text{як}} = N_r \cdot b = 193 \cdot 1{,}8 = 348 \text{ гмм};$$
$$\ldots_{\text{нк. средн}} = 382 \text{ гмм}.$$

Для подобных ходов подсчеты показывают, что средний момент на выходной палете больше среднего момента на входной.

Определение периода баланса

Период определяем по формуле:

$$T=\sqrt{\frac{2J\varphi_2}{M_1}}+\sqrt{\frac{2J\varphi_2}{M_2}}.$$

Подставляя значения величин, входящих в формулу для определения периода колебания, получим:

$J_б=0{,}000026$ *гсм сек*^{2};

$\varphi_1=10°=0{,}175$ рад.;

$\varphi_2=6°=0{,}105$ рад.; $M_{як\,1\,средн}=194{,}6$ *гмм*;

$M_{як\,2\,средн}=382$ *гмм*.

Тогда

$$T=\sqrt{\frac{2\cdot 0{,}000026\cdot 0{,}175}{19{,}46}}+\sqrt{\frac{2\cdot 0{,}000026\cdot 0{,}105}{38{,}2}}=$$
$$=0{,}00065+0{,}00035=0{,}001 \text{ сек.}$$

На этом заканчиваем рассмотрение вопроса о ходах, применяемых в механических трубках и взрывателях и известных нам по иностранным патентным данным.

ВЫВОДЫ

Из рассмотрения соотношений моментов на ходовых колесах и якорях в часовых механизмах трубок Тиль-Круппа и Юнганса видно, что наиболее удачным в отношении распределения момента по поверхности импульса ходового колеса является ход Тиль-Круппа. Здесь моменты сохраняют постоянное значение в процессе скольжения палеты по поверхности импульса зуба ходового колеса, при этом момент на входной палете больше момента на выходной примерно на 10%, что является недостатком этого хода, но существенного влияния на работу механизма это не оказывает.

Постоянство момента в ходе Тиль-Круппа определяется неизменным углом зацепления β при эвольвентном профиле зуба ходового колеса и палеты.

(Угол β—между линией центров ходового колеса и якоря и линией, проходящей через полюс зацепления).

Из распределения момента на ходовом колесе в ходе Юнганса видно, что момент на якоре за все время импульса остается переменным. Вследствие меняющегося импульса на якоре амплитуда колебания в трубке Юнганса будет различна, а это вызывает изменение периода колебания баланса, так как регулятор трубки имеет неизохронные колебания. Изменение же периода повлечет за собой изменение времени работы часового механизма на дистанцию.

К достоинствам хода Юнганса следует отнести возможность вращения ходового колеса в обе стороны, что обусловливается конструктивными особенностями двигателя трубки в виде центробежных секторов.

По принципу работы хода можно разделить:

а) на несвободные, в которых якорь в течение почти всего времени колебания находится в соприкосновении с ходовым колесом; к этому типу относится большинство ходов, применяемых в дистанционных механических трубках, за исключением хода в трубке Дикси;

б) на свободные, в которых регулятор совершает колебания свободно, входя в соприкосновение с якорем только на очень короткий промежуток времени, чтобы освободить ходовое колесо для поворота его на определенный угол и получить импульс от того же ходового колеса для поддержания амплитуды колебания регулятора.

По форме зубьев ходового колеса хода можно разделить на три основные типа—английский, швейцарский и штифтовой. Ни один из них в чистом виде в механизмах дистанционных трубок не применяется (за исключением трубки Дикси).

В английском ходе ходовое колесо имеет острый зуб, и импульс происходит в тот момент, когда вершина зуба ходового колеса скользит по импульсной плоскости палеты, что имеет место в ходе трубки Дикси.

Усиление зуба ходового колеса ведет к более сложной конструкции зуба—типа швейцарского. В этом случае зуб ходового колеса, скользя по импульсной поверхности палеты, сообщает импульс; далее, когда пятка зуба приподнята, палета начинает скользить по скосу зуба ходового колеса, сообщая импульс анкеру. Этот тип ходового колеса (с некоторыми видоизменениями) соответствует ходам трубок Тиль-Круппа и Юнганса, где импульс распределен по палете и зубу.

По конструкции якоря трубок Тиль-Круппа и Юнганса эти хода ближе стоят к штифтовому ходу, где импульсные поверхности палет очерчены по окружности.

Таким образом, хода трубок Тиль-Круппа и Юнганса являются комбинацией швейцарского и штифтового ходов.

В рассмотренных трубках хода равноплечие, т. е. середины плоскостей импульса палет расположены на одинаковом расстоянии от центра качания якоря.

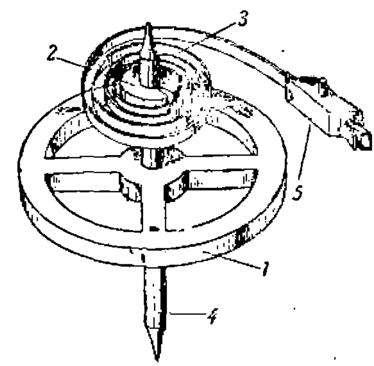
Следует отметить, что хода типа Тиль-Круппа обладают большим достоинством—отсутствием остановки на покое и импульсе, так как палетам придан наклон, обратный принятому наклону угла притяжки. Трубка Дикси страдает таким недостатком при наличии в английском ходе угла притяжки.

ГЛАВА IV

РЕГУЛЯТОРЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРУБОК

АНКЕРНОЕ КОЛЕСО И РЕГУЛЯТОР ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА

Анкерное, или ходовое, колесо служит для сообщения импульсов регулятору, которым в механических трубках служит баланс. Так как изолированный (ни с чем не связанный) регулятор колеблется по закону затухающих гармонических колебаний, его амплитуда постепенно уменьшается, и он через некоторое время останавливается.



Фиг. 111. Баланс со спиралью

1—баланс; 2—ролька волоска; 3—спираль; 4—ось баланса; 5—колбочка баланса;

В свою очередь баланс оказывает действие на ходовое колесо, то удерживая его на некоторые очень малые отрезки времени, то давая ему возможность повернуться, а вместе с ним и всем остальным колесам механизма.

Длительность покоя и движения анкерного колеса и, следовательно, всех остальных колес механизма трубки суммарно должна представлять постоянный промежуток времени. При этом следует заметить, что периоды покоя анкерного колеса сменяются ускоренным движением. Эти ускорения частично исправляет регулятор.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ БАЛАНСА В МЕХАНИЧЕСКИХ ТРУБКАХ

Вместо баланса обычных часов в механической трубке ставят более прочный баланс типа, применяемого в трубке Юнганса. Балансу придают форму крыльев, которые слегка пружинят и, изгибаясь во время выстрела, выпрямляются сейчас же по прекращении действия сил инерции от линейного ускорения. Волоску придают форму струны. Как баланс, так и волосок надлежащим образом регулируются при установке их на месте. Кроме того, важным условием является совпадение оси вращения баланса с осью трубки.

Анкерное колесо может быть типа, применяемого в обычных часах. Для регулятора, наоборот, следует избегать применения обычного баланса переносных часов со спиральным волоском (фиг. 111).

Двигатели часового механизма механической трубки—спиральная заводная пружина или центробежные секторы—главную ось поворачивают лишь на часть оборота. Главная ось служит для установки часового механизма на время действия. Причем поворот главной оси в трубках с центробежными секторами меньше, чем в трубках со спиральной заводной пружиной, в которых можно получить число оборотов и более одного. Поэтому необходимо этот поворот главной оси (в трубке Юнганса), прежде чем довести до анкерного колеса, увеличить во много раз.

Рассмотрим трубку с продолжительностью действия 60 сек., позволяющую изменять установку во времени на 0,05 сек. Для отсчета времени 0,05 сек. необходимо иметь баланс, совершающий одно колебание в 0,05 сек., а следовательно, с периодом колебания $T=0{,}1$ сек.

Пусть анкерное колесо имеет, как обычно, 15 зубьев. Тогда число колебаний баланса за время одного оборота главной оси (60 сек.) определится по формуле расчета колесной системы часового механизма:

$$i=\frac{n_x}{2z_g}, \tag{129}$$

где n_x — число колебаний баланса за один оборот главной оси;

z_g — число зубьев анкерного колеса.

Так как продолжительность одного колебания баланса—0,05 сек., то за 1 сек. баланс совершает число колебаний

$$N=\frac{1}{0{,}05}=20.$$

Число же колебаний баланса за время одного оборота главной оси

$$n_x=20\cdot 60=1200 \text{ колебаниям.}$$

По формуле (129) находим:

$$i=\frac{1200}{2\cdot 15}=40.$$

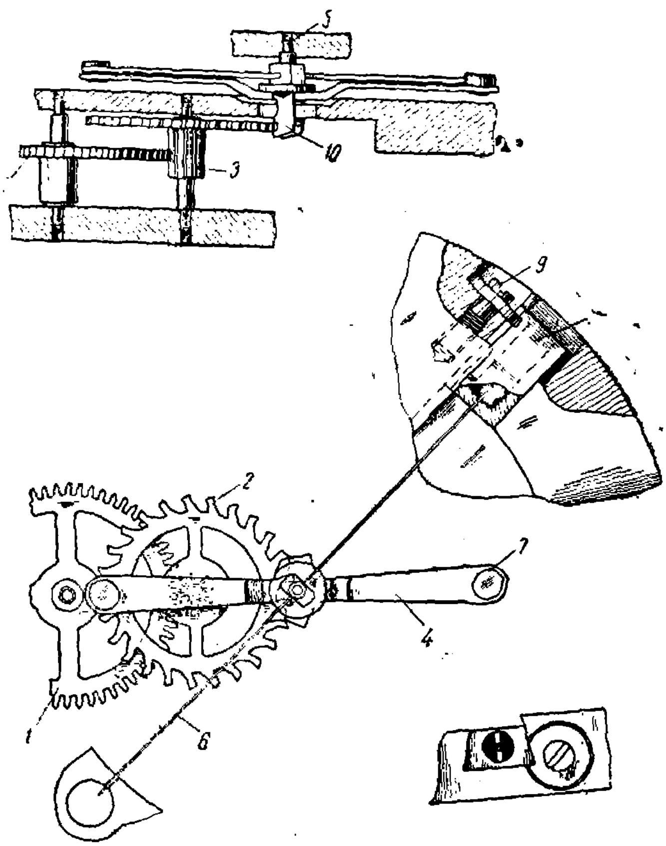
Для достижения передаточного числа $i=40$ необходимо определенное число пар колес.

В обыкновенных часах баланс совершает за час 18000 колебаний и в 1 сек. 5 колебаний, т. е. в четыре раза меньше, чем в приведенном примере. В современных механических трубках число колебаний баланса в 1 сек.—50 и больше.

РЕГУЛИРУЮЩИЙ МЕХАНИЗМ И ХОД ТРУБКИ ТИЛЬ-КРУППА

Регулирующий механизм трубки Тиль-Круппа приводится в движение последним промежуточным колесом *1* часового механизма (фиг. 112), которое входит в зацепление с трибом *3* анкерного колеса 2. Анкерное колесо приводит в колебательное движение баланс, который состоит из следующих деталей: собственно баланса 4, укрепленного на оси 5, плоского волоска 6 в виде струны, укрепленного в отверстии оси 5 штифтом, двух грузов 7, прикрепленных к концам крыльев баланса, и скобки якоря 10 с палетами.

Собранный баланс заключен между планкой механизма и мостиком баланса; мостик скрепляется с нижней планкой двумя винтами

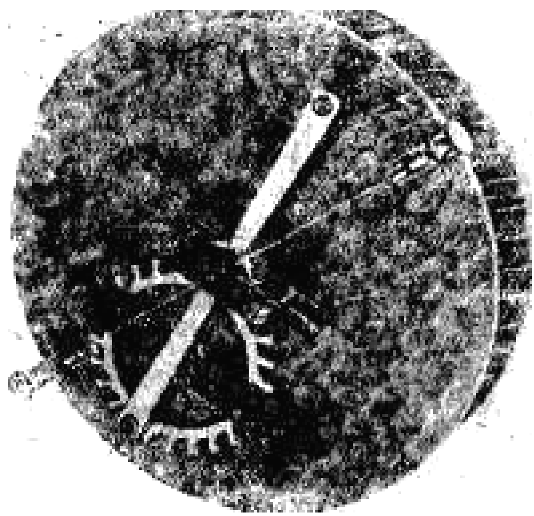


Фиг. 112. Баланс и волосок трубки Тиль-Круппа.

Один конец волоска находится в щели ползунка 8 регулятора. При вращении винта 9 ползунка головка винта входит в боковую фрезеровку ползунка 8 и передвигает ползунок по волоску, изменяя рабочую длину волоска 6 и, следовательно, его упругость. Вследствие этого изменяется число колебаний баланса в единицу времени. В планке для ползунка профрезерован паз в виде ласточкина хвоста, а для регулирующего винта просверлено отверстие с нарезкой.

Сборка регулятора производится следующим образом. В паз планки вставляется ползунок регулятора и завертывается винт ползунка. Затем баланс *4*, вместе со ставленным волоском *6*, вставляется осью в гнездо планки так, чтобы палеты его сцеплялись с зубьями ходового колеса, а на второй конец оси надевается мостик баланса, который привертывается к планке двумя винтами.

При установке баланса в гнездо волосок должен войти одним концом в прорез планки, а вторым—в прорез ползунка *8*,



Фиг. 113. Модель хода трубки Тиль-Круппа;

При качании в одну сторону от точки равновесия баланс изгибает волосок (заводит его), при движении в обратную сторону до точки равновесия волосок отдает балансу энергию.

Качания баланса передаются анкеру, работающему совместно с ходовым колесом.

На фиг. 113 показана демонстрационная модель хода трубки Тиль-Круппа, увеличенная в пять раз по сравнению с действительным. Модель изготовлена с образца трубки в лаборатории часовых механизмов ВМИ под руководством автора.

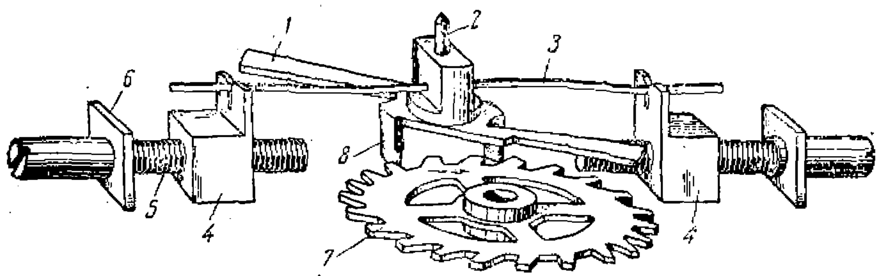
РЕГУЛИРУЮЩИЙ МЕХАНИЗМ И ХОД ТРУБКИ ЮНГАНСА

t Регулирующий механизм и ход трубки Юкганса (фиг. 114) несколько отличаются от механизма трубки Тиль-Круппа.

Регулятор состоит из следующих частей: баланса 7 на оси 2, которая расположена по оси вращения снаряда и имеет утолщение в виде колодочки с отверстием, через которое проходит волосок *3*
и закрепляется в отверстии штифтом.

Концы волоска помещаются в прорезях двух ползунков *4*, имеющих возможность перемещаться при помощи винтов *5* и тем самым изменять длину волоска.

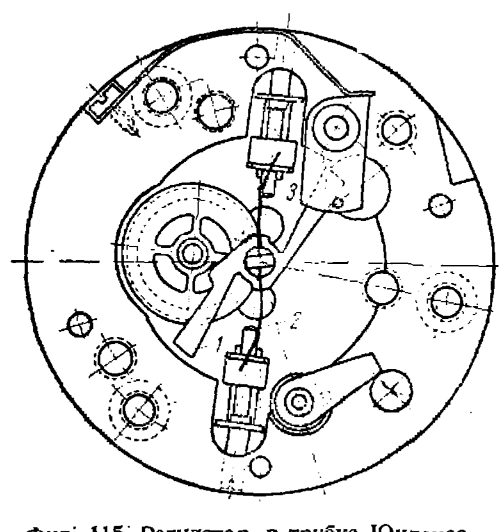
Винт удерживается от перемещений при помощи скобы *6*. одовое колесо *7* время от времени входит в контакт с палетами



Фиг. 114. Регулятор трубки Юнганса.

якоря *8*, сидящего на оси баланса, сообщая балансу колебательное движение.

Особенность ходового колеса и якоря трубки Юнганса—возможность колеса вращаться в обоих направлениях, причем якорь и палеты конструктивно допускают эту возможность.



Фиг. 115. Регулятор в трубке Юнганса.

Эта особенность хода Юнганса облегчает регулировку часового механизма во время его сборки и установки. На фиг. 115 дан разрез трубки Юнганса, где видны детали регулятора—баланс *1*, волосок *2* и регулирующие винты *3*.

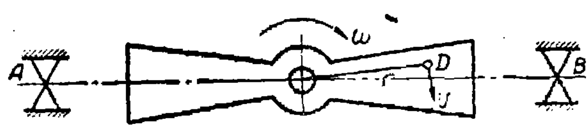
ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ БАЛАНСА ТРУБОК ТИЛЬ-КРУППА И ЮНГАНСА

Первый вариант вывода

Составим диференциальное уравнение движения регулятора и найдем период его колебания. Воспользуемся законом моментов: производная по времени от суммы моментов количества движения тела M, взятая относительно какой-либо оси, равна сумме моментов внешних сил L_z, взятых относительно той же оси:

$$\frac{d}{dt}(M) = L_z. \tag{130}$$

Пусть баланс вращается в данный момент с угловой скоростью ω. Возьмем на этом балансе (фиг. 116) точку D с массой m на рас-



Фиг. 116.

стоянии r от оси вращения и с угловой скоростью ω. Линейная скорость этой точки будет

$$v = r\omega.$$

Количество движения точки D

$$mv = m\omega r.$$

Момент количества движения точки D относительно оси

$$m\omega r r = m\omega r^2.$$

Просуммировав такие выражения для всех точек тела, получим:

$$M = \omega \sum mr^2 = \omega \cdot J_z, \tag{131}$$

где J_z — момент инерции баланса относительно оси вращения.

Беря производную по времени от выражения (131), имеем:

$$\frac{d}{dt}(M) = \frac{d}{dt}(\omega J_z) = J_z \frac{d\omega}{dt} = J_z \frac{d^2\varphi}{dt^2}, \tag{132}$$

так как

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}.$$

Переходим к правой части уравнения (130)—к определению момента внешних сил, для чего придется определить изгибающий момент M волоска.

Волосок представляет собой балку AB (фиг. 117), свободно лежащую на двух опорах и изгибаемую моментом M, приложенным в середине пролета.

Найдем уравнение упругой линии волоска. Диференциальное уравнение упругой линии будет:

$$EJ\frac{d^2y}{dx^2}=M, \qquad (133)$$

где E—модуль Юнга материала волоска;

J—момент инерции поперечного сечения волоска.

Начало координат берем в точке O—центре вращения баланса. Ось x направляем по недеформированному волоску, а ось y—перпендикулярно вверх. Изгибающий момент для сечения mn на расстоянии x от начала координат

$$M=-R(l-x),$$

где R—реакция опоры B.

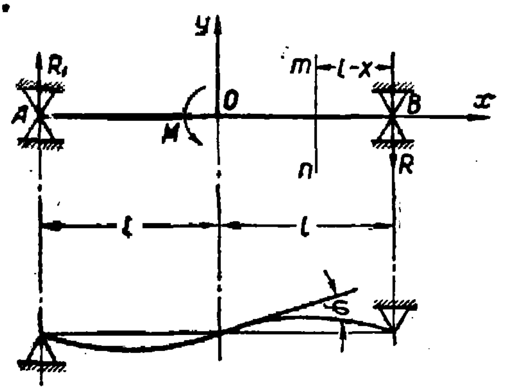
$$EJ\frac{d^2y}{dx^2}=-R(l-x). \qquad (133')$$

Введем новую переменную

$$u=\frac{dy}{dx}.$$

Тогда

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



Фиг. 117. Определение момента волоска часового механизма мех. трубки.

Уравнение (133') можно переписать так:

$$EJ\frac{du}{dx}=-R(l-x).$$

Отделяем переменные:

$$EJ\,du=-R(l-x)\,dx.$$

После первого интегрирования получаем:

$$EJ\frac{dy}{dx}=-R\left(lx-\frac{x^2}{2}\right)+C_1. \qquad (134)$$

Отделяем переменные:

$$EJ\,dy=\left[-R\left(lx-\frac{x^2}{2}\right)+C_1\right]dx.$$

После второго интегрирования имеем:

$$EJy=-R\left(\frac{lx^2}{2}-\frac{x^3}{6}\right)+C_1\cdot x+C_2. \qquad (135)$$

Находим произвольные постоянные из условий закрепления волоска. При $x=0$ прогиб у заделанной точки O равен нулю, и из уравнения (135) имеем:

$$C_2=0.$$

При $x=l$ прогиб у точки B_3 равен нулю, и из уравнения (135) имеем:

$$0=-\frac{Rl^3}{3}+C_1 l,$$

откуда

$$C_1=\frac{Rl^2}{3}.$$

Подставив значения C_1 и C_2 в уравнение (135), получаем искомое уравнение упругой линии:

$$EJy=-R\left(\frac{lx^2}{2}-\frac{x^3}{6}\right)+\frac{Rl^2}{3}x. \tag{136}$$

Угол φ поворота баланса получим из уравнения (134) при подстановке значения $x=0$ и $C_1=\frac{Rl^2}{3}$:

$$EJ\frac{dy}{dx}=C_1=\frac{Rl^2}{3};$$

$$EJ\,\mathrm{tg}\,\varphi=\frac{Rl^2}{3}. \tag{137}$$

Ввиду малости угла отклонения баланса можно положить $\mathrm{tg}\,\varphi\approx\varphi$, и уравнение (137) примет вид:

$$EJ\varphi=\frac{Rl^2}{3}, \tag{137'}$$

откуда

$$R=\frac{3EJ}{l^2}\,\mathrm{tg}\,\varphi\approx\frac{3EJ}{l^2}\varphi.$$

Момент внешних сил относительно шарнира опоры A

$$R\,2l-M=0,$$

откуда

$$M=2lR=2l\frac{3EJ}{l^2}\,\mathrm{tg}\,\varphi=\frac{6EJ}{l}\,\mathrm{tg}\,\varphi\approx\frac{6EJ}{l}\varphi. \tag{138}$$

Так как поперечное сечение волоска прямоугольное и момент инерции

$$J=\frac{he^3}{12},$$

где h — ширина волоска и e — его толщина, имеем:

$$M=\frac{6Ehe^3}{12l}\varphi=\frac{Ehe^3}{2l}\varphi. \tag{138'}$$

Если положить $2l = L$, где L — вся длина волоска, то окончательно изгибающий момент

$$M = \frac{Ehe^3}{L}\varphi. \tag{139}$$

Подставив выражения (132) и (139) в уравнение (130), получим:

$$J_z\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -\frac{Ehe^3}{L}\varphi. \tag{140}$$

Если заменить $\frac{Ehe^3}{L} = C$, то уравнение (140) перепишется так:

$$J_z\frac{d^2\varphi}{dt^2} + C\varphi = 0. \tag{140'}$$

Разделив все члены уравнения (140') на J_z и введя обозначение

$$\frac{C}{J_z} = k^2,$$

имеем:

$$\frac{d^2\varphi}{dt} + k^2\varphi = 0. \tag{141}$$

Полученное дифференциальное уравнение (141),—линейное, с постоянными коэфициентами. Проинтегрируем это уравнение. Составим характеристическое уравнение:

$$r^2 + k^2 = 0,$$

откуда

$$r^2 = -k^2;$$

$$r = \pm\sqrt{-k^2} = \pm i\sqrt{k^2} = \pm ik;$$

$$r_1 = +ik;$$

$$r_2 = -ik.$$

Получены два мнимых сопряженных корня $+ik$ и $-ik$, причем оба простые.

Общее решение уравнения (141) будет:

$$\varphi = C_1e^{ikt} + C_2e^{-ikt}. \tag{142}$$

Если воспользоваться подстановкой Эйлера:

$$e^{ikt} = \cos kt + i\sin kt;$$

$$e^{-ikt} = \cos kt - i\sin kt,$$

то получим:

$$\varphi = C_1(\cos kt + i\sin kt) + C_2(\cos kt - i\sin kt),$$

откуда

$$\varphi = (C_1 + C_2)\cos kt + i(C_1 - C_2)\sin kt.$$

Введя обозначения

$$C_3 = C_1 + C_2;$$

$$C_4 = i(C_1 - C_2),$$

имеем:

$$\varphi = C_3 \cos kt + C_4 \sin kt. \qquad (143)$$

Введя дальнейшую замену произвольных постоянных C_3 и C_4 через A и β и считая

$$C_3 = A \sin\beta,$$
$$C_4 = A \cos\beta,$$

получаем:

$$\varphi = A \sin\beta \cos kt + A \cos\beta \sin kt = A \sin(kt + \beta);$$
$$\varphi = A \sin(kt + \beta). \qquad (144)$$

Получено уравнение гармонического колебательного движения, где A — амплитуда, β — начальная фаза колебания (определяются по начальным условиям), k — частота колебания.

Период T колебания определится из формулы

$$T = \frac{2\pi}{k} = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{C}{J_b}}} = 2\pi \sqrt{\frac{J_b}{C}}. \qquad (145)$$

Подставив в уравнение (145) значение C, имеем:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{LJ_b}{Ehe^3}}, \qquad (146)$$

где L — полная рабочая длина волоска между опорами;
J_b — момент инерции баланса по объему (тройной интеграл);
E — модуль Юнга материала волоска;
h — ширина волоска;
e — толщина волоска.

Проверим размерность периода T:

$$|J_b| = mr^2 = \frac{P}{g} r^2 = \frac{гсм^2}{\frac{см}{сек^2}} = гсм\, сек^2;$$

$$|E| = г/см^2; \quad |L| = см; \quad |h| = см; \quad |e^3| = см^3;$$

$$|T| = \sqrt{\frac{гсм\, сек^2\, см\, см^2}{гсм^4}} = сек.$$

Второй вариант вывода

Период колебания баланса может быть определен по принципу сохранения энергии системы. По принципу сохранения энергии при пренебрежении вредными сопротивлениями сумма кинетической и потенциальной энергии системы остается постоянной. Поэтому

$$T + П = \text{const}, \qquad (147)$$

где T — кинетическая энергия системы;
$П$ — потенциальная энергия

Потенциальная энергия изгиба

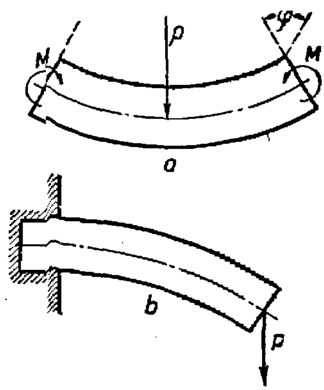
При определении потенциальной энергии вычисляется работа упругих сил при переходе из исследуемого напряженного состояния в равновесное, недеформированное. Величина этой работы определяет запас потенциальной энергии деформированного упругого тела.

В случае чистого изгиба, когда вдоль всей балки изгибающий момент M и радиус кривизны нейтральной линии ρ сохраняют постоянное значение (фиг. 118), имеем следующую зависимость между[1] изгибающим моментом и углом взаимного поворота сечений φ:

$$M=\frac{EJ}{L}\varphi=EJ\frac{1}{\rho}, \qquad (148)$$

где J — момент инерции сечения относительно оси, перпендикулярной к плоскости изгиба и проходящей через нейтральную линию;

ρ — радиус кривизны нейтральной линии.



Фиг. 118.

Для определения потенциальной энергии изгиба вычислим элементарную работу сил упругости при изгибе балки из данного деформированного состояния, характеризуемого углом φ, на угол $d\varphi$:

$$\delta w=-M\,d\varphi=-\frac{EJ}{l}\varphi\,d\varphi.$$

Знак минус указывает, что приращению угла $d\varphi>0$ соответствует отрицательная работа восстанавливающих сил упругости. Потенциальная энергия будет равна полной работе сил упругости при возвращении балки к недеформированному состоянию:

$$\Pi=w=-\int_{\varphi}^{0}M\,d\varphi=\frac{EJ}{2l}\varphi^2=\frac{M\varphi}{2}\approx\frac{M^2l}{2EJ}. \qquad (149)$$

При изгибе с переменным по длине стержня изгибающим моментом (фиг. 118—данный случай изгиба волоска) берем потенциальную энергию элемента, заключенного между сечениями, находящимися друг от друга на расстоянии dx и наклоненными под углом $d\varphi$

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

и суммируем энергию по всей длине стержня:

$$\Pi=\int_{0}^{L}\frac{M^2}{2EJ}dx. \qquad (150)$$

Формулой (150) воспользуемся для определения потенциальной энергии волоска баланса.

[1] Тимошенко, Курс сопротивления материалов, Госиздат, 1928.

Ранее было найдено значение для изгибающего момента:

$$M = -R(l-x),$$

откуда

$$M^2 = R^2(l-x)^2.$$

Подставив значение M^2 в формулу (150), находим:

$$\Pi = \int_0^l \frac{M^2}{2EJ}dx = \int_0^l \frac{R^2(l-x)^2}{2EJ}dx = \frac{R^2}{2EJ}\int_0^l (l^2-2lx+x^2)\,dx =$$

$$= \frac{R^2}{2EJ}\left(l^3 - l^3 + \frac{l^3}{3}\right) = \frac{R^2 l^3}{6EJ} = \frac{M^2 l}{24EJ},$$

так как

$$R = \frac{M}{2l}.$$

Для обеих половинок волоска

$$\Pi = 2\frac{M^2 l}{24EJ} = \frac{M^2 l}{12EJ}.$$

Кроме того,

$$M = \frac{6EJ}{l}\varphi.$$

Тогда

$$\Pi = \frac{36E^2J^2\varphi^2 l}{l^2\, 12EJ} = \frac{3EJ\varphi^2}{l}.$$

В данном случае полная длина волоска

$$L = 2l,$$

поэтому

$$\Pi = \frac{6EJ\varphi^2}{L}. \qquad (151)$$

Кинетическая энергия баланса во время колебания

$$T = J_b\frac{\omega^2}{2}, \qquad (152)$$

где J_b — момент инерции баланса;
ω — его угловая скорость.

После подстановки значений кинетической и потенциальной энергии в формулу (147) получаем:

$$J_b\frac{\omega^2}{2} + \frac{6EJ\varphi^2}{L} = C. \qquad (153)$$

Величину C определим из начальных условий.

При $\varphi = \varphi_0$ (максимум отклонения) $\omega = 0$, т. е.

$$C = \frac{6EJ\varphi_0^2}{L}.$$

Делая подстановку значения C в формулу (153), имеем:

$$J_b \frac{\omega^2}{2} + \frac{6EJ\varphi^2}{L} = \frac{6EJ\varphi_0^2}{L}, \tag{154}$$

откуда

$$J_b \frac{\omega^2}{2} = \frac{6EJ}{L}(\varphi_0^2 - \varphi^2),$$

или

$$\omega^2 = \frac{12EJ}{J_b L}(\varphi_0^2 - \varphi^2);$$

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \sqrt{\frac{12EJ}{J_b L}}\sqrt{\varphi_0^2 - \varphi^2}. \tag{155}$$

Отделяя переменные и интегрируя, имеем:

$$dt = \sqrt{\frac{J_b L}{12EJ}} \cdot \frac{d\varphi}{\sqrt{\varphi_0^2 - \varphi^2}};$$

$$t = \sqrt{\frac{J_b L}{12EJ}} \int \frac{d\varphi}{\sqrt{\varphi_0^2 - \varphi^2}};$$

$$t = \sqrt{\frac{J_b L}{12EJ}} \arcsin \frac{\varphi}{\varphi_0}. \tag{156}$$

Произвольная постоянная равна нулю.

Для определения периода колебания баланса найдем время четверти периода $\frac{T}{4}$, т. е. при $\varphi = \varphi_0$:

$$\frac{T}{4} = \sqrt{\frac{J_b L}{12EJ}} \arcsin \frac{\varphi_0}{\varphi_0} = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{J_b L}{12EJ}},$$

откуда период

$$\underline{\underline{T = 2\pi\sqrt{\frac{J_b L}{12EJ}}}}; \tag{157}$$

Введя в формулу (157) выражение $J = \frac{he^3}{12}$, находим:

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{J_b L}{Ehe^3}}. \tag{157'}$$

ВЛИЯНИЕ ОТДЕЛЬНЫХ ФАКТОРОВ НА ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ БАЛАНСА

Период колебания баланса *определяется по формуле:*

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{J_b L}{Ehe^3}}. \tag{158}$$

Из этого выражения можно легко установить влияние отдельных элементов волоска и баланса на период колебания баланса.

1. Периоды колебания двух балансов, имеющих одинаковые волоски, относятся, как корни квадратные из их моментов инерции:

$$\frac{T_1}{T_2} = \sqrt{\frac{J_1}{J_2}}. \tag{159}$$

2. Периоды колебания одного и того же баланса или двух совершенно одинаковых балансов зависят от длины волоска и относятся как квадратные корни из их длин:

$$\frac{T_1}{T_2} = \sqrt{\frac{L_1}{L_2}}. \tag{160}$$

Эта формула особенно важна, так как регулирование периода колебания баланса механической трубки производится изменением длины волоска: чем длиннее волосок, тем длиннее период, т. е. тем медленнее работает часовой механизм.

3. Периоды колебания одного и того же баланса или двух идентичных балансов обратно пропорциональны квадратным корням из модулей упругости материала волоска:

$$\frac{T_1}{T_2} = \sqrt{\frac{E_2}{E_1}}. \tag{161}$$

4. Периоды колебания одинаковых балансов обратно пропорциональны квадратным корням из ширины их волосков:

$$\frac{T_1}{T_2} = \sqrt{\frac{h_2}{h_1}} \tag{162}$$

5. Периоды колебания одинаковых балансов зависят от толщины волосков:

$$\frac{T_1}{T_2} = \sqrt{\frac{e_2^3}{e_1^3}}. \tag{163}$$

Пример. У 30-секундной трубки период колебания баланса 0,008 сек. при длине волоска между опорами 20 *мм*. На сколько надо изменить длину волоска, если необходимо довести период колебания баланса до 0,00797 сек.?

Имеем:

$$\frac{T_1}{T_2} = \sqrt{\frac{L_1}{L_2}},$$

или

$$\frac{0{,}008}{0{,}00797} = \sqrt{\frac{20}{L_2}};$$

$$\left(\frac{0{,}008}{0{,}00797}\right)^2 = \frac{20}{L_2};$$

$$L_2 = 20\left(\frac{0{,}00797}{0{,}008}\right)^2 = 19{,}855 \text{ мм}.$$

Волосок необходимо укротить на

$$20 - 19{,}855 = 0{,}145 \text{ мм}.$$

Этот же пример можно решить иным способом.

Прологарифмировав уравнение (158):

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{J_b L}{Ehe^3}},$$

получим:

$$\lg T = \lg(2\pi) + \frac{1}{2}\left(\lg J_b + \lg L - \lg E - \lg h - 3\lg e\right).$$

Умножим обе части равенства на 2,30258, чтобы получить натуральные логарифмы, и продиференцируем:

$$2\frac{dT}{T} = \frac{dJ}{J} + \frac{dL}{L} - \frac{dE}{E} - \frac{dh}{h} - 3\frac{de}{e}. \tag{164}$$

Если какая-либо величина является постоянной, ее производная обращается в нуль, поэтому для данного случая имеем:

$$\frac{dJ}{J} = \frac{dE}{E} = \frac{dh}{h} = \frac{de}{e} = 0,$$

и уравнение (164) примет вид:

$$2\frac{dT}{T} = \frac{dL}{L},$$

откуда

$$dL = 2L\,\frac{dT}{T};$$

$$dL = 2 \cdot 20\,\frac{0{,}000030}{0{,}008} = 0{,}145 \text{ мм},$$

где приращение функции dT равно[1]

$$\Delta T = 0{,}008 - 0{,}00797 = 0{,}000030 \text{ сек.}$$

Из конструкции регуляторов (фиг. 111 и 112) Тиль-Круппа и Юнганса видно, как производится регулирование механизма изменением длины волоска.

МОМЕНТ ИНЕРЦИИ БАЛАНСА

Определение момента инерции баланса опытным путем

Раньше чем приступить к вычислению моментов инерции отдельных частей баланса, укажем метод, которым будем пользоваться при вычислении кратных интегралов.

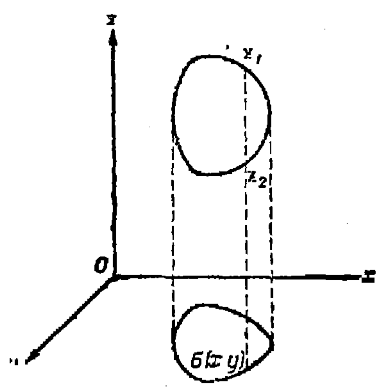
Если встретится трехкратный интеграл

$$\iiint\limits_{(V)} f(x, y, z)\,dV,$$

его можно привести к простому и двухкратному следующим образом:

1) спроектируем поверхность, ограничивающую объем V, на плоскость xOy (фиг. 119) в виде площади $\sigma(xy)$;

2) определим ординаты z_1 и z_2 точек входа и выхода прямой, параллельной оси Oz и проведенной через точку (x, y) площади $\sigma(xy)$;



Фиг. 119.

3) считая (x, y) постоянными, вычислим интеграл

$$\int\limits_{z_1}^{z_2} f(x, y, z)\,dz,$$

[1] Приближенно, с точностью до бесконечно малых высшего порядка, можно заменить приращение функции ее дифференциалом:

$$\Delta y = dy.$$

а затем двойной интеграл

$$\iint\limits_{\sigma(xy)} d\sigma \int\limits_{z_1}^{z_2} f(x, y, z)\,dz;$$

4) двукратный интеграл приведем к повторному и получим окончательно:

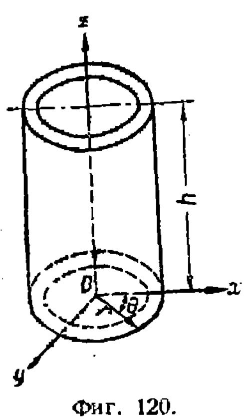
$$\iiint\limits_{(V)} f(x, y, z)\,dV = \int\limits_{a}^{b} dx \int\limits_{y_1}^{y_2} dy \int\limits_{z_1}^{z_2} f(x, y, z)\,dz.$$

Пределы z_1 и z_2 берем при фиксированных x и y; пределы y_1 и y_2 берем при фиксированном x, пределы x берем по всей площади.

При вычислении момента инерции баланса, его раскладывают на составные детали и вычисляют момент инерции каждой детали в отдельности.

Момент инерции полого цилиндра

В качестве примера определения момента инерции тела найдем момент инерции полого цилиндра. Момент инерции берем относительно оси Oz. Введем обозначения:



Фиг. 120.

ρ — плотность цилиндра;
R_2 — внешний радиус кольца;
R_1 — внутренний радиус кольца;
h — высота цилиндра.

Спроектируем цилиндр на плоскость xOy; r — радиус-вектор; θ — полярный угол (фиг. 120).

Момент инерции

$$J_z = \rho \iiint\limits_{(V)} (x^2 + y^2)\,dV = \rho \iiint r^2 r\,dr\,d\theta\,dz,$$

так как

$$x = r\cos\theta;$$
$$y = r\sin\theta;$$
$$x^2 + y^2 = r^2.$$

Элементарный объем

$$dV = r\,dr\,d\theta\,dz.$$

Тогда

$$J_z = \rho \int\limits_0^{2\pi} d\theta \int\limits_{R_1}^{R_2} r^3 dr \int\limits_0^h dz; \qquad \int\limits_0^h dz = h;$$

$$\int\limits_{R_1}^{R_2} hr^3\,dr = h \left| \frac{r^4}{4} \right|_{R_1}^{R_2} = \frac{h}{4}(R_2^4 - R_1^4);$$

$$J_z = \rho \int\limits_0^{2\pi} \left[\frac{h}{4}(R_2^4 - R_1^4) \right] d\theta = \rho \frac{h}{4}(R_2^4 - R_1^4) \int\limits_0^{2\pi} d\theta = \frac{\pi h \rho}{2}(R_2^4 - R_1^4).$$

Так как масса

$$M = \rho V,$$

откуда

$$\rho = \frac{M}{V} = \frac{M}{\pi (R_2^2 - R_1^2) h}$$

и момент инерции

$$J_z = \frac{\pi h M}{2\pi h (R_2^2 - R_1^2)} (R_2^4 - R_1^4) = \frac{M}{2} (R_2^2 + R_1^2). \qquad (165)$$

Момент инерции прямоугольного параллелепипеда относительно оси z

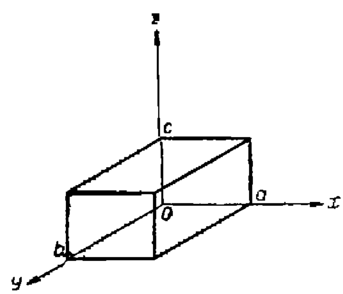
Вычислим момент инерции тела, ограниченного следующими поверхностями (при массе тела M) (фиг. 121):

$$x = -a; \quad x = a; \quad y = -b; \quad y = b;$$
$$z = -c; \quad z = c$$

относительно оси z.

Имеем:

$$J_z = \rho \iiint (x^2 + y^2)\, dV =$$
$$+ \rho \int_{-a}^{a} dx \int_{-b}^{b} dy \int_{-c}^{c} (x^2 + y^2)\, dz,$$



Фиг. 121.

где ρ — плотность материала;

$dV = dx \cdot dy \cdot dz$ — элементарный объем тела;

V — объем тела.

$$(x^2 + y^2) \int_{-c}^{c} dz = 2 (x^2 + y^2) c;$$

$$2\rho \cdot c \int_{-b}^{b} (x^2 + y^2)\, dy = 2\rho \cdot c \int_{-b}^{b} x^2 dy + 2\rho c \int_{-b}^{b} y^2 dy =$$

$$= 2\rho c \left[x^2 \left| y \right|_{-b}^{b} + \left| \frac{y^3}{3} \right|_{-b}^{b} \right] = 2\rho c \left(x^2 2b + \frac{2b^3}{3} \right);$$

$$J_z = 2\rho c \left[\int_{-a}^{a} 2b x^2 dx + \frac{2b^3}{3} \int_{-a}^{a} dx \right] = 2\rho c \left[\frac{2b}{3} \left| x^3 \right|_{-a}^{a} + \frac{2b^3}{3} \left| x \right|_{-a}^{a} \right] =$$

$$= 2\rho c \left(\frac{2b}{3} 2a^3 + \frac{2b^3}{3} 2a \right) = \frac{8\rho abc}{3} (a^2 + b^2) = \frac{8}{3} \rho abc (a^2 + b^2).$$

Для массы имеем:

$$M = \rho V;$$

$$\rho = \frac{M}{V} = \frac{M}{8abc}.$$

Окончательно

$$J_z = \frac{8}{3} \frac{Mabc}{8abc} (a^2 + b^2) = \frac{M}{3} (a^2 + b^2).$$

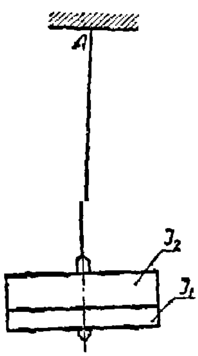
Так как вся длина $A=2a$, вся ширина $B=2b$ и вся высота $l=2c$, то

$$J_2=\frac{M}{3}\left(\frac{A^2}{4}+\frac{B^2}{4}\right)=\frac{M}{12}(A^2+B^2).$$

Переходим к определению момента инерции баланса опытным путем.

Первый метод (Гаусса)

Баланс, момент инерции J_1 которого нужно определить, подвешивается на струну (фиг. 122) и приводится в колебательное движение; по секундомеру определяется время двух колебаний, т. е. период:



Фиг. 122. Определение момента инерции баланса.

$$T_1=2\pi\sqrt{\frac{J_1}{C}}, \tag{166}$$

где C — жесткость волоска.

Потом на баланс накладывается кольцо, момент инерции J_2 которого вычислен по формуле (165)

$$J=\frac{P}{2g}(R_2^2+R_1^2),$$

где P — вес кольца.

После этого баланс с наложенным на него кольцом снова приводится в колебательное движение и определяется его период колебания:

$$T_2=2\pi\sqrt{\frac{J_1+J_2}{C}}. \tag{167}$$

Из пропорции

$$\frac{T_1}{T_2}=\sqrt{\frac{J_1}{J_1+J_2}}$$

находим:

$$\frac{T_1^2}{T_2^2}=\frac{J_1}{J_1+J_2};$$

$$T_1^2(J_1+J_2)=J_1T_2^2;$$

$$T_1^2J_2=J_1T_2^2-J_1T_1^2=J_1(T_2^2-T_1^2),$$

Окончательно

$$J_1=\frac{T_1^2J_2}{T_2^2-T_1^2}. \tag{168}$$

В формуле (168) известными являются J_2, T_2 и T_1; следовательно, момент инерции J_1 баланса легко определится.

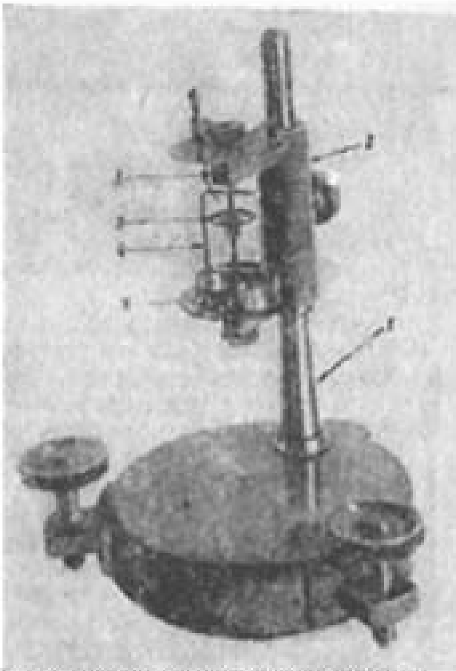
В лаборатории часовых механизмов ВМИ спроектирован прибор, который дает возможность определить методом Гаусса моменты инерции балансов и других малых тел (например, колес с насаженными трибами).

Прибор устроен следующим образом. На стойке 7 (фиг. 123) укреплен передвижной кронштейн *2*, в котором между двумя пластинами *3*, *в* подшипниках укреплена алюминиевая рамка *4*.

Рамка связана со спиральным волоском и совершает колебания подобно балансу в карманных часах. В эту рамку между верхней и нижней опорами вставляется баланс или колесо 5, момент инерции которого нужно определить.

Заставляя колебаться эту рамку вместе с балансом, по методу Гаусса определяют момент инерции тела.

Для уменьшения ошибки при определении периодов колебания обычно засекают время нескольких колебаний, проделывая это несколько раз, а затем делят полученный результат на число колебаний, получая время одного колебания.



Фиг. 123. Прибор для определения момента инерции баланса методом Гаусса.

Пример. Определить момент инерции баланса 30-секундной трубки Варо методом Гаусса. Момент инерции добавочного груза $J_l = 0{,}000310$ *г сек.*^{2}. Было произведено 10 замеров по 20 колебаний в каждом замере. T1—время одного колебания баланса без добавочного груза; T2,—время одного колебания баланса с грузом.

Результаты опыта сведены в табл. 24.

Таблица 24

	T_1 — $20T_1$	T_2 — $20T_2$	
1	23,8	32,6	
2	24,1	32,5	$T_1 = \frac{241{,}1}{20 \cdot 10} = 1{,}205$ *сек.*
3	24,2	32,7	
4	24,0	32,9	$T_2 = \frac{325{,}1}{20 \cdot 10} = 1{,}63$ *сек.*
5	24,3	32,4	
6	23,9	32,6	
7	24,0	32,4	$J_1 = \frac{T_1^2 J_l}{T_2^2 - T_1^2} = \frac{1{,}205^2 \cdot 0{,}000310}{1{,}63^2 - 1{,}205^2} = 0{,}000382$ *г см сек*^{2}
8	24,2	32,6	
9	24,4	32,9	
10	24,2	32,5	
Σ	241,1	326,1	

Момент инерции, полученный методом Гаусса и подсчитанный теоретически, отличаются друг от друга меньше чем на 1%.

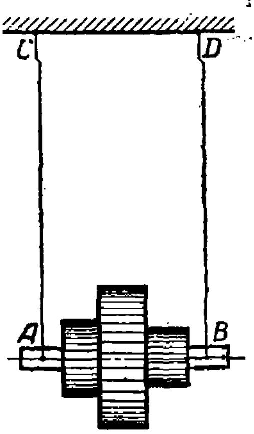
Второй метод

Баланс подвешивается нитями AC и BD (фиг. 124) к неподвижной балке так, что ось его AB параллельна CD. Секундомером определяется период T и время одного колебания $\frac{T}{2}$. Период колебания физического маятника

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_z}{Pa}}, \tag{169}$$

где J_z — момент инерции маятника относительно оси подвеса;
P — вес маятника;
a — расстояние от оси подвеса до центра тяжести маятника.

Момент инерции тела относительно любой оси равен моменту инерции тела относительно оси, проходящей через центр тяжести тела, сложенному с произведением массы тела на квадрат расстояния от выбранной оси до центра тяжести тела



Фиг. 124. Определение момента инерции другим способом.

$$J_z = J_0 + ma^2, \tag{170}$$

где J_0 — момент инерции относительно центра тяжести;
a — расстояние от оси подвеса до центра тяжести маятника.

Подставляя формулу (170) в формулу (169), имеем:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_0 + ma^2}{Pa}}. \tag{171}$$

Применим формулу (171) к данному случаю.
J_0 — искомый момент инерции баланса относительно оси, проходящей через его центр тяжести.
$a = AC = BD$ — расстояние от оси AB до CD.
P — вес баланса.

Из формулы (171) имеем:

$$T^2 = 4\pi^2 \frac{J_0 + ma^2}{Pa};$$

$$PaT^2 = 4\pi^2 (J_0 + ma^2);$$

$$J_0 + ma^2 = \frac{PaT^2}{4\pi^2},$$

откуда

$$J_0 = \frac{PaT^2}{4\pi^2} - ma^2 = \frac{PaT^2}{4\pi^2} - \frac{P}{g} a^2;$$

$$J_0 = Pa \left(\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{a}{g}\right). \tag{172}$$

Зная период T по секундомеру, вес P и расстояние a, нетрудно определить момент инерции баланса.

Практическое приложение выведенных формул

Период колебания баланса трубки Юнганса

В качестве первого примера приложения выведенных формул для периода колебания баланса механической трубки определим период колебания баланса механической 40-секундной трубки Юнганса, т. е. по размерам баланса, волоска-регулятора трубки Юнганса установим правильность выведенной формулы.

По ранее определенному период колебания регулятора должен быть равен $T=0{,}00906$ сек. Определим период колебания баланса трубки, подставив все данные размеров баланса и волоска в формулу:

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{J_b L}{Ehe^3}}, \qquad (173)$$

где J_b — момент инерции баланса.

Момент инерции J_b определим по его отдельным составным частям. Примеры расчета элементов баланса можно найти в труде автора: «Комментарии к книге Пеллатона «Хода».

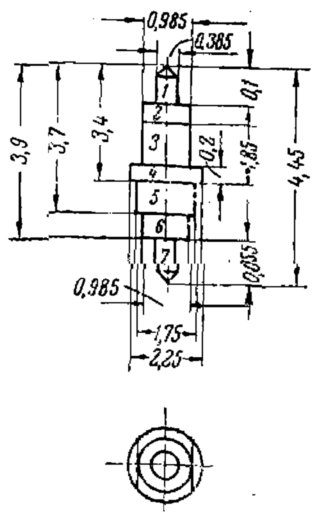
$L=1{,}5$ *см* — длина волоска между опорами;

$h=0{,}008$ *см* — ширина волоска;

$E=25\cdot10^8$ *г/см²* — модуль Юнга материала волоска.

Модуль Юнга для стальных волосков по данным проф. Зандера — от 20 000 до 25 000 *кг/мм²*.

Величины L, e, h определены в лаборатории СКБ на компараторе по имеющимся образцам балансов Юнганса.



Фиг. 125. Определение момента инерции оси баланса.

Найдем момент инерции баланса J_b. Объемный момент инерции баланса

$$J_b = J_{оси} + J_{кр},$$

где $J_{оси}$ — момент инерции оси баланса;

$J_{кр}$ — момент инерции крыльев баланса.

Для определения момента инерции оси баланса разбиваем ось баланса на ряд простых тел (фиг. 125). Момент инерции цилиндра определяем по формуле:

$$J_{цил} = \frac{1}{2}MR^2,$$

где M — масса цилиндра;

$$M=\frac{P}{g};$$

P — вес цилиндра.

Момент инерции прямоугольного параллелепипеда определяем по формуле:

$$J_{пар} = \frac{1}{12}M(a^2+b^2),$$

где M — масса;

a, b — стороны основания параллелепипеда.

Вес цилиндра

$$P_{\text{цил}} = \frac{\pi d^2}{4} h\delta,$$

где d — диаметр;
h — высота;
δ — удельный вес; для стали $\delta = 7{,}80$ *г/см³*.

Вес параллелепипеда

$$P_{\text{пар}} = abh\delta,$$

где h — высота параллелепипеда; остальные обозначения те же.

Все вычисления сводим в табл. 25.

Момент инерции крыльев баланса определим, разбив их также на простые фигуры.

Ф и г у р а п е р в а я (фиг. 126). Момент инерции тела относительно z определится по формуле:

$$J_z = \frac{\delta}{g} \iiint (x^2 + y^2)\, dV, \qquad \text{(a)}$$

где δ — вес единицы объема;
g — ускорение силы тяжести;
dV — элементарный объем.

Так как

$$x = \rho \cos \alpha$$

и

$$y = \rho \sin \alpha,$$

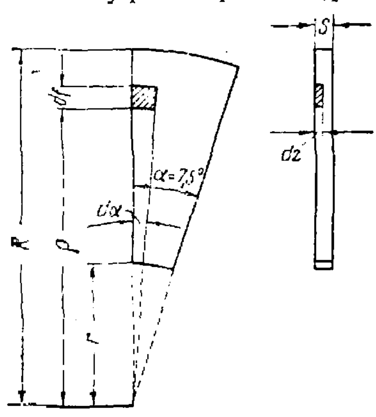
$$x^2 + y^2 = \rho^2$$

и

$$dV = \rho\, d\rho\, d\alpha\, dz,$$

то формула принимает вид:

$$J_z = \frac{\delta}{g} \int_r^R \rho^3 d\rho \int_0^{0{,}04\pi} d\alpha \int_0^S dz = \frac{\delta}{g}\, \frac{R^4 - r^4}{4}\, 0{,}04\, \pi S.$$



Фиг. 126.

где $S = 0{,}3$ *мм* — толщина крыла баланса.

Таблица 25

Веса и моменты инерции оси баланса

№ тела	Диаметр цилиндра	Стороны параллелепипеда a	Стороны параллелепипеда b	Высота *см*	Вес *г*	Момент инерции *гсм сек²*
1	0,0385	—	—	0,10	0,0009	0,00000000017
2	0,0985	—	—	0,055	0,0033	0,00000000404
3	—	0,0985	0,2250	0,165	0,0285	0,00000014620
4	0,2250	—	—	0,02	0,0061	0,00000004000
5	0,1750	—	—	0,03	0,0056	0,00000002196
6	0,0985	—	—	0,02	0,0012	0,00000000147
7	0,0385	—	—	0,055	0,0005	0,00000000009
Суммарный вес и момент инерции оси баланса				—	0,0461	0,000000214

Момент инерции крыла относительно оси баланса

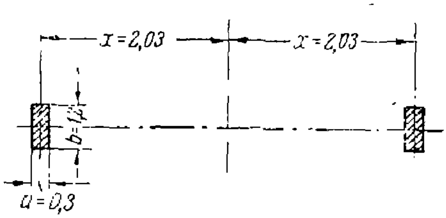
$$J_1 = J_s + ma^2 = \frac{\delta}{g} \cdot \frac{R^4 - r^4}{4} \cdot 0,04\pi S + \frac{R^2 - r^2}{2} 0,04\pi S \frac{\delta}{g} a^2 =$$
$$= \frac{\delta}{g} S \frac{R^2 - r^2}{2} 0,04\pi \left(\frac{R^2 + r^2}{2} + a^2\right) =$$
$$= \frac{7,8}{981} 0,03 \frac{1,5^2 - 0,5^2}{2} 0,04 \cdot 3,14 \left(\frac{1,5^2 + 0,5^2}{2} + 0,5^2\right) =$$
$$= 0,00004495 \text{ г см сек}^2.$$

Фигура вторая. Для второго тела момент инерции имеет такое же значение, как и для первого, т. е.

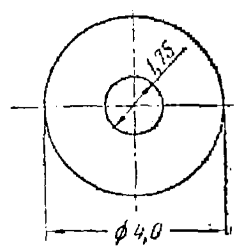
$$J_{кр} = 0,00004495 \text{ г см сек}^2.$$

Фигура третья. Момент инерции этого тела

$$J_3 = \frac{\delta}{g} S \frac{R^2 - r^2}{2} 0,08\pi \left(\frac{R^2 + r^2}{2} + a^2\right) =$$
$$= \frac{7,8}{981} 0,03 \frac{0,43^2 - 0,2^2}{2} 0,08 \cdot 3,14 \left(\frac{0,43^2 + 0,2^2}{2} + 0,2^2\right) =$$
$$= 0,0000006621 \text{ г см сек}^2.$$



Фиг. 127.



Фиг. 128.

Фигура четвертая (фиг. 127). Принимаем палету за прямоугольный параллелепипед, момент инерции которого относительно оси, проходящей через центр тяжести,

$$J'_{п} = \frac{1}{12} M(a^2 + b^2).$$

Момент инерции двух палет относительно оси баланса

$$J_{п} = 2(J'_{п} + Mx^2) = 2\left[\frac{M}{12}(a^2 + b^2) + Mx^2\right] =$$
$$= 2M\left(\frac{a^2 + b^2}{12} + x^2\right) = 2\frac{abh}{g}\delta\left(\frac{a^2 + b^2}{12} + x^2\right) =$$
$$= 2\frac{0,03 \cdot 0,12 \cdot 0,25 \cdot 7,8}{981}\left(\frac{0,03^2 + 0,12^2}{12} + 0,203^2\right) =$$
$$= 0,0000006085 \text{ г см сек}^2.$$

Фигура пятая (фиг. 128). Момент инерции кольца определим по формуле:

$$J_5 = \frac{\delta}{g} \frac{R^4 - r^4}{4} 2\pi S =$$
$$= \frac{7,8}{981} \frac{0,2^4 - 0,175^4}{4} 2 \cdot 3,14 \cdot 0,03 = 0,0000002472 \text{ г см сек}^2.$$

Момент инерции всего баланса равен сумме всех моментов инерции:

$$J_б = J_{осн} + J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 =$$
$$= 0{,}0000002140 + 0{,}00004495000 + 0{,}0000449500 +$$
$$+ 0{,}0000006621 + 0{,}0000006095 + 0{,}0000002472 =$$
$$= 0{,}0000916318 \approx 0{,}000092 \ г\ см\ сек^2.$$

Подставляя все найденные значения в формулу (173), имеем:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{0{,}000092 \cdot 1{,}5}{25 \cdot 10^8 \cdot 0{,}05 (0{,}008)^3}} = 0{,}0092 \text{ сек.}$$

Точность результата вполне достаточная.

Период колебания баланса трубки Тиль- Круппа

В качестве второго примера определим период колебания баланса механической 30-секундной трубки Тиль-Круппа (фиг. 129).

У 30-секундной трубки Тиль-Круппа, судя по передаточным числам колес, период колебания баланса должен быть

$$T = 0{,}008 \text{ сек.}$$

Непосредственно из обмера деталей регулятора имеем:

рабочая длина волоска $L = 20$ *мм*;
ширина волоска $h = 0{,}4$ *мм*;
толщина волоска $e = 0{,}083$ *мм*;
модуль Юнга стали примем $E = 25000$ *кг/мм²*

После подстановки всех величин в формулу периода получим:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_b L}{E h e^3}}. \qquad (174)$$

Момент инерции J_b баланса

$$T^2 = (2\pi)^2 \frac{J_b L}{E h e^3}$$

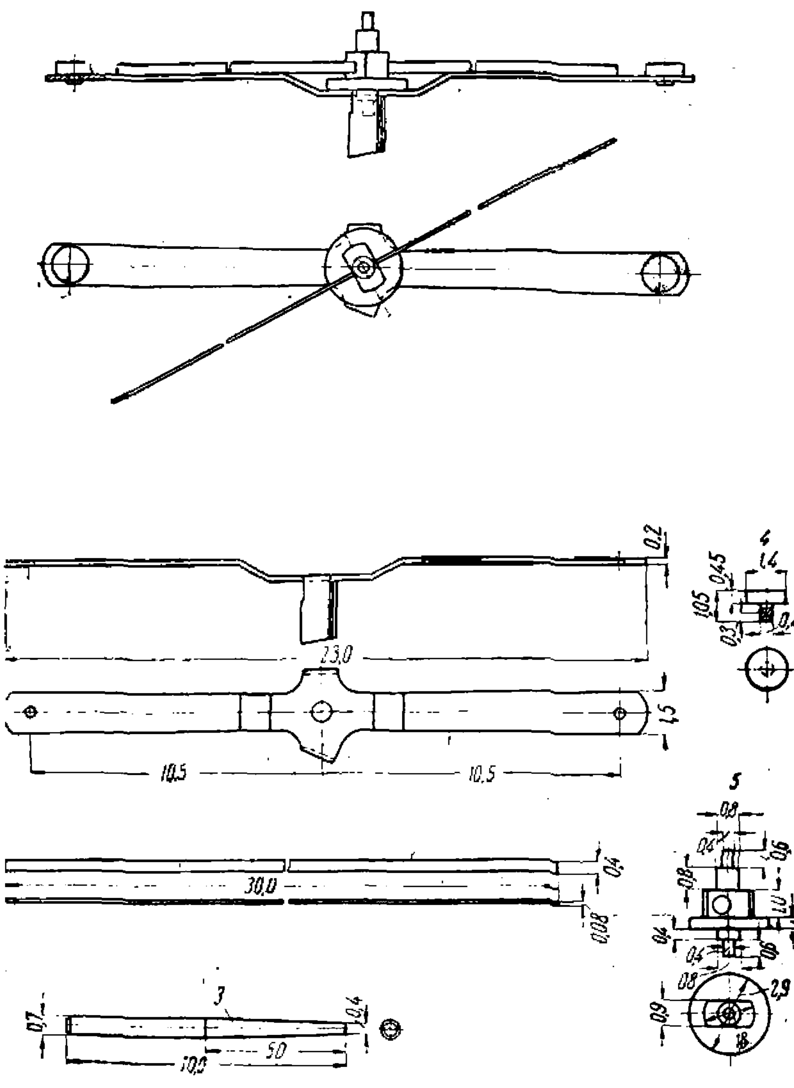
откуда

$$J_b = \frac{T^2 E h e^3}{4\pi^2 L}. \qquad (175)$$

Подставив известные данные, находим:

$$J_b = \frac{(0{,}008)^2 \cdot 25\,000 \cdot 0{,}4 \cdot (0{,}083)^3}{4 \cdot 3{,}14^2 \cdot 20} = 0{,}00000465 \ гмм\ сек^2.$$

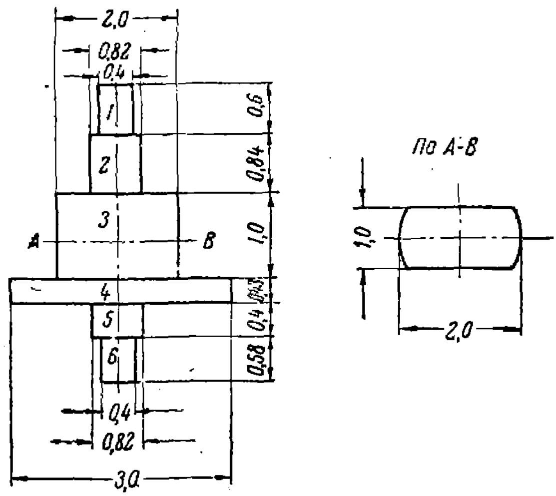
Остается проверить полученный результат.



Фиг. 129. Баланс хода трубки Тиль-Круппа.

Ось баланса

Сначала найдем момент инерции оси баланса, которую разбиваем на простые геометрические тела. Все веса и моменты инерции отдельных частей оси баланса (фиг. 130) сведем в табл. 26.



Фиг. 130. Ось баланса трубки Тиль-Круппа.

Размеры оси баланса определены непосредственным обмером деталей баланса Тиль-Круппа.

Удельный вес стали $\gamma = 7{,}80$ *г/см³*.

Таблица 26

№ тела	Вес отдельных элементов *г*	Момент инерции относительно оси симметрии *гсм сек²*	Формула для J
1	0,0005879	0,0000000001196	$J=\frac{Pr^2}{2g}$
2	0,00345600	0,0000000029610	То же
3	0,0156000	0,0000000662800	$\frac{1}{12}\, m\,(a^2+b^2)$
4	0,0231200	0,0000002651000	$\frac{Pr^2}{2g}$
5	0,0016450	0,0000000014090	То же
6	0,00058	0,0000000001182	»
Итого	$P=0{,}045$	$J_1=0{,}000000336$	

Крылья баланса

Для определения момента инерции разбиваем деталь на ряд простых фигур (фиг. 131).

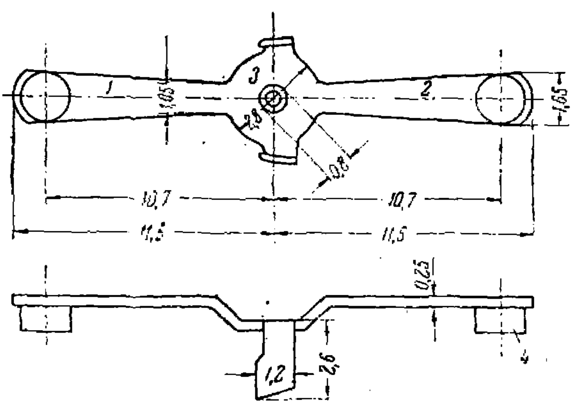
Первую и вторую фигуры считаем фигурами прямоугольного сечения со сторонами $2a = 1{,}35$ *мм*, $2b = 10{,}3$ *мм*; $h = 0{,}25$ *мм*.

$$J_{кр} = \frac{1}{12} m (a^2 + b^2) + mx^2;$$

$$x = \frac{10{,}1}{2} + 1{,}4 = 6{,}45 \text{ мм}.$$

Вес элемента

$$p = 2a\, 2b\, h\gamma = 0{,}135 \cdot 1{,}03 \cdot 0{,}025 \cdot 7{,}8 = 0{,}027 \text{ г}.$$



Фиг. 131. Крылья баланса трубки Тиль-Круппа.

Момент

$$J_{кр} = \frac{1}{3} \cdot \frac{0{,}027}{981} (0{,}067^2 + 0{,}515^2) + \frac{0{,}027}{981} \cdot 0{,}645^2 = 0{,}00001427 \text{ гсм сек}^2;$$

$$2J_{кр} = 0{,}00002854 \text{ гсм сек}^2.$$

Момент инерции третьей фигуры:

$$J_3 = \frac{1}{2} MR^2 - \frac{1}{2} mr^2 = \left[\frac{\pi}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{981} h\gamma (D^2 - d^2)\right] (R^2 - r^2) =$$

$$= \left[0{,}785 \cdot 0{,}5 \frac{1}{981} 0{,}025 \cdot 7{,}8 (0{,}28^2 - 0{,}08^2)\right] (0{,}14^2 - 0{,}04^2) =$$

$$= 0{,}00000001 \text{ гсм сек}^2.$$

Момент инерции двух палет (фигура четвертая)

$$2a = 4 - 1{,}4 = 2{,}6 \text{ мм};$$

$$2b = 1{,}2 \text{ мм};$$

$$h = 0{,}25 \text{ мм};$$

$$J_n = \frac{1}{3} m (a^2 + b^2) + mx^2;$$

$$x = 1{,}4 + \frac{0{,}25}{2} = 1{,}52 \text{ мм};$$

$$p = 2a\,2b\,h\gamma = 0{,}26 \cdot 0{,}12 \cdot 0{,}025 \cdot 7{,}8 = 0{,}006 \text{ г};$$

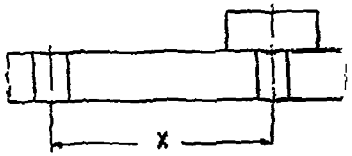
$$J_п = \frac{0{,}006}{981}\,\frac{1}{3}(0{,}13^2 + 0{,}06^2) + \frac{0{,}006}{981}\,0{,}152^2 = 0{,}00000018 \text{ гсм сек}^2.$$

$$2J_п = 0{,}00000036 \text{ гсм сек}^2.$$

Суммарный момент инерции крыльев баланса

$$J_2 = 2J_{кр} + J_з + 2J_п = 0{,}00002891 \text{ гсм сек}^2.$$

Грузики (фиг. 132) Заточку для крепления грузиков не учитываем, так как она учтена при определении момента инерции крыльев.



Фиг. 132. Грузики баланса Тиль-Круппа.

Удельный вес материала грузиков $\gamma = 8{,}4$ г/см³.

Вес грузика

$$p = \pi \frac{d^2}{4} h\gamma = 3{,}14 \frac{0{,}14^2}{4} 0{,}07 \cdot 8{,}4 = 0{,}00785 \text{ г}.$$

Вес двух грузиков 0,0157 г.

$$J_{гр} = \frac{1}{2} mr^2 + mx^2;$$

$$J_{гр} = \frac{2p}{2g} r^2 + \frac{2p}{g} x^2 + \frac{2p}{g}\left(\frac{r^2}{2} + x^2\right) = \frac{0{,}0157}{981}\left(\frac{0{,}07^2}{2} + 1{,}05^2\right) \approx 0{,}0000176 \text{ гсм сек}^2.$$

Момент инерции всего баланса

$$J_{бал} = J_1 + J_2 + J_{гр} = 0{,}000000336 + 0{,}00002891 + 0{,}0000176 = 0{,}00004688 \text{ гсм сек}^2.$$

Полученные результаты совпадают с величиной, ранее установленный нами. Следовательно, и в данном случае выведенная формула для периода колебания баланса дает достаточную точность.

НЕИЗОХРОННОСТЬ КОЛЕБАНИЯ РЕГУЛЯТОРА В ТРУБКЕ ТИЛЬ-КРУППА

Формула

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_b L}{Ehe^3}}$$

не учитывает неизохронность колебания баланса и требует уточнения, с учетом зависимости периода колебания баланса от амплитуды колебания, т. е. неизохронности колебания регулятора трубки Тиль-Круппа.

Изгибающий момент

$$M=\frac{Ehe^3}{L}\varphi,$$

в самом деле,

$$M=\frac{Ehe^3}{L}\operatorname{tg}\varphi.$$

Если в диференциальное уравнение подставить истинное значение момента, то оно примет вид:

$$J_z\frac{d^2\varphi}{dt^2}=-\frac{Ehe^3}{L}\operatorname{tg}\varphi. \qquad (176)$$

Заменяя

$$\frac{Ehe^3}{L}=C,$$

получим:

$$J_z\frac{d^2\varphi}{dt^2}+C\operatorname{tg}\varphi=0. \qquad (176')$$

Так как в уравнение (176′) входит $\operatorname{tg}\varphi$, а не угол φ, то колебания регулятора являются псевдогармоническими.

Определим период колебания баланса, исходя из уравнения (176′).

Для удобства интегрирования преобразуем уравнение (176′):

$$J_z\frac{d^2\varphi}{dt^2}=-C\operatorname{tg}\varphi.$$

Так как

$$\omega=\frac{d\varphi}{dt},$$

то

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}=\frac{d\omega}{dt},$$

$$dt=\frac{d\varphi}{\omega}.$$

Тогда

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}=\frac{\omega d\omega}{d\varphi}$$

и

$$J\frac{\omega d\omega}{d\varphi}=-C\operatorname{tg}\varphi.$$

Отделяем переменные:

$$J\omega\,d\omega=-C\operatorname{tg}\varphi\,d\varphi.$$

Интегрируя обе части уравнения, получаем:

$$J\frac{\omega^2}{2}=-(-C\ln\cos\varphi)+C_1=C\ln\cos\varphi+C_1. \qquad (177)$$

Произвольное постоянное C_1 определяем по начальным условиям: при $\varphi=\varphi_0$, где φ_0 — наибольший угол отклонения баланса, угловая скорость $\omega=0$, так как баланс в этот момент останавливается и меняет направление вращения.

Из уравнения (177):

$$O = C \ln \cos\varphi_0 + C_1;$$

$$C_1 = -C \ln \cos\varphi_0.$$

Подставив значение C_1 в уравнение (177), находим:

$$J\frac{\omega^2}{2} = C \ln \cos\varphi - C \ln \cos\varphi_0;$$

$$J\omega^2 = 2C(\ln \cos\varphi - \ln \cos\varphi_0);$$

$$\omega^2 = \frac{2C}{J}(\ln \cos\varphi - \ln \cos\varphi_0),$$

или

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = \frac{2C}{J}(\ln \cos\varphi - \ln \cos\varphi_0).$$

откуда

$$\frac{C}{J} = \frac{\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}{2(\ln \cos\varphi - \ln \cos\varphi_0)},$$

или

$$\sqrt{\frac{C}{J}} = \frac{\frac{d\varphi}{dt}}{\sqrt{2(\ln \cos\varphi - \ln \cos\varphi_0)}};$$

$$\sqrt{\frac{C}{J}}\,dt = \frac{d\varphi}{\sqrt{2(\ln \cos\varphi - \ln \cos\varphi_0)}}.$$

Интегрируем второй раз

$$\sqrt{\frac{C}{J}}\,t = \int_0^{\varphi_0} \frac{d\varphi}{\sqrt{2(\ln \cos\varphi - \ln \cos\varphi_0)}},$$

или

$$\sqrt{\frac{C}{J}}\,t = \int_0^{\varphi_0} \frac{d\varphi}{\sqrt{2\ln\frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_0}}} \tag{178}$$

Интеграл в правой части в конечном виде не берется, — произведем некоторые преобразования:

$$\ln\frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_0} = \ln\left[\frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_0} - 1 + 1\right] = \ln\left[\left(\frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_0} - 1\right) + 1\right].$$

Так как $\varphi < \varphi_0$, то $\cos\varphi > \cos\varphi_0$ и величина в круглых скобках очень мала (угол φ меняется от 0 до 8°). Тогда, применяя формулу разложения в ряд,

$$\ln(1+x) = x - \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{3} - \dots,$$

считая $\frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_0} - 1 = x$ и ограничиваясь первым членом ряда, имеем:

$$\ln\left[\left(\frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_0} - 1\right) + 1\right] \approx \frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_0} - 1.$$

Выражение (178) принимает вид:

$$\sqrt{\frac{C}{J}}\,t=\int\limits_0^{\varphi_0}\frac{d\varphi}{\sqrt{2\frac{\cos\varphi-\cos\varphi_0}{\cos\varphi_0}}}=\int\limits_0^{\varphi_0}\frac{\sqrt{\cos\varphi_0}\cdot d\varphi}{\sqrt{2(\cos\varphi-\cos\varphi_0)}}. \qquad (178')$$

Приведем полученное выражение к более удобному виду. Заметим для этого прежде всего, что

$$\cos\varphi=1-2\sin^2\frac{\varphi}{2}$$

$$\cos\varphi_0=1-2\sin^2\frac{\varphi_0}{2}.$$

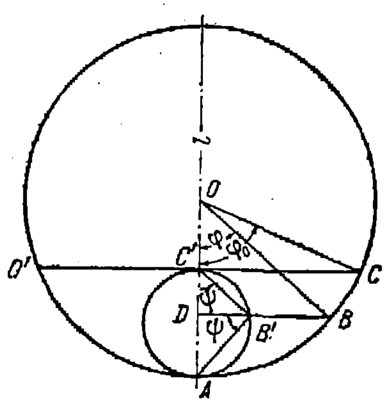
Следовательно,

$$\sqrt{\frac{C}{J}}\,t=\sqrt{\cos\varphi_0}\int\limits_0^{\varphi_0}\frac{\frac{1}{2}d\varphi}{\sqrt{\sin^2\frac{\varphi_0}{2}-\sin^2\frac{\varphi}{2}}}=$$

$$=\sqrt{\cos\varphi_0}\int\limits_0^{\varphi_0}\frac{d\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{\sqrt{\sin^2\frac{\varphi_0}{2}-\sin^2\frac{\varphi}{2}}}. \qquad (178'')$$

Введем новую переменную интегрирования ψ.

Проведем (фиг. 133) горизонтальную прямую $O'C$ через наивысшую точку C', которой может достичь при колебании баланс, на вертикальной прямой положения равновесия. На AC', как на диаметре, построим окружность. Каждой точке окружности, описанной радиусом OB, на вспомогательной окружности будет соответствовать точка B'. Каждому углу φ соответствует угол ψ между диаметром $C'A$ и прямой $C'B'$.



Фиг. 133.

Обозначим $AO=l$. Тогда

$$AD=AO-OD=l-l\cos\varphi=$$
$$=l(1-\cos\varphi)=2l\sin^2\frac{\varphi}{2}; \qquad (a)$$

$$AC'=AO-OC'=l-l\cos\varphi_0=$$
$$=2l\cdot\sin^2\frac{\varphi_0}{2}.$$

Из треугольника ADB'

$$AD=AB'\sin\psi.$$

Из треугольника $AB'C'$

$$AB'=AC'\sin\psi;$$

Следовательно,

$$AD=AC'\sin^2\psi;$$

$$AC'=2l\sin^2\frac{\varphi_0}{2};$$

$$AD=AC'\sin^2\psi=2l\sin^2\frac{\varphi_0}{2}\sin^2\psi; \qquad (б)$$

Из выражений (а) и (б) находим:

$$2l\sin^2\frac{\varphi}{2}=2l\sin^2\frac{\varphi_0}{2}\sin^2\psi;$$

$$\sin\frac{\varphi}{2}=\sin\frac{\varphi_0}{2}\sin\psi. \qquad (\text{в})$$

Новые пределы интегрирования находятся из формулы (в): при $\varphi=0$, $\psi=0$; при $\varphi=\varphi_0$, $\psi=\frac{\pi}{2}$.

Диференцируя уравнение (в), находим:

$$\frac{1}{2}\cos\frac{\varphi}{2}\,d\varphi=\sin\frac{\varphi_0}{2}\cos\psi\,d\psi;$$

$$\cos\frac{\varphi}{2}\,d\left(\frac{\varphi}{2}\right)=\sin\frac{\varphi_0}{2}\cos\psi\,d\psi;$$

$$d\left(\frac{\varphi}{2}\right)=\frac{\sin\frac{\varphi_0}{2}\cos\psi\,d\psi}{\cos\frac{\varphi}{2}}.$$

Делаем подстановку в уравнение (178):

$$t\sqrt{\frac{C}{J}}=\sqrt{\cos\varphi_0}\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{\sin\frac{\varphi_0}{2}\cos\psi}{\cos\frac{\varphi}{2}\sqrt{\sin^2\frac{\varphi_0}{2}-\sin^2\frac{\varphi_0}{2}\sin^2\psi}}\,d\psi=$$

$$=\sqrt{\cos\varphi_0}\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{\sin\frac{\varphi_0}{2}\cos\psi}{\cos\frac{\varphi}{2}\sin\frac{\varphi_0}{2}\cos\psi}\,d\psi=\sqrt{\cos\varphi_0}\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{d\psi}{\cos\frac{\varphi}{2}}=$$

$$=\sqrt{\cos\varphi_0}\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{d\psi}{\sqrt{1-\sin^2\frac{\varphi}{2}}}=\sqrt{\cos\varphi_0}\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{d\psi}{\sqrt{1-\sin^2\frac{\varphi_0}{2}\sin^2\psi}},$$

или

$$t\sqrt{\frac{J}{C}}\sqrt{\cos\varphi_0}\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{d\psi}{\sqrt{1-\sin^2\frac{\varphi_0}{2}\sin^2\psi}}. \qquad (179)$$

Полный период колебания баланса равен четырехкратному значению выражения (179):

$$T=4\sqrt{\frac{J}{C}}\sqrt{\cos\varphi_0}\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{d\psi}{\sqrt{1-\sin^2\frac{\varphi_0}{2}\sin^2\psi}}. \qquad (180)$$

Интеграл в формуле (180) представляет полный эллиптический интеграл первого рода и не может быть выражен через элементарные функции. Выведем приближенные формулы для периода колебаний при малых значениях первоначального отклонения.

Разложим для этого подинтегральное выражение в ряд, обозначив постоянное $\sin^2\frac{\varphi_0}{2}$ через k_0^2:

$$(1-k_0^2\sin^2\psi)^{-\frac{1}{2}}=1-\left(-\frac{1}{2}\right)k_0^2\sin^2\psi+\ldots=$$

$$=1+\frac{1}{2}k_0^2\sin^2\psi+\frac{3}{8}k_0^4\sin^4\psi+\ldots$$

Тогда

$$T=4\sqrt{\frac{J}{C}}\sqrt{\cos\varphi_0}\int\limits_0^{\frac{\pi}{2}}(1+2k_0^2\sin^2\psi+\frac{3}{8}k_0^4\sin^4\psi+\ldots)\,d\psi.$$

Интеграл берется по формуле:

$$\int\limits_0^{\frac{\pi}{2}}\sin^{2p}\psi\,d\psi=\frac{1\cdot3\cdot5\cdots(2p-1)}{2\cdot4\cdot6\cdots2p}\,\frac{\pi}{2};$$

$$\int\limits_0^{\frac{\pi}{2}}\sin^2\psi\,d\psi=\frac{\pi}{4};$$

$$\int\limits_0^{\frac{\pi}{2}}\sin^4\psi\,d\psi=\frac{1\cdot3\pi}{2\cdot4\cdot2}=\frac{3\pi}{16};$$

$$\int\limits_0^{\frac{\pi}{2}}d\psi=\frac{\pi}{2}.$$

После подстановки имеем:

$$T=4\sqrt{\frac{J}{C}}\sqrt{\cos\varphi_0}\left[1+\left(\frac{1}{2}\right)^2\sin^2\frac{\varphi_0}{2}+\frac{1}{4}\left(\frac{3}{4}\right)^2\sin^4\frac{\varphi_0}{2}+\ldots\right],$$

или

$$T=2\pi\sqrt{\frac{J}{C}}\sqrt{\cos\varphi_0}\left[1+\left(\frac{1}{2}\right)^2\sin^2\frac{\varphi_0}{2}+\frac{1}{4}\left(\frac{3}{4}\right)^2\sin^4\frac{\varphi_0}{2}+\ldots\right].$$

Ограничиваясь первыми двумя членами ряда, находим:

$$T=2\pi\sqrt{\frac{J}{C}}\sqrt{\cos\varphi_0}\left(1+\frac{1}{4}\sin^2\frac{\varphi_0}{2}\right).\qquad(181)$$

Для периода T получено выражение, из которого видно, что период колебания баланса зависит от амплитуды φ_0, угла его отклонения. При $\varphi_0=0$ формула периода принимает вид формулы (145).

Кроме того, из формулы (181) видно, что с увеличением угла φ_0 время колебания уменьшается. Здесь мы сталкиваемся с явлением, противоположным явлению колебания маятника: при колебании маятника неизохронность колебания выявляется в увеличении периода колебания его с увеличением амплитуды φ_0.

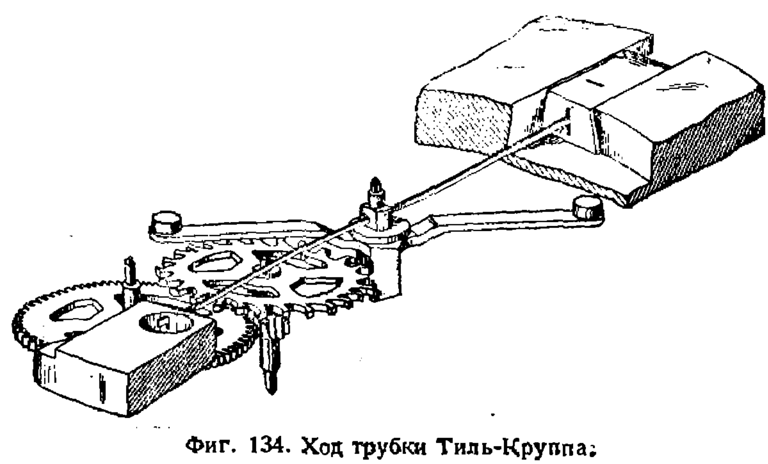
Постараемся выявить, как скажется неизохронность колебания баланса трубки на времени работы часового механизма при установке трубки на дистанцию. Составим табл. 27 отношений периодов в зависимости от амплитуды.

Таблица 27

φ_0	$\sqrt{\cos\varphi_0}$	$\dfrac{\sin^2\frac{\varphi_0}{2}}{4}$	$\sqrt{\cos\varphi_0\left(\dfrac{1+\sin^2\frac{\varphi^0}{2}}{4}\right)}$	$\dfrac{T}{T_0}$
1°	0,999924	1,000019038	0,999944	0,999944
2°	0,999696	1,000076147	0,99977	0,99977
3°	0,999315	1,00017131	0,99948	0,99948
4°	0,998782	1,00030449	0,99908	0,99908
5°	0,998095	1,00047566	0,99858	0,99858
6°	0,997260	1,00068477	0,997945	0,997945
7°	0,996265	1,00093173	0,99719	0,99719
8°	0,995122	1,0012165	0,99632	0,99632
9°	0,993825	1,0015389	0,995355	0,995355
10°	0,992375	1,00189903	0,99426	0,99426

В качестве примера приложения выведенных формул для периода колебания баланса механической трубки при неизохронности колебания определим период колебания баланса механической трубки Тиль-Круппа (фиг. 134).

По данным завода известно, что трубка Тиль-Круппа рассчитана на 30 сек. Так как по конструктивным соображениям центральная



Фиг. 134. Ход трубки Тиль-Круппа.

ось, несущая саблю, описывает за 30 сек. угол в 330° (угол в 30° занимает носик сабли), то полный оборот центрального колеса определится из пропорции:

$$\left.\begin{aligned}330^\circ &- 30\ \text{сек.}\\ 360^\circ &- x\end{aligned}\right|\ x=\frac{30\cdot360}{330}=32{,}727\ \text{сек.}$$

Передаточное число i счетчика колебаний регулятора равно 170, число колебаний $n_x = 8500$ и период $T = 0{,}008$ сек.

Период колебания баланса по формуле

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_b L}{Ehe^3}}$$

для механической трубки Тиль-Круппа $T = 0{,}008$ сек.

Теперь определим период колебания баланса с учетом неизохронности колебания, т. е. по формуле (181).

Угол поворота баланса за время одного колебания $\varphi_0 = 8° = 0{,}1396$ рад. По табл. 27 находим значение коэфициента $\sqrt{\cos\varphi_0}\left(1 + \frac{1}{4}\sin^2\frac{\varphi_0}{2}\right)$; при $\varphi_0 = 8°$ он равен 0,99632.

Период с учетом неизохронности

$$T' = 0{,}99632,\ T = 0{,}99632 \cdot 0{,}008 = 0{,}007771 \text{ сек.}$$

Время одного оборота центральной оси равно:

$$T' z_g i = 0{,}007771 \cdot 25 \cdot 170 = 33{,}0249 \text{ сек.},$$

где z_g — число зубьев анкерного колеса.

Полный оборот центральной оси равен 34 сек. Если произвести установку трубки на 30 сек., то при 330° поворота:

$$\begin{array}{rl} 33{,}0249 \text{ сек.} & -360° \\ x & -330° \end{array} \Bigg| \; x = \frac{33{,}0249 \cdot 330}{360} = 30{,}251 \text{ сек.},$$

т. е. трубка дает расхождение во времени:

$$30{,}251 - 30 = 0{,}251 \text{ сек.}$$

Определим, что нужно сделать для устранения этой ошибки. Для каждого периода колебания баланса получаем ошибку

$$\Delta T = T - T' = 0{,}008 - 0{,}007771 = 0{,}000229 \text{ сек.}$$

Чтобы сохранить период колебания баланса равным 0,008 сек., придется удлинить рабочую часть волоска.

По формуле (160)

$$\frac{T_1}{T_2} = \sqrt{\frac{L_1}{L_2}}:$$

Для периода $T_1 = 0{,}007771$ сек. длина волоска $L_1 = 20$ *мм*; $T_2 = 0{,}008$ сек. Подставив все величины в формулу (160), находим:

$$\frac{0{,}007771}{0{,}008} = \sqrt{\frac{20}{L_2}},$$

откуда

$$L_2 = 20\left(\frac{0{,}008}{0{,}007771}\right)^2 = 21{,}188 \text{ мм.}$$

Волосок необходимо удлинить на

$$20{,}188 - 20 = 0{,}188 \text{ мм.}$$

Те же результаты можно получить по формуле:

$$\frac{dT}{T}=\frac{1}{2}\frac{dL}{L};$$

$$\frac{0,000229}{0,008}=\frac{1}{2}\frac{dL}{20};$$

$$dL=0,188\ мм.$$

ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ БАЛАНСА ТИЛЬ-КРУППА И ЮНГАНСА С УЧЕТОМ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ВОЛОСКА

Выведенные формулы для периода колебания баланса не дают точных результатов, так как в них не учтены все факторы, влияющие на период колебания баланса, например не принята во внимание кинетическая энергия волоска.

Кинетическая энергия волоска

Считая, что волосок подвергается гармоническому колебательному движению, можно предположить, что прогиб волоска при колебании его подчиняется уравнению[1]:

$$y=y_0 \sin \lambda t, \tag{182}$$

где y_0 = функция от x, определяющая форму колеблющегося волоска.

Скорость v движения волоска определится как производная от y по времени:

$$v=\frac{dy}{dt}=y_0\lambda \cos \lambda t. \tag{183}$$

Максимальную скорость движения волосок приобретает в момент прохождения им положения равновесия, т. е. когда

$$\cos \lambda t=1.$$

Тогда формула (183) принимает вид:

$$v_{\max}=y_0\lambda. \tag{183'}$$

Заметим, что при прохождении волоском положения равновесия (при $v_{\max}$) кинетическая энергия T также будет максимальная.

Для кинетической энергии имеем следующее выражение:

$$T=\sum\frac{mv^2}{2}=\int\frac{v^2}{2}\,dm. \tag{184}$$

Элемент массы волоска

$$dm=\frac{Fdx\delta}{g}, \tag{185}$$

где F — площадь поперечного сечения волоска;
dx — элемент длины волоска;
δ — удельный вес материала волоска;
g — ускорение силы тяжести.

[1] Тимошенко, Колебания в инженерном деле, стр. 255.

Подставляя значение максимальной скорости v_{max} в формулу (184), а также значение dm, находим значение для максимальной кинетической энергии:

$$T_{max} = \int\limits_0^l \frac{1}{2} y_0^2 \lambda^2 \frac{F\delta}{g} dx = \frac{F\delta\lambda^2}{2g} \int\limits_0^l y_0^2 dx. \tag{186}$$

Найдем выражение для y_0 — упругой линии волоска.

Вывод уравнения упругой линии

Диференциальное уравнение упругой линии

$$EJ\frac{d^2y}{dx^2} = M, \tag{187}$$

или

$$EJ\frac{d^2y}{dx^2} = -Rx, \tag{187'}$$

так как начало координат взято в точке опоры A (фиг. 135).

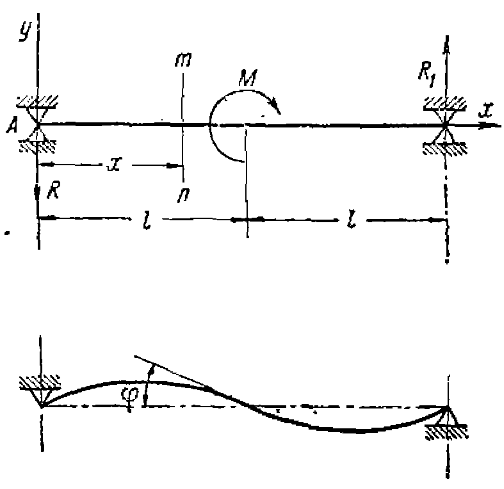
Ось x направляем по недеформированному волокну, а ось y — перпендикулярно вверх. Изгибающий момент взят для сечения mn на расстоянии x от начала координат.

Тогда

$$EJy' = -\frac{Rx^2}{2} + C_1 \tag{188}$$

и

$$EJy = -\frac{Rx^3}{6} + C_1x + C_2. \tag{189}$$



Фиг. 135. Определение упругой линии.

Произвольные постоянные определим из граничных условий. При $x=0$ $y=0$ и из уравнения (189)

$$C_2 = 0.$$

При $x=l$ $y=0$ и из того же уравнения (189)

$$0 = -\frac{Rl^3}{6} + C_1 l; \tag{190}$$

$$C_1 = \frac{Rl^3}{6}.$$

Подставив значения C_2 и C_1 в уравнение (189), имеем:

$$EJy = -\frac{Rx^3}{6} + \frac{Rl^3}{6}x. \tag{191}$$

Но

$$M = 2lR,$$

откуда

$$R = \frac{M}{2l}. \tag{192}$$

Подставив значение в уравнение (191), находим:

$$EJy = -\frac{M}{12l}x^3 + \frac{Ml}{12}x. \tag{193}$$

Вводя обозначения $L=2l$ и $l=\frac{L}{2}$, имеем:

$$EJy = \frac{ML}{24}x - \frac{M}{6L}x^3,$$

или

$$J = \frac{ML}{24EJ}x - \frac{M}{6LEJ}x^3. \tag{193'}$$

Так как

$$M = \frac{12EJ}{L}\varphi,$$

то

$$\frac{ML}{12EJ} = \varphi.$$

Формула (193') перепишется в следующем виде:

$$y_0 = \frac{1}{2}\varphi_0 x - \frac{2\varphi_0}{L^2}x^3. \tag{194}$$

Значение y_0 возведем в квадрат и, подставив в формулу (184) кинетической энергии, получим:

$$y_0^2 = \left(\frac{1}{2}\varphi_0 x - \frac{2\varphi_0}{L^2}x^3\right)^2,$$

или

$$y_0^2 = \frac{4\varphi_0^2}{L^4}x^6 - \frac{2\varphi_0^2 x^4}{L^2} + \frac{1}{4}\varphi_0^2 x^2.$$

Тогда для обеих половин волоска:

$$2T = 2\frac{F\delta\lambda^2}{2g}\int_0^{\frac{L}{2}} y_0^2\,dx = \frac{F\delta\lambda^2}{g}\int_0^{\frac{L}{2}}\left[\frac{4\varphi_0^2}{L^4}x^6 - \frac{2\varphi_0^2 x^4}{L^2} + \frac{1}{4}\varphi_0^2 x^2\right]dx =$$

$$= \frac{F\delta\lambda^2}{g}\left[\frac{4\varphi_0^2}{L^4}\frac{L^7}{7128} - \frac{2\varphi_0^2}{L^2}\frac{L^5}{5\cdot 32} + \frac{1}{4}\varphi_0^2\frac{1}{3}\frac{L^3}{8}\right] =$$

$$= \frac{F\delta\lambda^2}{g}\frac{\varphi_0^2 L^3}{32}\frac{15-42+35}{105} = \frac{1}{420}\frac{F\delta\lambda^2\varphi_0^2 L^3}{g}.$$

Итак, кинетическая энергия волоска равна:

$$T_1 = 2T = \frac{1}{420}\frac{F\delta\lambda^2\varphi_0^2 L^3}{g}. \tag{195}$$

Кинетическая энергия баланса

Так как баланс совершает гармоническое колебательное движение, то воспользуемся уравнением свободных колебаний:

$$\varphi = \varphi_0 \sin\lambda t, \tag{196}$$

где φ_0 — амплитуда колебаний;

λ — частота колебаний.

Найдем максимум кинетической энергии баланса. Выражение я кинетической энергии будет:

$$T=\frac{J_b\omega^2}{2}, \qquad (197)$$

е ω — угловая скорость баланса;

$$\omega=\frac{d\varphi}{dt}=\varphi_0\lambda\cos\lambda t. \qquad (198)$$

Максимум кинетической энергии баланса будем иметь при прохождении положения равновесия, когда

$$\cos\lambda t=1$$

$$\omega_{max}=\varphi_0\lambda.$$

Максимум кинетической энергии

$$T_{max}=\frac{J_b\omega^2_{max}}{2}=\frac{J_b\varphi_0^2\lambda^2}{2}. \qquad (199)$$

Общая кинетическая энергия системы баланса волоска будет:

$$\frac{J_b\varphi_0^2\lambda^2}{2}+\frac{1}{420}\frac{F\delta\lambda^2L^3\varphi_0^2}{g}.$$

По формуле (151) потенциальная энергия обеих половин волоска

$$\Pi=\frac{6EJ\varphi_0^2}{L}.$$

Приравнивая значения кинетической энергии системы и потенциальной энергии волоска, находим:

$$\frac{J_b\varphi_0^2\lambda^2}{2}+\frac{1}{420}\frac{F\delta\lambda^2L^3\varphi_0^2}{g}=\frac{6EJ\varphi_0^2}{L}$$

или

$$J_b\lambda^2+\frac{1}{210}\frac{F\delta\lambda^2L^3}{g}=\frac{12EJ}{L}, \qquad (200)$$

откуда

$$\lambda^2\left(J_b+\frac{1}{210}\frac{F\delta L^3}{g}\right)=\frac{12EJ}{L};$$

$$\lambda^2=\frac{12EJ}{L\left(J_b+\frac{1}{210}\frac{F\delta L^3}{g}\right)}; \qquad (201)$$

Масса волоска

$$m=\frac{F\delta L}{g}.$$

Поэтому

$$\lambda^2=\frac{12EJ}{L\left(J_b+\frac{1}{210}mL^2\right)}=\frac{12EJ}{J_bL+\frac{1}{210}mL^3}.$$

Период колебания баланса определится по формуле

$$T=\frac{2\pi}{\lambda}=2\pi\sqrt{\frac{J_bL+\frac{1}{210}mL^3}{12EJ}}.$$

Обозначая

$$J=\frac{he^3}{12},$$

имеем:

$$T=2\pi\sqrt{\frac{12J_bL}{12Ehe^3}+\frac{12mL^3}{210\cdot 12Ehe^3}}$$

или

$$T=2\pi\sqrt{\frac{J_bL}{Ehe^3}+\frac{mL^3}{210\cdot Ehe^3}}$$

или

$$T=2\pi\sqrt{\frac{J_bL}{Ehe^3}\left(1+\frac{mL^2}{210}\right)}. \qquad (202)$$

Следовательно, чтобы учесть влияние кинетической энергии волоска на период колебания баланса, следует к моменту инерции баланса прибавить $\frac{1}{210}mL^2$.

Практическое приложение

Ранее был определен период колебания баланса трубки Тиль-Круппа, который оказался равным 0,008 сек., при следующих данных:

Найдем значение массы волоска

длина волоска $L=20$ *мм* (рабочая длина);
ширина волоска $h=0{,}4$ *мм*;
толщина волоска $e=0{,}08$ *мм*;
момент инерции баланса $J_b=0{,}000465$ *гмм/сек²*;
модуль Юнга $E=20000$ *кг/мм²*

$$m=\frac{P}{g}=\frac{Lhe^3\cdot 7{,}8}{g}=\frac{2\cdot 0{,}04\cdot 0{,}008\cdot 7{,}8}{981};$$

$$m=0{,}000005089 \text{ гсек}^2/\text{см};$$

$$\frac{mL^2}{210}=\frac{0{,}000005089\cdot 2^2}{210}=0{,}0000009693 \text{ гмм сек}^2$$

Подставив значение приведенного момента инерции в формулу (283), получим:

$$T=2\pi\sqrt{\frac{J_bL}{Ehe^3}\left(1+\frac{mL^2}{210}\right)}=$$

$$=2\cdot 3{,}14\sqrt{\frac{0{,}0000465\cdot 2}{2\cdot 10^9\cdot 0{,}4\cdot 0{,}008}(1+0{,}0000009699)}=0{,}009458 \text{ сек.},$$

Разница в величине периода

$$\Delta T=T-T'=0{,}009458-0{,}008=0{,}001458 \text{ сек.},$$

или 18,2%.

ЦЕНТРОБЕЖНАЯ СИЛА СНАРЯДА И ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ БАЛАНСА ТИЛЬ-КРУППА И ЮНГАНСА

Период колебания

Обозначим:

Oy — плоскость, в которой происходит колебание волоска (фиг. 136);

$\frac{L}{2}$ — длина волоска от оси баланса до точки B опоры волоска (длина волоска совпадает с осью x);

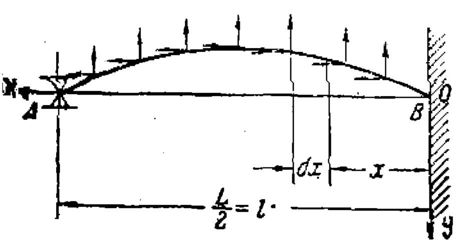
F — площадь поперечного сечения волоска;

ω — угловая скорость снаряда (которую считаем постоянной),

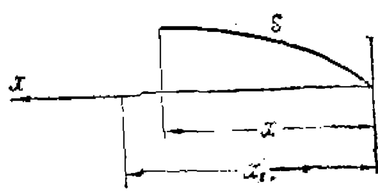
γ — удельный вес материала волоска;

$\bar{x}$ — функция от x, определяющая форму колеблющегося волоска под действием приложенного момента анкерного колеса.

Взяв, как и в предыдущих рассуждениях, кривую, представляемую функцией $\bar{x}$, за основу для определения основного вида



Фиг. 136.



Фиг. 137.

колебания, получим упругую линию волоска при колебании:

$$y = \bar{x}\cos\lambda t. \tag{203}$$

Максимум потенциальной энергии будет при крайнем положении баланса, и упругая линия волоска представится уравнением:

$$y = \bar{x}. \tag{204}$$

Эта величина слагается из двух частей: энергии Π_1 — от действия момента анкерного колеса и Π_2 — от действия центробежных сил.

Определим энергию Π_2.

Центробежная сила, действующая на элемент волоска длиной dx (фиг. 136)

$$dc = \frac{F\gamma\, dx\,\omega^2}{g}x. \tag{205}$$

Радиальное перемещение этого элемента по направлению к центру из-за изгиба волоска

$$\frac{1}{2}\int_0^x \left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2 dx, \tag{206}$$

так как из фиг. 137 видно:

$$x_1 - x = s - x. \tag{207}$$

При $s = x_1$ дуга

$$s = x_1 = \int_0^x \sqrt{1+y'^2}\,dx = \int_0^x \sqrt{1+\left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2}\,dx.$$

Тогда

$$x_1 - x = \int_0^x \sqrt{1+\left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2}\,dx - x = \int_0^x \sqrt{1+\left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2}\,dx - \int_0^x dx =$$

$$= \int_0^x \sqrt{1+\left[\left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2 - 1\right]}\,dx = \int_0^x \left[1+\frac{1}{2}\left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2 - 1\right] dx =$$

$$= \frac{1}{2}\int_0^x \left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2 dx.$$

Если принять

$$\sqrt{1+\left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2} \approx 1 + \frac{1}{2}\left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2,$$

то работа элементарной центробежной силы по выражениям (205) и (206) будет:

$$-\frac{F\gamma\,dx}{2g}x\omega^2 \int_0^x \left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2 dx. \tag{208}$$

Потенциальная энергия Π_2 получится суммированием элементов работы (208) вдоль всей длины волоска с переменой знака суммы:

$$\Pi_2 = \frac{F\gamma}{2g}\,\omega^2 \int_0^{\frac{L}{2}} x\,dx \int_0^x \left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2 dx. \tag{209}$$

Выше было установлено, что упругая линия волоска подчинена следующему уравнению:

$$\bar{x} = y = \frac{2\varphi_0 x^3}{l^2} - \frac{1}{2}\varphi_0 x, \tag{210}$$

откуда

$$\frac{d\bar{x}}{dx} = y' = \frac{2\varphi_0 x^2}{L^2} - \frac{1}{2}\varphi_0. \tag{211}$$

Определим $(y')^2$:

$$(y')^2 = \left(\frac{6\varphi_0 x^2}{L^2} - \frac{1}{2}\varphi_0\right)^2 = \frac{36\varphi_0^2}{L^4} - \frac{6\varphi_0^2}{L^2}x^2 + \frac{1}{4}\varphi_0^2$$

$$\int_0^x \left(\frac{d\bar{x}}{dx}\right)^2 dx = \int_0^x \left(\frac{36\varphi_0^2}{L^4}x^4 - \frac{6\varphi_0^2 x^2}{L^2} + \frac{1}{4}\varphi_0^2\right) dx =$$

$$= \frac{36\varphi_0^2}{L^4}\int_0^x x^4\,dx - \frac{6\varphi_0^2}{L^2}\int_0^x x^2\,dx + \frac{1}{4}\varphi_0^2\int_0^x dx =$$

$$= \frac{36\varphi_0^2}{L^4}\,\frac{x^5}{5} - \frac{6\varphi_0^2}{L^2}\,\frac{x^3}{3} + \frac{1}{4}\varphi_0^2 x = \frac{36}{5}\,\frac{\varphi_0^2}{L^4}x^5 - \frac{2\varphi_0^2}{L^2}x^3 + \frac{1}{4}\varphi_0^2 x.$$

Делая подстановку в уравнение (209), имеем:

$$\Pi_2=\frac{F\gamma}{2g}\omega^2\int_0^{\frac{L}{2}} x\left(\frac{36}{5}\frac{\varphi_0^2}{L^4}x^5-\frac{2\varphi_0^2x^3}{L^2}+\frac{1}{4}\varphi_0^2x\right)dx=$$

$$=\frac{F\gamma}{2g}\omega^2\left[\frac{36}{5}\frac{\varphi_0^2}{L^4}\int_0^{\frac{L}{2}} x^6\,dx-\frac{2\varphi_0^2}{L^2}\int_0^{\frac{L}{2}} x^4\,dx+\frac{1}{4}\varphi_0^2\int_0^{\frac{L}{2}} x^2\,dx\right]=$$

$$=\frac{F\gamma}{2g}\omega^2\left[\frac{36}{5}\frac{\varphi_0^2}{L^4}\left|\frac{x^7}{7}\right|_0^{\frac{L}{2}}-2\frac{\varphi_0^2}{L^2}\left|\frac{x^5}{5}\right|_0^{\frac{L}{2}}+\frac{1}{4}\varphi_0^2\left|\frac{x^3}{3}\right|_0^{\frac{L}{2}}\right]=$$

$$=\frac{F\gamma\varphi_0^2\omega^2}{2g}\left(\frac{36}{5\cdot7\cdot128}L^3-\frac{2}{5\cdot32}L^3+\frac{1}{4\cdot24}L^3\right)=$$

$$=\frac{F\gamma\varphi_0^2\omega^2L^3}{2\cdot32g}\left(\frac{9}{35}-\frac{2}{5}+\frac{1}{3}\right)=$$

$$=\frac{F\gamma\varphi_0^2\omega^2L^3}{64g}\cdot\frac{27-42+35}{105}=\frac{F\gamma\varphi_0^2\omega^2L^3}{64g}\cdot\frac{20}{105}=\frac{1}{16\cdot21}\frac{F\gamma\varphi_0^2\omega^2L^3}{g}.$$

Для всего волоска потенциальная энергия

$$\overline{\Pi}_2=2\Pi_2=\frac{1}{8\cdot21}\frac{F\gamma\omega^2\varphi_0^2L^3}{g}. \qquad (212)$$

Масса волоска

$$m=\frac{F\gamma L}{g},$$

Тогда формула (212) примет следующий вид:

$$\overline{\Pi}_2=\frac{1}{168}\omega^2\varphi_0^2L^2m. \qquad (212')$$

Полная потенциальная энергия будет суммой энергии Π_1 и Π_2:

$$\Pi_1+\Pi_2=6\frac{EJ\varphi_0^2}{L}+\frac{1}{168}\omega^2\varphi_0^2L^2m. \qquad (213)$$

Полная кинетическая энергия

$$T_1+T_2=\frac{J_b\varphi_0^2\lambda^2}{2}+\frac{1}{420}\frac{F\gamma\lambda^2L^3\varphi_0^2}{g},$$

или

$$T_1+T_2=\frac{J_b\varphi_0^2\lambda^2}{2}+\frac{1}{420}\lambda^2L^2\varphi_0^2m, \qquad (214)$$

где m — масса волоска.

Приравнивая выражения (213) и (214), получаем:

$$\frac{6EJ\varphi_0^2}{L}+\frac{1}{168}\omega^2\varphi_0^2L^2m=\frac{J_b\varphi_0^2\lambda^2}{2}+\frac{1}{420}\lambda^2L^2\varphi_0^2m,$$

или

$$\frac{6EJ}{L}+\frac{1}{168}\omega^2L^2m=\lambda^2\left(\frac{J_b}{2}+\frac{1}{420}L^2m\right),$$

откуда

$$\lambda^2 = \frac{\frac{6EJ}{L} + \frac{1}{168}\,\omega^2 L^2 m}{\frac{J_b}{2} + \frac{1}{420}\,L^2 m} \tag{215}$$

Период колебания баланса с учетом действия центробежной силы снаряда и кинетической энергии волоска

$$T = \frac{2\pi}{\lambda} = 2\pi\sqrt{\frac{\frac{J_b}{2} + \frac{1}{420}\,L^2 m}{\frac{6EJ}{L} + \frac{1}{168}\,\omega^2 L^2 m}} =$$

$$= 2\pi\sqrt{\frac{J_b}{2\left(\frac{6EJ}{L} + \frac{\omega^2 L^2 m}{168}\right)} + \frac{L^2 m}{\frac{420\cdot 6EJ}{L} + \frac{420}{168}\,\omega^2 L^2 m}} =$$

$$= 2\pi\sqrt{\frac{J_b}{\frac{12EJ}{L} + \frac{\omega^2 L^2 m}{84}} + \frac{L^2 m}{\frac{420\cdot 6EJ}{L} + \frac{420}{168}\,\omega^2 L^2 m}},$$

откуда

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{84 L J_b}{1008EJ + \omega^2 L^3 m} + \frac{2L^3 m}{5040EJ + 5\omega^2 L^3 m}} \tag{216}$$

Определение периода колебания по формуле (216)

В формуле (216) под корнем — сумма двух выражений; обозначим их через a и $б$.

Выражение a учитывает влияние центробежной силы снаряда членом $\omega^2 L^3 m$.

При отсутствии этого члена и при отсутствии выражения a под корнем формула принимает вид:

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{J_b L}{EhL^3}}\,.$$

Выражение $б$ учитывает влияние кинетической энергии волоска.

В формуле (216) ω — угловая скорость снаряда и m — масса волоска; определим их.

Для зенитной пушки образца 1931 г. по данным таблиц Слухоцкого имеем: $D = 76{,}2$ *мм*; $\eta = 28$ нарезов.

Начальная скорость $v_0 = 820$ *м/сек* $= 82\,000$ *см/сек*.

Следовательно,

$$\omega = \frac{2\pi}{\eta D}\,v_0 = \frac{2\cdot 3{,}14}{28\cdot 7{,}62}\cdot 82000 \text{ рад/сек.};$$

$$\omega^2 = \left(\frac{2\cdot 3{,}14}{28\cdot 7{,}62}\right)^2 (82000)^2 = 5\cdot 825000 \text{ (рад/сек)}^2.$$

Определение отдельных элементов формулы (216)

Выражение *а*:

1) $m = \frac{P}{g} = \frac{LhL \cdot 7,8}{981} = \frac{1,5 \cdot 0,05 \cdot 0,008 \cdot 7,8}{981};$

$$m = 0,00000477;$$

2) $84LJ_b = 84 \cdot 1,5 \cdot 0,000092 = 0,01159;$

3) $1008EJ = 84EhL^3 = 84 \cdot 25 \cdot 10^5 \cdot 0,05\,(0,008)^3 = 5375;$

$$\omega^2 L^3 m = 5825000 \cdot (1,5)^3 \cdot 0,00000477 = 93,79;$$

$$5375 + 93,79 = 5668,79.$$

Выражение *б*:

1) $2L^3m = 2 \cdot 1,5^3 \cdot 0,00000477 = 0,0000322;$

2) $5040EJ = 84 \cdot 5EhL^3 = 27850;$

3) $5\omega^2 L^3 m = 5 \cdot 5825000 \cdot 1,5^3 \cdot 0,000004472 = 469;$

$$27850 + 469 = 28319.$$

Период T по формуле (216)

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{0,01159}{5688,79} + \frac{0,0000322}{28319}} = 2\pi \sqrt{0,000002038 + 0,0000000114},$$

откуда

$$T = 0,008968 \text{ сек.}$$

При определении периода колебания баланса без учета центробежной силы и кинетической энергии получим:

$$T = 0,009101 \text{ сек.}$$

Разница — на

$$0,009101 - 0,008968 = 0,000133 \text{ сек.},$$

или 14,63 %.

ВЫВОДЫ

На основании изложенного приходим к заключению:

1) Определение периода колебания баланса механической трубки по формуле:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_b L}{Ehe^3}} \qquad \text{(а)}$$

вполне оправдывает себя на практике, при проверочных расчётах периодов колебания балансов трубок Тиль-Круппа и Юнганса, так как практический подсчет периода совпадает с теоретическим выводом при незначительном расхождении в 0,3%.

2) При учете кинетической энергии баланса плюс кинетическая энергия волоска период колебания баланса

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_b L}{Ehe^3} + \frac{mL^3}{210\,Ehe^3}}, \qquad \text{(б)}$$

или

$$T=2\pi\sqrt{\frac{\varphi_0}{M}\left(J_b+\frac{mL^2}{210}\right)} \tag{в}$$

и величина периода колебания при практическом пользовании формулами (б) и (в) больше периода колебания, вычисленного по формуле (а) на 18,2%.

3) При учете влияния центробежной силы снаряда на период колебания баланса

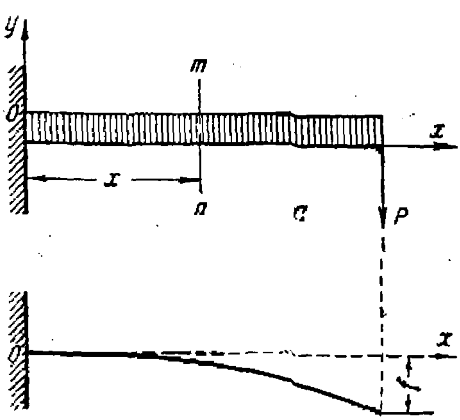
$$T=2\pi\sqrt{\frac{84LJ_b}{1008\,EJ+\omega^2L^3m}+\frac{2L^3m}{5040\,EJ+5\omega^2L^3}}. \tag{г}$$

Практический подсчет периода колебания баланса трубки Юнганса по формуле (г) по данным Слухоцкого для зенитной пушки образца 1931 г. показал уменьшение на 14,73%.

ДЕЙСТВИЕ РЕГУЛЯТОРА В КАНАЛЕ ОРУДИЯ

Время начала работы 36-секундной трубки Варо

При выстреле снаряд и вместе с ним трубка вращаются. Регулятор-баланс, стремясь сохранить первоначальное положение, вследствие этого изгибает волосок, вращающийся вместе с снарядом, до тех пор, пока одна из палет якоря не упрется в зуб анкерного колеса. Анкерное колесо и вся колесная система часового механизма в этот момент неподвижны относительно снаряда. Это обстоятельство замедляет относительное движение баланса, который вращается с угловой скоростью снаряда.



Фиг. 138.

Баланс представляет собой два крыла, имеющие свойство пружинить. При движении снаряда по каналу орудия на баланс действуют силы инерции от линейного ускорения снаряда. От силы инерции крылья баланса прогнутся и могут быть прижаты к планке часового механизма. Таким образом, баланс будет соединен еще прочнее с деталями трубки и вместе с ними будет вращаться при вращении снаряда. Часовой механизм трубки в это время работать не будет.

Убедимся путем подсчета в правильности данного предположения. Крылья баланса представляют собой две трапеции. Для простоты вычислений будем считать эти трапеции прямоугольниками. Силу будем считать равномерно распределенной по крыльям баланса.

Будем рассматривать крыло баланса как балку, заделанную одним концом (фиг. 138), на которую действуют:

1) равномерно распределенная по длине сплошная нагрузка Q (сила инерции крыла баланса от линейного ускорения снаряда);

2) сосредоточенная сила P (сила инерции грузика от линейного ускорения снаряда).

Найдем стрелу прогиба для данного случая.

Равномерно распределенную нагрузку, приходящуюся на единицу длины крыла, обозначим через Q.

Изгибающий момент в сечении mn:

$$M = -P(L-x) - \frac{Q(L-x)^2}{2}.$$

Уравнение изогнутой оси напишется так:

$$EJ\frac{d^2y}{dx^2} = -P(L-x) - \frac{Q(L-x)^2}{2}. \qquad (217)$$

Интегрируя уравнение (217), получим:

$$EJ\frac{dy}{dx} = -P\left(Lx - \frac{x^2}{2}\right) - \frac{Q}{2}\left(L^2x - Lx^2 - \frac{x^3}{3}\right) + C_1. \qquad (218)$$

Произвольную постоянную C_1 определим из условий закрепления конца балки. В рассматриваемом случае левый конец балки заделан, при изгибе не поворачивается, поэтому искривленная ось балки будет касательна к оси Ox в точке O. Следовательно, при $x=0$

$$\frac{dy}{dx} = 0$$

и

$$C_1 = 0.$$

Чтобы найти значение прогиба балки, проинтегрируем уравнение (218). Так как $C_1 = 0$, то

$$EJy = -P\left(\frac{Lx^2}{2} - \frac{x^3}{6}\right) - \frac{Q}{2}\left(\frac{L^2x^2}{2} - \frac{Lx^3}{3} + \frac{x^4}{12}\right) + C_2; \qquad (219)$$

Так как левый заделанный конец балки при изгибе не перемещается, то при $x = 0$

$$y = 0$$

и

$$C_2 = 0.$$

Окончательно

$$EJy = -P\left(\frac{Lx^2}{2} - \frac{x^3}{6}\right) - \frac{Q}{2}\left(\frac{L^2x^2}{2} - \frac{Lx^3}{3} + \frac{x^4}{12}\right). \qquad (220)$$

Наибольший прогиб будет у правого конца крыла (балки); его найдем, полагая $x = L$. Имеем:

$$y = -\frac{PL^3}{3EJ} - \frac{QL^4}{8EJ}. \qquad (221)$$

Первый член в этом выражении представляет прогиб от силы инерции грузика, второй — от силы инерции крыла. Знак (—) указывает направление прогиба.

Вес крыла баланса q найдем по формуле

$$q = \gamma_1 bhL,$$

где γ_1 — удельный вес материала пластины баланса Варо (сталь); $\gamma_1 = 7{,}84$ $г/см^3$;
$b = 0{,}27$ $см$ — ширина пластины баланса;
$h = 0{,}03$ $см$ — высота пластины баланса;
$L = 1$ $см$ — длина пластины баланса.

Вес крыла баланса будет:

$$q = \gamma bhL = 7{,}84 \cdot 0{,}03 \cdot 0{,}27 \cdot 1 = 0{,}064 \text{ г}.$$

При выстреле этот вес q разовьет усилие $k_1 q$, где k_1 — коэфициент линейной взводимости. Распределенную нагрузку найдем по формуле:

$$Q = \frac{k_1 q}{S},$$

где $S = bL = 0{,}27$ $см^2$ — площадь крыла.

Вес грузика p определим по формуле

$$p = \pi \frac{d_1^2 - d_2^2}{2} \gamma h,$$

где $d_1 = 0{,}44$ $см$ — наружный диаметр кольца;
$d_2 = 0{,}05$ $см$ — внутренний диаметр кольца;
$h = 0{,}1$ $см$ — высота грузика;
$\gamma = 8{,}3$ $г/см^3$ — удельный вес грузика.

$$p = \pi \frac{d_1^2 - d_2^2}{4} \gamma h = 3{,}14 \cdot \frac{0{,}44^2 - 0{,}05^2}{4} \cdot 8{,}3 \cdot 0{,}1 = 0{,}125 \text{ г}.$$

Переходя к формуле (221), имеем:

$$J = \frac{bh^3}{12} = \frac{0{,}27 \cdot 0{,}03^3}{12} = 0{,}00000061 \text{ см}^4;$$

$$\frac{1}{EJ} = \frac{1}{2\,000\,000\,000 \cdot 0{,}000\,000\,61} = \frac{1}{12\,200}.$$

В 76-*мм* пушке образца 1931 г. $k_1 = 18\,000$, поэтому

$$Q = \frac{18\,000 \cdot 0{,}064}{0{,}27} = 4\,250 \text{ г/см}^2;$$

$$P = k_1 p = 18\,000 \cdot 0{,}125 = 2\,250 \text{ г}.$$

Стрела прогиба

$$y = \frac{2\,250 \cdot 1^3}{1\,220 \cdot 3} + \frac{4\,250 \cdot 1^4}{1\,220 \cdot 8} = 0{,}615 + 0{,}435 = 1{,}050 \text{ см}.$$

Формула (221) выведена для статической нагрузки.

При выстреле действует динамическая нагрузка (мгновенная), поэтому необходимо вычислить прогиб, который получается той же силы при динамической нагрузке. Проф. Тимошенко в книге «Курс пластических деформаций» для этого случая дает формулу:

$$y_д = y_{ст} + \sqrt{y_{ст}^2 + f(h)},$$

где $y_д$ — прогиб от динамической нагрузки;
$y_{ст}$ — прогиб от статической нагрузки;
$f(h)$ — функция от высоты падения груза.

Для данного случая $f(h) = 0$. Следовательно,

$$y_д = 2y_{ст} = 2 \cdot 1{,}050 = 2{,}1 \ см.$$

Так как зазор между пластиной баланса и планкой 1 *мм*, то грузики баланса во время выстрела будут прижаты линейной силой инерции к планке, и баланс в канале орудия колебаться не будет.

Зная давление, при котором начнет работать баланс, по кривой давлений можно определить время и место начала работы трубки.

Для определения давления, при котором начнет колебаться баланс (обозначим его $P_н$), приравняем его в формуле (221) 0,1:

$$\frac{PL^3}{3EJ} + \frac{QL^4}{8EJ} = 0{,}1$$

Так как в данном случае

$$P = kp$$

и

$$Q = \frac{k_н q}{5},$$

где $k_н$ — значение коэфициента линейной взводимости, соответствующее началу колебания баланса, то

$$\frac{k_н pL^3}{3EJ} + \frac{k_н qL^4}{8EJS} = 0{,}1, \quad \text{откуда}$$

$$k_н = \frac{0{,}1}{\frac{pL^3}{3EJ} + \frac{qL^4}{8EJS}} = \frac{0{,}1}{\frac{0{,}125 \cdot 1^3}{3 \cdot 1\,220} + \frac{0{,}064 \cdot 1^4}{8 \cdot 1\,220 \cdot 0{,}27}} = 1\,275.$$

Так как

$$k_н = \frac{P_н \pi D^2}{4G},$$

где D — калибр снаряда и
G — его вес, то

$$P_н = \frac{4k_н G}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 1\,275 \cdot 6{,}5}{\pi 7{,}62^2} = 182 \ кг/см^2.$$

Дульное давление равно 680 $кг/см^2$, следовательно, баланс начнет колебаться в период последействия.

По кривой давлений для 76-*мм* пушки образца 1931 г. (для периода последействия) находим соответствующее данному давлению $P_н$ время начала работы баланса:

$$t_н = 0{,}0034 \ сек.$$

Считая скорость после вылета на данном участке постоянной и равной 820 *м/сек*, определим расстояние от дула до точки, в которой начнет работать баланс:

$$a = v_0 t = 820 \cdot 0{,}0034 = 2{,}8 \text{ м}.$$

Влияние центробежных сил на баланс при полете снаряда

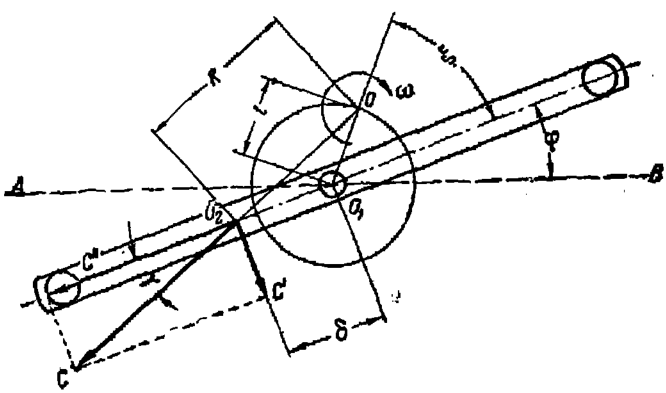
На практике могут встретиться следующие случаи:

а) различное положение оси вращения снаряда относительно оси колебания баланса;

б) смещение центра тяжести баланса относительно оси колебания баланса и оси вращения снаряда.

Остановимся на наиболее характерных случаях.

1. *Ось вращения снаряда находится вне сферы колебания баланса и центр тяжести баланса не совпадает с осью колебания.*



Фиг. 139.

Введем обозначения (фиг. 139):

δ — смещение центра тяжести баланса относительно оси колебания;

l — смещение оси колебания баланса относительно оси вращения снаряда.

Напишем выражение для момента силы, который тормозит движение баланса.

$$M = C_1 \delta; \tag{222}$$

$$C_1 = C \sin\gamma = m_1 \omega^2 R \sin\gamma = m_1 \omega^2 \sqrt{l^2 + \delta^2 + 2l\delta\cos\eta}\,\sin\gamma, \tag{223}$$

где C — центробежная сила снаряда;

ω — угловая скорость снаряда;

m_1 — масса баланса.

Выражение для R определено из треугольника O_1OO_2:

$$R^2 = l^2 + \delta^2 + 2\delta l \cos\eta;$$

$$R = \sqrt{l^2 + \delta^2 + 2\delta l \cos\eta}.$$

Определим величину $\sin\gamma$ из того же треугольника O_1OO_2:

$$\frac{l}{\sin\gamma}=\frac{R}{\sin(180-\eta)}=\frac{R}{\sin\eta},$$

откуда

$$\sin\gamma=\frac{l\sin\eta}{R}=\frac{l\sin\eta}{\sqrt{l^2+2\delta l\cos\eta+\delta^2}}. \tag{224}$$

Сделав подстановку в уравнение (222), имеем:

$$M=m_1\omega^2\sqrt{l^2+\delta^2+2l\delta\cos\eta}\,\frac{l\sin\eta}{\sqrt{l^2+\delta^2+2l\delta\sin\eta}}\,\delta,$$

или

$$M=m_1\omega^2 l\delta\sin\eta. \tag{225}$$

Подсчитаем максимальное значение тормозного момента при следующих данных для трубки Тиль-Круппа.

Вес баланса

$$P=P_1+P_2+2P_3+P_4+P_5;$$

$P_1=0{,}08$ *г* — вес баланса;

$P_2=0{,}05$ *г* — вес оси баланса;

$2P_3=0{,}021$ *г* — вес грузиков баланса

$P_4=0{,}008$ *г* — вес волоска;

$P_5=0{,}003$ *г* — вес шпильки волоска.

$P=0{,}162$ *г*

Максимальные значения величин:

$$l=1\ \text{мм};\quad \delta=1\ \text{мм};\quad \eta_{кр}=90^\circ;$$

$$\omega=\frac{2\pi}{\eta}v=2413\ \frac{1}{\text{сек.}};$$

$$\omega^2=5\,818\,000\,\frac{1}{\text{сек.}^2};$$

$$M=\frac{0{,}162}{981}\cdot 5\,818\,000\cdot 0{,}1\cdot 0{,}1\cdot 1=9{,}62\ г\,см.$$

Баланс не будет работать, так как момент от анкерного колеса, закручивающий волосок,

$$M_{закр}=31{,}48\ г\,мм.$$

При $\delta=0{,}2$ *мм* $M=19{,}2$ *г мм*, что также может вызвать остановку якоря-баланса на покое и вызвать большое рассеивание трубки.

Случай нахождения оси вращения снаряда вне сферы колебания баланса наиболее вероятный, так как сектор колебания баланса равен 15°.

Чтобы устранить влияние тормозного момента баланса, баланс необходимо уравновешивать, что и сделано в трубке Тиль-Круппа.

2. Ось вращения снаряда находится на оси симметрии AB (фиг. 140), но центр тяжести баланса не совпадает с осью колебания.

Имеем:

$$M = C_1\delta = C\delta \sin\gamma = m_1\omega^2 R\delta \sin\gamma; \qquad (226)$$

Из треугольника O_2OO_1 находим значение $\sin\gamma$:

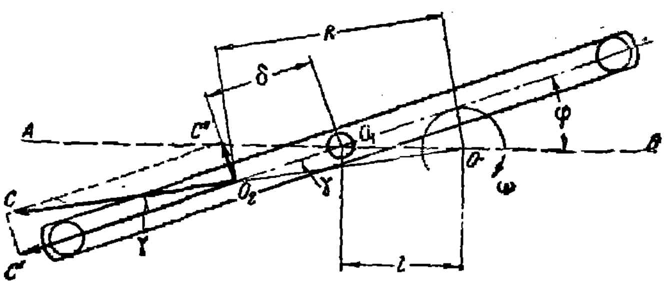
$$l^2 = \delta^2 + R^2 - 2\delta R\cos\gamma;$$

$$\cos\gamma = \frac{\delta^2 + R^2 - l^2}{2\delta R};$$

$$\sin\gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{\delta^2 + R^2 - l^2}{2\delta R}\right)^2}.$$

Подставляя значение $\sin\gamma$ в уравнение (226), получим:

$$M = C_1\delta \sin\gamma = m_1\omega^2 R\delta \sin\gamma = m_1\omega^2 R\delta \sqrt{1 - \left(\frac{\delta^2 + R^2 - l^2}{2\delta R}\right)} \qquad (227)$$



Фиг. 140.

Из треугольника OO_1O_2

$$R^2 = \delta^2 + l^2 + 2\delta l\cos\varphi.$$

Подставив значение R^2 в выражение (227), находим:

$$M = \frac{m_1\omega^2}{2}\sqrt{4\delta^2(\delta^2 + l^2 + 2\delta l\cos\varphi) - (\delta^2 + \delta^2 + l^2 + 2\delta\cos\varphi - l^2)}.$$

Раскрывая скобки и сокращая, получим:

$$M = \frac{m_1\omega^2}{2}\sqrt{4\delta^2 l^2(1 - \cos^2\varphi)};$$

$$M = m_1\omega^2\delta l\sin\varphi. \qquad (228')$$

Если подсчитать максимальный тормозной момент при указанных выше данных, то

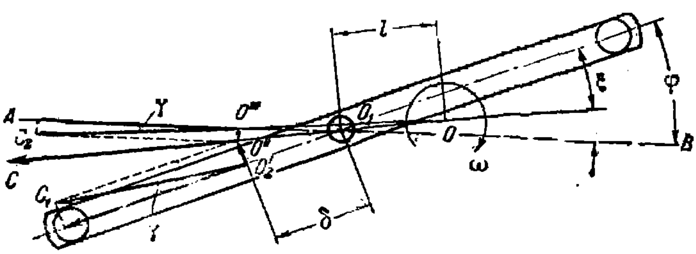
$$M = 6 \div 8 \ \text{г мм}.$$

Величина такого момента существенного влияния не окажет, и можно считать, что в этом случае работа регулятора практически будет нормальной. Но следует учесть трение в цапфах баланса от центробежной силы, действующей на цапфы. Так как диаметр цапфы баланса очень мал, можно заранее сказать, что момент трения в цапфах по величине будет мал, и его можно не учитывать.

3. Ось вращения снаряда находится в сфере колебания баланса и центр тяжести баланса не совпадает с осью колебания баланса.

Для этого случая необходимо рассматривать два тормозных момента.

1. Баланс, отклоняясь от оси симметрии AB (фиг. 141), получает дополнительный момент, который способствует его колебанию до положения $O_1\ O_2$



Фиг. 141.

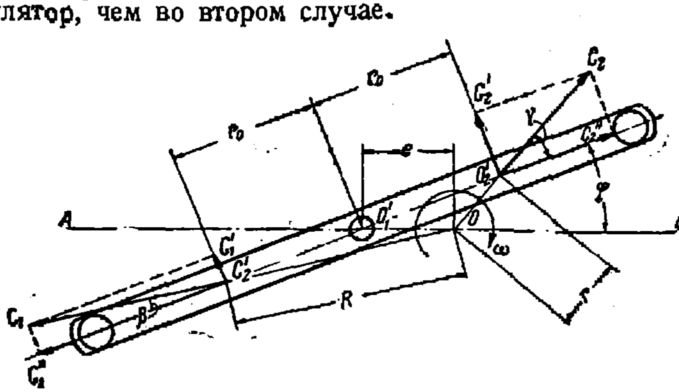
Аналогично рассмотренному выше случаю моменты

$$M_{\eta} = m_1 \omega^2 \delta l \sin \eta. \qquad (229)$$

2. Баланс, отклоняясь от положения $O_1 O_2''$, получает тормозной момент:

$$M_{\zeta} = m_1 \omega^2 \delta l \sin \zeta;$$

В этом случае центробежные силы окажут меньшее влияние на регулятор, чем во втором случае.



Фиг. 142.

4. Центр тяжести баланса совпадает с осью колебания.

Из разложения сил (фиг. 142) можно написать:

$$C_1' = C_1 \cdot \sin\beta; \qquad C_2' = C_2 \cdot \sin\beta;$$

$$\sum M_{0_1} = C_2' r_0 - C_1' r_0 = r_0 (C_2' - C_1');$$

$$\sin\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r_0^2 + R^2 - l^2}{2 r_0 R}\right)^2}.$$

Тогда

$$C_1' = C_1 \cdot \sin\beta = C_1 \sqrt{1 - \left(\frac{r_0^2 + R^2 - l^2}{2r_0R}\right)^2}.$$

Найдем выражение для C_2':

$$C_2' = C_2 \sin\gamma;$$

$$\cos\gamma = \frac{r_0^2 + r_0 - l}{2r_0r} = \sqrt{1 - \sin^2\gamma};$$

$$\sin\gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{r_0^2 + r^2 - l^2}{2r_0r}\right)^2};$$

$$C_2' = C_2 \sqrt{1 - \left[\frac{r_0^2 + r^2 - l^2}{2r_0r}\right]^2};$$

$$M = r_0[C_1' - C_2'] = r_0[C_1 \sin\beta - C_2 \sin\gamma] =$$

$$= r_0\left[C_1 \sqrt{1 - \left[\frac{r_0^2 + R^2 - l^2}{2r_0R}\right]^2} - C_2 \sqrt{1 - \left[\frac{r_0^2 + r^2 - l^2}{2r_0r}\right]^2}\right] =$$

$$= r_0\left\{\frac{m \cdot \omega^2 R}{2r_0R} \sqrt{4r_0^2R^2 - (r_0^2 + R^2 - l^2)^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{m\omega^2 r}{2r_0r} \sqrt{4r_0r^2 - (r_0^2 + r^2 - b^2)}\right\} =$$

$$= \frac{m\omega^2}{2}\left\{\sqrt{4r_0^2[r_0^2 + l^2 + 2r_0 l \cos\varphi] - [r_0^2 + r_0^2 + l + 2r_0 l \cos\varphi - l]^2} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{4r_0^2[r_0^2 + l^2 - 2r_0 l \cos\varphi] - [r_0^2 + r_0^2 + l^2 - 2r_0 l \cos\varphi - l^2]^2}\right\} =$$

$$= \frac{m\omega^2}{2}\left\{\sqrt{4r_0^2 l^2 (1 - \cos^2\varphi)} - \sqrt{4r_0^2 l^2 (1 - \cos^2\varphi)}\right\}.$$

Выражение в скобках, как нетрудно убедиться, равняется нулю. Следовательно,

$$M = 0,$$

т. е. тормозного момента в данном случае нет, но составляющая, действующая на цапфы, будет создавать момент трения, противодействующий колебанию баланса.

РЕГУЛЯТОР ТРУБКИ ВАРО

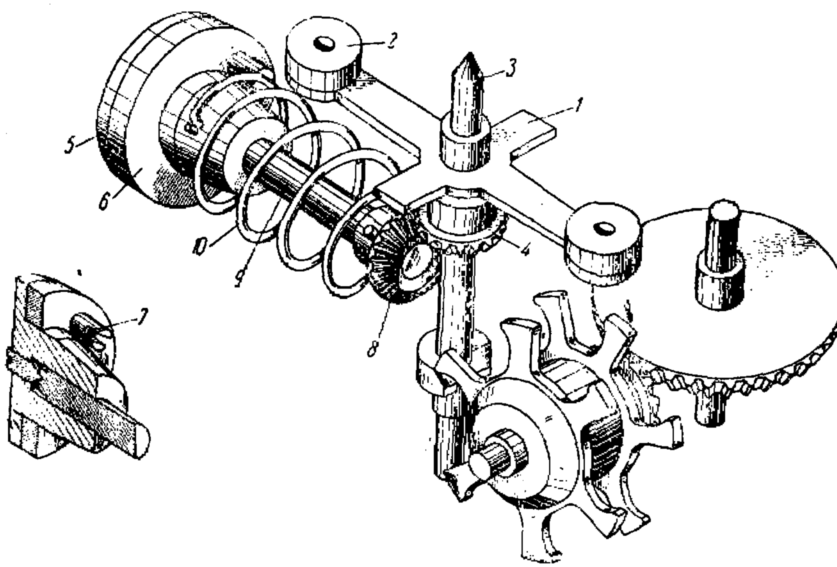
Конструкция регулятора

При анализе трубок Тиль-Круппа и Юнганса было установлено, что регуляторы этих трубок при всех их достоинствах (простота технологии изготовления, надежность работы и т. п.) обладают недостатками: малой амплитудой колебания баланса ($9 \div 10°$), неизохронностью колебания и т. д.

Регулятор трубки Варо спроектирован так, что амплитуда колебаний баланса достигает 220°. Такая амплитуда делает колебания изохронными, так как большей амплитуде соответствует бóльшая угловая скорость баланса, а следовательно, и бóльшая живая сила, которая сводит к минимуму влияние силы трения и других явлений на изохронизм. Большая амплитуда колебания является самым существенным принципом хронометрической регулировки часового механизма.

Регулятор трубки Варо имеет спиральную пружину подобно применяемой в судовых хронометрах. Спираль такого рода придает периоду колебания регулятора полную изохронность, т. е. делает время колебания регулятора независимым от амплитуды—угла отклонения баланса.

Ось спирали (волоска) расположена перпендикулярно оси вращения снаряда, следовательно, центробежная сила направлена параллельно оси колебания спирали. Спираль во время движения снаряда в канале орудия покоится на одной из деталей часового механизма, и это предохраняет ее от повреждений во время выстрела.



Фиг. 143. Схема регулятора трубки Варо.

По теории часовых механизмов преимущества регулятора Варо перед регулятором Тиль-Круппа очевидны, но регулятор Варо более сложен в изготовлении и имеет большее число деталей.

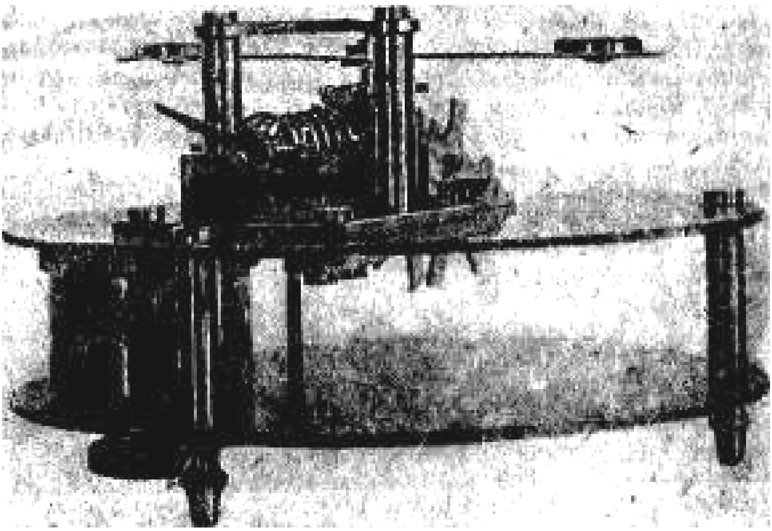
Регулятор (фиг. 143) в основном имеет следующие детали: баланс *1* с укрепленными на нем грузиками *2*, ось *3*, коническую шестерню *4*, колодочки волоска, основание *5* градусника-регулятора, градусник-регулятор *6* с пальцем градусника *7*, коническую шестерню оси волоска *8*, ось волоска *9* и цилиндрический волосок *10*.

Волосок *10* одним концом наглухо закреплен в оси *9*, другой конец волоска находится в пазу градусника *6*.

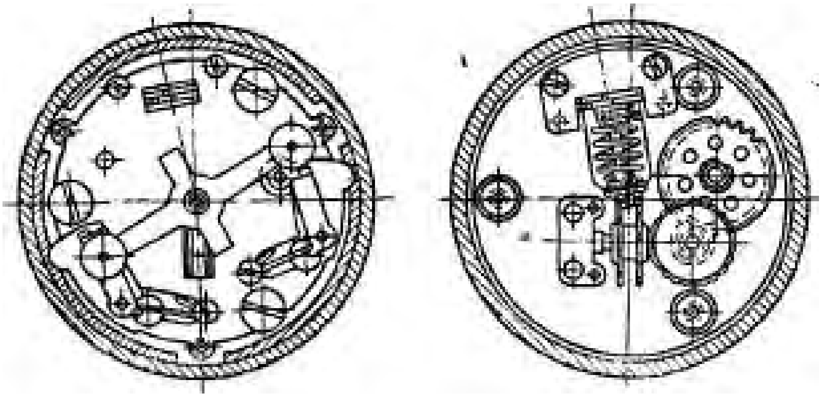
Ось волоска соединена с осью баланса при помощи двух конических шестерен *4* и *8*.

Точность работы часового механизма достигается соответствующей регулировкой, заключающейся в установлении соответствующей длины волоска.

'Изменение длины волоска достигается поворотом градусника-регуляторaб в ту или иную сторону. При повороте градусника палец регулятора 7, скользя по витку волоска, изменяет длину его рабочей части.



Фиг. 144. Общий вид регулятора трубки Варо.



фиг. 145. Регулятор трубки Варо.

На фиг. 144 показан регулятор трубки Варо, а на фиг. 145 дан разрез в двух плоскостях трубки Варо, где видны регулятор, волосок и центробежные предохранители регулятора.

Период колебания

Баланс подвергается крутильным колебаниям. Для составления диференциального уравнения колебаний регулятора применим тот же закон механики, которым пользовались при определении периода колебания регулятора Тиль-Круппа: производная по времени от суммы моментов количества движения тела, взятых относительно какой-либо оси, равна сумме моментов внешних сил, взятых относительно той же оси:

$$\frac{d}{dt}(M) = L_z. \tag{230}$$

Количество движения

$$mv = m\omega r.$$

Момент количества движения

$$mvr = m\omega r^2.$$

Суммарный момент количества движения

$$M = \sum m\omega r^2 = \omega \sum mr^2 = \omega J_z,$$

где J_z — момент инерции баланса.

Производная по времени от M равна:

$$\frac{d}{dt}(M) = \frac{d}{dt}(\omega J_z) = J_z \frac{d^2\varphi}{dt^2}. \tag{231}$$

Сумма моментов внешних сил L_z относительно оси z для баланса будет:

$$L_z = -C\varphi, \tag{232}$$

где $C = \frac{EJ}{L}$ — коэфициент жесткости волоска;

φ — угол закручивания спирального волоска.

Значения E, J, L те же, что и при выводе формулы периода колебания баланса Тиль-Круппа.

Так как $\frac{EJ}{L} = C$ — величина постоянная для данной спирали, то C представляет собой момент, закручивающий спираль на один радиан ($\varphi = 1$).

Знак минус ($-$) указывает на то, что момент силы спирали, действующий на ось баланса, направлен в обратную сторону движения.

Подставляя выражения (231) и (232) в формулу (230), получим:

$$J_z \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -C\varphi. \tag{233}$$

Перенесем все члены в одну сторону и разделим на J_z:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{C\varphi}{J_z} = 0.$$

Обозначив $\frac{C}{J_s} = k^2$, получим:

$$\frac{d^2\varphi}{dt} + k^2\varphi = 0. \qquad (234)$$

Снова получено линейное диференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэфициентами.

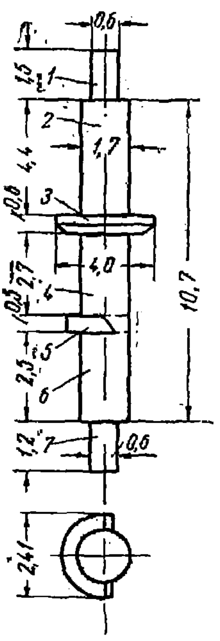
Общий интеграл этого уравнения

$$\varphi = A \sin (k + \beta). \qquad (235)$$

Из выражения (235) видно, что колебание баланса является гармоническим колебательным, где A — амплитуда колебания; β — начальная фаза; k — частота колебаний.

Период колебания

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{J_s}{C}}. \qquad (236)$$



Фиг. 146. Ось баланса трубки Варо.

Так как волосок круглого сечения, то

$$C = \frac{EJ}{L} = \frac{E\pi D^4}{64L},$$

где D — диаметр проволоки волоска, поэтому:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_s 64L}{E\pi D^4}} \qquad (237)$$

Период колебания, как видно из формулы (237), не содержит угла отклонения баланса, т. е. не зависит от амплитуды, и следовательно, колебания баланса являются изохронными.

Определение периода колебания

Определение момента инерции баланса

Разбиваем баланс на отдельные простые геометрические тела. Общий момент инерции J_b получим как сумму моментов инерции простых тел:

$$J_b = J_{оси} + J_{гр} + J_{кр} + J_{ш},$$

где $J_{оси}$ — момент инерции оси баланса относительно оси вращения;

$J_{гр}$ — момент инерции двух грузиков;

$J_{кр}$ — момент инерции крыльев;

$J_{ш}$ — момент инерции шестерни оси баланса.

Момент инерции оси баланса $J_{оси}$

Ось баланса разбиваем на семь цилиндров (фиг. 146). Все вычисления сводим в табл. 28.

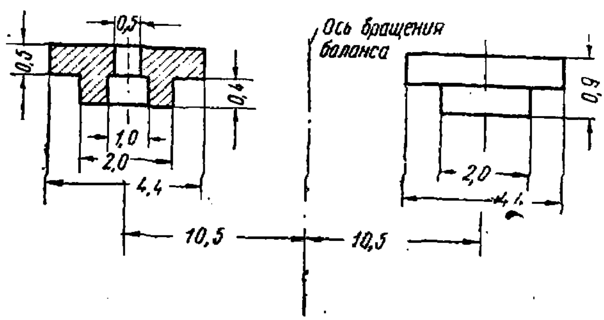
Таблица 28

Веса и моменты инерции оси баланса

№ тела	Диаметр цилиндра *см*	Высота цилиндра *см*	Вес цилиндра *г*	Момент инерции цилиндра $J_{цил} = \frac{1}{2}\frac{q}{g}R^2$ *г см сек²*
1	0,06	0,15	0,00332	0,000 000 00152
2	0,117	0,44	0,03640	0,000 000 06348
3	0,4	0,06	0,05908	0,000 001 20400
4	0,117	0,27	0,02230	0,000 000 03880
5	0,241	0,05	0,01768	0,000 000 130 80
6	0,117	0,25	0,02060	0,000 000 035 90
7	0,06	0,12	0,00266	0,000 000 00122
Итого	—	—	0,16204	$J_{оси}$=0,000 001 47572

Момент инерции двух грузиков

Момент инерции двух грузиков $J_{гр}$ относительно оси вращения баланса получим, определив момент инерции каждого из них относительно его оси, проходящей через центр тяжести. Грузик разбиваем на два кольца (фиг. 147).



Фиг. 147. Грузики баланса трубки Варо

Момент инерции кольца

$$J_{кол} = \frac{\gamma}{g} = \frac{R^4 - r^4}{4}\, 2\pi S,$$

где $\gamma = 8{,}3$ *г/см³* — удельный вес латуни;
$g = 981$ *см/сек²*;
R — наружный радиус кольца;
r — внутренний радиус кольца;
S — толщина кольца.

$$J_1 = \frac{8{,}3}{981} \cdot \frac{0{,}22^4 - 0{,}025^4}{4} \cdot 2 \cdot 3{,}54 \cdot 0{,}05 = 0{,}00000155 \text{ гсм сек}^2;$$

$$J_2 = \frac{8{,}3}{981} \cdot \frac{0{,}1^4 - 0{,}05^4}{4} \cdot 2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}04 = 0{,}000000023 \text{ гсм сек}^2;$$

$$J' = J_1 + J_2 = 0{,}000001573 \text{ гсм сек}^2.$$

Момент инерции двух грузиков относительно оси вращения баланса

$$J_{\text{гр}} = 2\{J' + Ma^2\} =$$

$$= 2\left\{J' + \frac{\gamma}{981} a^2 \left[0{,}05\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}\right) + 0{,}04\left(\frac{\pi D_2^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}\right)\right]\right\} =$$

$$= 2\left\{0{,}000001573 + \frac{8{,}3}{981} 1{,}05^2 \left[0{,}05\left(\frac{\pi \cdot 0{,}44^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0{,}05^2}{4}\right) + \right.\right.$$

$$\left.\left. + 0{,}04\left(\frac{\pi 0{,}2^2}{4} - \frac{\pi 0{,}1^2}{4}\right)\right]\right\} = 0{,}000157 \text{ гсм сек}^2.$$

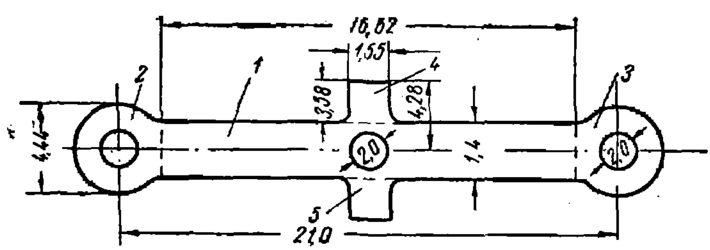
Момент инерции крыльев баланса

Крылья баланса разбиваем на пять простых тел (фиг. 148). Момент инерции первого тела

$$J_1 = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) - \frac{1}{2} m' R^2 = \frac{\gamma a b h}{12 \cdot 981}(a^2 + b^2) - \frac{\gamma \pi d^2 h}{2 \cdot 4 \cdot 981} R^2 =$$

$$= \frac{7{,}84 \cdot 1{,}662 \cdot 0{,}24 \cdot 0{,}03}{12 \cdot 981}(1{,}662^2 + 0{,}24^2) -$$

$$- \frac{7{,}84\pi \cdot 0{,}2^2 \cdot 0{,}03}{8 \cdot 981} 0{,}1^2 = 0{,}000025962 \text{ гсм сек}^2.$$



Фиг. 148. Крылья баланса трубки Варо.

Момент инерции второго и третьего тел

$$J_{2-3} = 2(J_{\text{кол}} + Mx^2);$$

$$J_{\text{кол}} = \frac{\gamma}{g} \frac{R^4 - r^4}{4} 2\pi h = \frac{7{,}84}{981} \frac{0{,}222^4 - 0{,}1^4}{4} 2\pi \cdot 0{,}03 = 0{,}00000139 \text{ гсм сек}^2;$$

$$J_{2-3} = 2\left[J_{\text{кол}} + \frac{\gamma}{981} 1{,}05^2 \cdot 0{,}03\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}\right)\right];$$

$$J_{2-3} = 2\left(0{,}00000139 + \frac{7{,}84}{981} \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}03\left(\frac{\pi \cdot 0{,}444^2}{4} - \frac{\pi 0{,}2^2}{4}\right)\right] =$$

$$= 0{,}00006778 \text{ гсм сек}^2.$$

Момент инерции четвертого и пятого тел

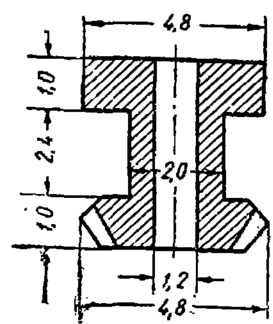
$$J_{4-5} = 2(J_{\text{пар}} + Mx^2);$$

$$J_{\text{пар}} = \frac{M}{12}(a^2 + b^2);$$

$$J_{4-5}=2\left[\frac{M}{12}(a^2+b^2)+Mx^2\right]=2M\left(\frac{a^2+b^2}{12}+x^2\right)=$$
$$=2\frac{abh}{g}\gamma\left(\frac{a^2+b^2}{12}+x^2\right)=$$
$$=2\frac{0.358\cdot 0,155\cdot 0,03}{981}7,84\left(\frac{0,358^2+0,155^2}{12}+0,299^2\right)=$$
$$=0,00000271\ \text{гсм.сек}^2;$$
$$J_{\text{кр}}=J_1+J_{2-3}+J_{4-5}=$$
$$=0,000021962+0,00006638+0,00000271\ \text{гсм сек}^2.$$

Момент инерции шестерни со втулкой (фиг. 149)

$$J_{\text{ш}}=2\pi\frac{\gamma}{g}\left(\frac{R^4-r^4}{4}2h+\frac{R^4-r^4}{4}h_1\right)=$$
$$=2\pi\frac{7,84}{981}\left(\frac{0,24^4-0,06^4}{4}2\cdot 0,1+\right.$$
$$\left.+\frac{0,1^4-0,06^4}{4}0,24\right)=$$
$$=2\pi\frac{7,84}{981}0,0001721=0,00000855\ \text{гсм сек}^2.$$



Фиг. 149. Шестерня баланса трубки Варо.

Момент инерции всего баланса

$$J_b=0,000001476+0,000157+$$
$$+0,000092452+0,00000855=$$
$$=0,000259478\ \text{гсм сек}^2.$$

Подставив найденные значения в формулу (237), получим:

$$T=2\pi\sqrt{\frac{64L\cdot J_b}{E\pi D^4}}=2\pi\sqrt{\frac{0,000259478\cdot 9,5\cdot 64}{23\cdot 10^8\pi\cdot 0,032^4}}=0,0288\ \text{сек}.$$

Таким образом можно считать, что период колебания баланса вполне отвечает передаточному числу колесной системы трубки.

Угловая скорость баланса

Пусть баланс вращается вокруг точки O (фиг. 150) и линия OB определяет положение равновесия баланса, к которому он стремится вернуться под влиянием спиральной пружины.

Уравнение движения баланса:

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2}+C\varphi=0, \qquad (238)$$

где φ — переменный угол, на который отклонен баланс от положения равновесия;

φ_0 — наибольшее значение угла φ (амплитуда).

Угловое ускорение баланса:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}=-\frac{C}{J}\varphi.$$

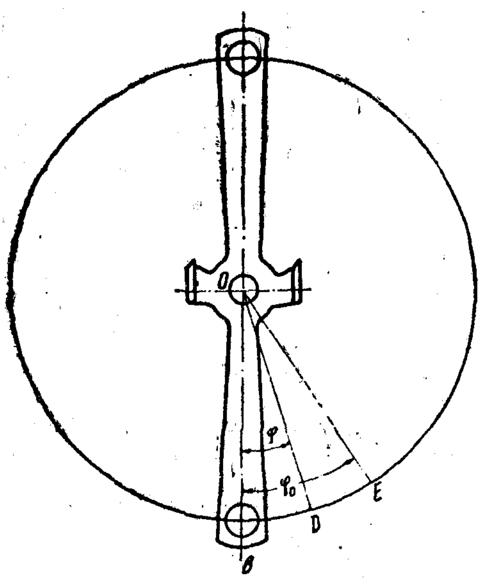
Известно, что

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}=\frac{d\omega}{dt}, \tag{239}$$

где ω — угловая скорость баланса, т. е.

$$\omega=\frac{d\varphi}{dt}.$$

Определив отсюда значение dt и подставив в выражение (239), получим:



Фиг. 150.

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}=\frac{d\omega}{dt}=\frac{\omega\, d\omega}{d\varphi}.$$

Следовательно,

$$\frac{\omega\, d\omega}{d\varphi}=-\frac{C}{J}\varphi.$$

Отделяя переменные, имеем:

$$\omega\, d\omega=-\frac{C}{J}\varphi\, d\varphi.$$

Интегрируем последнее выражение:

$$\int\omega\, d\omega=-\frac{C}{J}\int\varphi\, d\varphi,$$

или

$$\omega^2=-\frac{C}{J}\varphi^2+C_1. \tag{240}$$

Произвольную постоянную C_1 определим по начальным условиям: при $\varphi=\varphi_0$, т. е. в момент наибольшего отклонения баланса, скорость его равна нулю. Следовательно,

$$0=-\frac{C}{J}\varphi_0^2+C_1;$$

$$C_1=\frac{C}{J}\varphi_0^2.$$

Подставив значение C_1 в формулу (240), находим

$$\omega^2=\frac{C}{J}(\varphi_0^2-\varphi^2);$$

$$\omega=\sqrt{\frac{C}{J}(\varphi_0^2-\varphi^2)}. \tag{241}$$

Эта формула дает возможность определить скорость колебания баланса в любой точке его пути. Максимальную скорость будет иметь баланс в момент прохождения им положения равновесия, т. е. при угле $\varphi=0$, и формула (241) будет иметь такой вид:

$$\omega_{max}=\varphi_0\sqrt{\frac{C}{J}} \tag{242}$$

Переходим к численному определению угловой скорости баланса трубки Варо при прохождении им положения равновесия. Имеем:

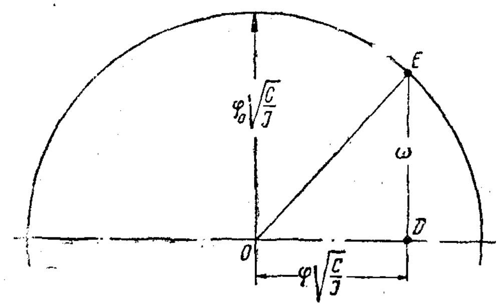
$$\varphi_0=220^\circ=3{,}86 \text{ рад};$$

Из формулы (178″)

$$\sqrt{\frac{C}{J}}=\frac{2\pi}{T}=\frac{2\pi}{0{,}0288}=218\ \frac{1}{\text{сек.}};$$

$$\omega_{max}=\varphi_0\sqrt{\frac{C}{J}}=$$

$$=3{,}86\cdot 218=840\frac{1}{\text{сек.}}.$$



Фиг. 151.

Определим угловую скорость баланса в момент окончания импульса. По данным построения хода имеем:

$$\varphi=22^\circ=0{,}386 \text{ рад}.$$

Подставив значения φ и φ_0 в формулу (241), находим

$$\omega=\sqrt{\frac{C}{J}(\varphi_0^2-\varphi^2)}=\sqrt{218^2(3{,}86^2-0{,}386^2)}=218\cdot 3{,}84=835\ \frac{1}{\text{сек.}}.$$

Из этих двух примеров можно заключить, что угловая скорость баланса от момента прохождения им положения равновесия до момента окончания импульса меняется незначительно. Обычно ее принимают постоянной. Значение амплитуды φ_0 взято с образца. Выражение (241) можно переписать так:

$$\omega=\sqrt{\frac{C}{J}}\sqrt{\varphi_0^2-\varphi^2}.$$

Это выражение можно представить графически (фиг. 151).

Радиусом, равным $\omega_{max}=\varphi_0\sqrt{\frac{C}{J}}$, описываем полуокружность, на диаметре которой из произвольной точки D восставляем перпендикуляр до пересечения с окружностью в точке E; точку E соединяем с центром полуокружности.

Из прямоугольного треугольника OED имеем

$$ED^2=OE^2-OD^2.$$

Если вместо OD подставить его значение $\varphi\sqrt{\frac{C}{J}}$, то

$$ED^2=\varphi_0^2\frac{C}{J}-\varphi^2\frac{C}{J}=\omega^2;$$

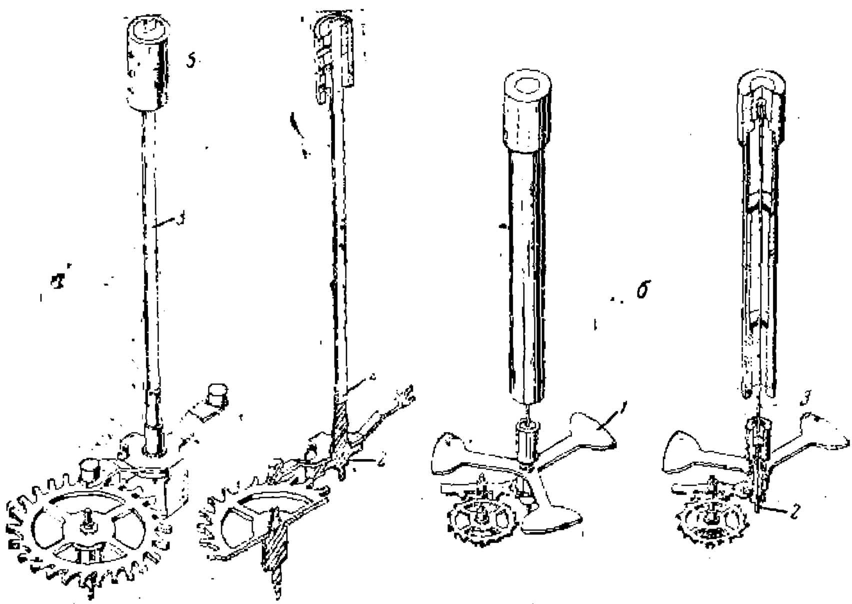
$$\omega=\sqrt{\frac{C}{J}}\sqrt{\varphi_0^2-\varphi^2}.$$

РЕГУЛЯТОР ТРУБОК ДИКСИ

Конструкция регулятора и его работа

Для получения изохронности колебания регулятора и создания регулятора с бо́льшей амплитудой колебания в трубках Дикси, а в последнее время—и в трубке Варо, стали применять вертикально расположенный волосок, работающий на скручивание.

Обычно волосок расположен по геометрической оси трубки, т. е. по оси вращения снаряда. Этим достигается почти полное отсутствие влияния центробежных сил на работу волоска. В отношении влияния



Фиг. 152. Регуляторы трубок.
а–регулятор типа Дикси; б–регулятор трубки Дикси.

центробежных сил вертикальное расположение волоска выгодно отличается от горизонтального.

Регулятор с вертикально расположенным волоском состоит из баланса *1* с грузиками или без грузиков (фиг. 152), оси *2* и волоска *3*.

Волосок имеет прямоугольное сечение. Одним концом он закреплен в верхней цапфе оси баланса, в специальной прорези. Крепление волоска к цапфе производится шпилькой *4*, проходящей через цапфу и волосок. Верхний конец волоска закреплен в регулировочной втулке *5*. Волосок работает на кручение и провертываться не может.

Верхняя цапфа оси баланса покоится в отверстии планки, крепящейся к нижней планке винтами.

Регулирование хода производят изменением длины волоска, перемещая регулировочную втулку *5*.

Для предохранения волоска от изгиба под действием центробежных сил в трубке Дикси, в направляющей втулке, имеются кольца, в которых волосок лежит совершенно свободно.

Упругая нить (волосок) при закручивании баланса создает противодействующий момент, возвращающий баланс в положение равновесия. При закручивании баланса противодействующий момент будет расти линейно с углом закручивания. Если баланс закрутить на некоторый угол и затем предоставить самому себе, он будет совершать колебания вокруг его геометрической оси. Момент, стремящийся повернуть баланс в положение равновесия,

$$M = \frac{GJ_p}{L}\varphi, \tag{243}$$

где $G \approx \frac{3}{8}E$ — модуль скольжения (модуль упругости второго рода);

J_p — полярный момент инерции поперечного сечения волоска;

L — длина волоска;

φ — угол закручивания.

Для круглого сечения

$$J_p = \frac{\pi r^4}{2} = \frac{\pi d^4}{32}; \tag{244}$$

для прямоугольного

$$J'_p = \frac{1}{3}\left(\frac{a}{b} - 0{,}63\right)b^4, \tag{245}$$

где a — бо́льшая сторона сечения.

Формула (245) является более точной по сравнению с обычной:

$$J_p = \frac{ab}{12}(a^2 + b^2).$$

Обычное выражение для полярного момента неприменимо, так как сечение, до деформации плоское и прямоугольное, после деформации будет ограничено кривыми.

Напряжение при кручении распределяется по сечению неравномерно, наибольшие напряжения будут соответствовать серединам сторон прямоугольника, а наименьшие—его углам.

Только в случае круглого сечения можно подставить в формулу (245) непосредственное выражение полярного момента инерции для круга[1].

Выражение $\frac{GJ_p}{L}$ в формуле (243) представляет собой момент при угле закручивания, равном 1 рад.

Обозначим выражение

$$\frac{GJ_p}{L} = C.$$

Тогда

$$M = C\varphi, \tag{246}$$

т. е. возникающий при движении момент пропорционален углу закручивания.

Следовательно, колебания баланса будут изохронными.

[1] Более подробные сведения по данному вопросу можно найти в книгах проф. Иванова «Сопротивление материалов».

Период колебания баланса определится по формуле:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_b}{C}}, \tag{247}$$

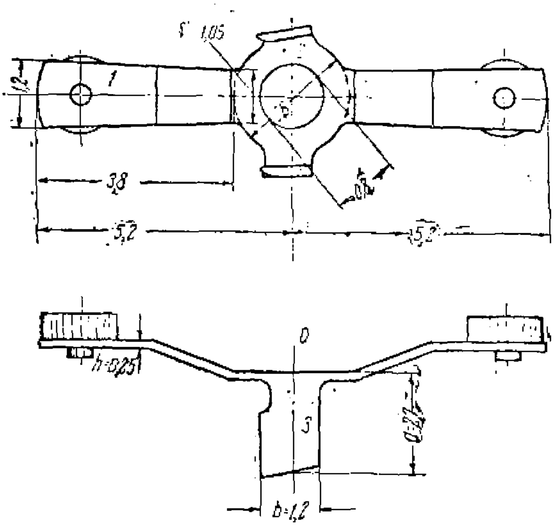
где J_b — момент инерции баланса.

Приведем расчет такого регулятора с вертикальным волоском механической трубки на 60 сек., спроектированной инж. Шигаевым под руководством автора.

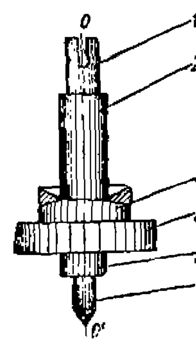
Расчет регулятора с вертикальным волоском

Момент инерции баланса

Период колебания регулятора для механической трубки с вертикальным волоском по передаточному числу колесной системы $T = 0{,}0156$ сек., длина волоска $L = 40$ *мм*, ширина волоска $a = 0{,}753$ *мм*, толщина $b = 0{,}1505$ *мм*; полярный момент



Фиг. 153. Крылья баланса трубки.



Фиг. 154. Ось баланса трубки.

$$J'_p = \frac{1}{3}\left(\frac{a}{b} - 0{,}63\right) b^4 = \frac{1}{3}\left(\frac{0{,}753}{0{,}1505} - 0{,}63\right)(0{,}1505)^4 = 0{,}000756 \text{ мм}^4.$$

Жесткость волоска

$$C = \frac{GJ'_p}{L} = \frac{7500 \cdot 0{,}000756}{40} = 14{,}17 \text{ гмм}.$$

Подставляя все данные в формулу (246), получим:

$$0{,}0156 = 2\pi \sqrt{\frac{J_b}{14{,}17}},$$

откуда

$$J_b = \frac{0{,}011^2 \cdot 14{,}17}{6{,}28^2} = 0{,}0000882 \text{ гмм сек}^2.$$

Момент инерции баланса определим как сумму моментов составляющих баланс элементов (фиг. 153).

Момент инерции оси баланса

Ось разобьем на шесть простых геометрических тел (фиг. 154) и все вычисления моментов инерции оси баланса сведем в табл. 29.

Таблица 29

№ тела	Момент отдельных элементов оси	Момент инерции относительно оси вращения	Формула момента инерции
1	0,000000907	0,0000000261	
2	0,0000010€0	0,0000001166	То же
3	0,000002360	0,0000002640	»
4	0,000000385	0,0000000096	»
5	0,000000136	0,0000000149	»
6	0,000000089	0,0000000002	»
Итого	0,000004931	0,0000004214	

Момент инерции собственно баланса

Момент инерции крыльев баланса. Крыло рассматриваем как тело 7 прямоугольного сечения со сторонами $a = 1,12$ *мм* и $b = 3,8$ *мм*. Для двух крыльев:

$$m = \frac{0,112 \cdot 0,38 \cdot 7,8}{981} = 0,000343 \ г\,сек^2/см;$$

$$J = 2\left[\frac{m}{2}(a^2 + b^2) + mx^2\right] =$$

$$= 2\left[\frac{0,000343}{12}(0,112^2 + 0,38^2) + 0,000343 \cdot 0,33^2\right] =$$

$$= 0,00008526 \ г\,см\,сек^2.$$

Момент инерции тела 2

Момент инерции кольца

$$J = \frac{m}{2}(R^2 + r^2);$$

$$m = \frac{\pi}{2}(D^2 - d^2)\,h\gamma\frac{1}{981} = \frac{3,14}{4}(0,28^2 - 0,08^2) \cdot 0,025 \cdot 7,8\frac{1}{981} =$$

$$= 0,0000110 \ г\,сек^2/см;$$

$$J = \frac{0,0000110}{2}(0,14^2 + 0,04^2) = 0,000000118 \ г\,см\,сек^2.$$

Момент инерции палет

$$J = 2\left[\frac{m}{12}(b^2 + h^2) + mx^2\right] =$$

$$= 2\left[\frac{0,00000589}{12}(0,12^2 + 0,25^2) + 0,00000589 \cdot 0,165^2\right] =$$

$$= 0,000000326 \ г\,см\,сек^2;$$

$$m = \frac{bah\gamma}{981} = \frac{0,12 \cdot 0,247 \cdot 0,025 \cdot 7,8}{981} = 0,00000589 \ г\,сек^2/см.$$

Момент инерции и размеры грузиков. Момент инерции грузиков

$$J_{гр} = J_{бал} - (J_{2\,пал} + J_{2\,кр} + J_{фиг.\,2} + J_{осп});$$

$$J_{гр} = 0{,}0000882 -$$
$$- (0{,}000000326 - 0{,}00008526 + 0{,}000000118 + 0{,}000000421) =$$
$$= 0{,}000002044 \ гсм\,сек^2.$$

Момент инерции грузиков определяем по формуле:

$$J_{гр} = 2\left(\frac{1}{2}mr^2 + mx^2\right),$$

откуда

$$m = \frac{J_{гр}}{2(0{,}5r^2 + x^2)},$$

где m — масса одного грузика;

r — радиус грузика;

x — расстояние от центра тяжести грузика до оси баланса.

Задаваясь диаметром грузика $D = 1$ *мм* и зная, что $x = 4{,}6$ *мм*, найдем массу грузика:

$$m = \frac{0{,}000002044}{2(0{,}5 \cdot 0{,}05^2 + 0{,}46^2)} = 0{,}0000046 \ г\,сек^2/см.$$

Вес грузика

$$g = 981\ m = 0{,}0000046 \cdot 981 = 0{,}0045 \ г.$$

Высота грузика

$$h = \frac{q}{\pi r^2 \gamma} = \frac{0{,}0045}{3{,}14 \cdot 0{,}05^2 \cdot 8{,}3} = 0{,}069 \ см.$$

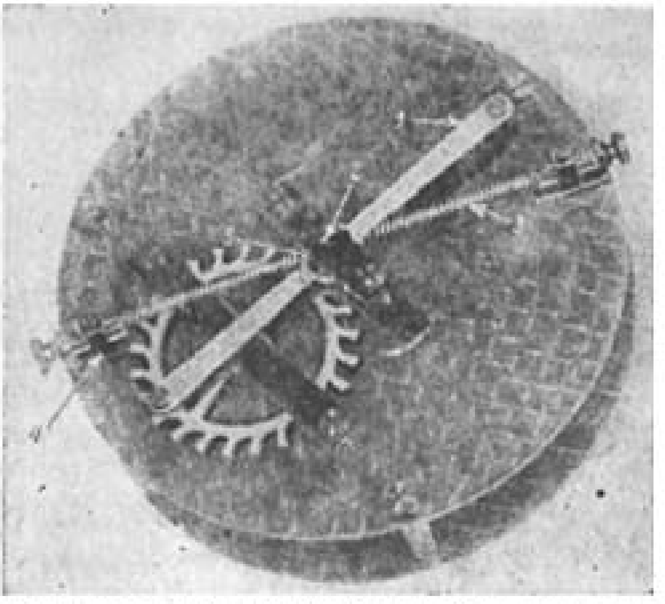
ОСЦИЛЛЯТОР Проф. ЗАВАДСКОГО

Основоположник часового дела в СССР профессор Института точной механики и оптики Н. Т. Завадский предложил в качестве регулятора механической трубки осциллятор своей конструкции (фиг. 155).

Осциллятор состоит из баланса *1*, сидящего на оси *2*, и двух цилиндрических пружин *3*, которые концами прикреплены к штифтам *5* баланса и к передвижным стойкам *4*, служащим для регулирования натяжения пружин.

Если осциллятор вывести из состояния покоя, повернув его на угол φ, он начнет совершать колебания вокруг оси, так как пружины стремятся вернуть его в положение равновесия. Колебания осциллятора, как и в других часовых механизмах трубок, поддерживаются импульсами от анкерного колеса.

Ниже даны теоретические выкладки, которые проф. Завадским взяты за основу при выводе формулы периода колебания осциллятора.



Физическим маятником называется произвольное тело D, которое может вращаться около неподвижного центра O' (ось z, которую предполагаем горизонтальной). Центр тяжести этого тела — точка O, и тело D подвержено лишь действию силы тяжести (фиг. 156). Масса тела M; вес его P; расстояние от оси вращения O' до центра тяжести O равно λ. Отклоним тело от положения равновесия на угол φ и составим уравнение моментов:

$$\frac{d}{dt}(M) = L_z, \qquad (248)$$

где M — момент количества движения тела;

L_z — момент внешних сил, действующих на тело, относительно оси z.

Возьмем из теле D произвольную точку B на расстоянии r от оси вращения. Тогда скорость точки B

$$v = \omega r;$$

количество движения

$$mv = m\omega r;$$

момент количества движения

$$m\omega r r = m\omega r^2;$$

сумма моментов количества движения

$$M = \sum m\omega r^2 = \omega \sum mr^2 = \omega \cdot J_z,$$

где J_z — момент инерции тела относительно оси вращения z.

Далее находим:

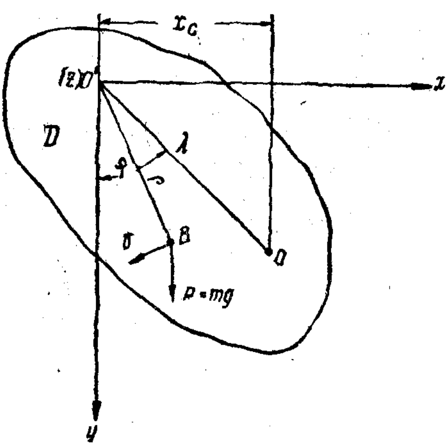
$$\frac{d}{dt}(M) = \frac{d}{dt}(\omega J_z) = J_z \frac{d\omega}{dt} = J_z \frac{d}{dt}\frac{d\varphi}{dt} = J_z \frac{d^2\varphi}{dt}. \qquad (249)$$

Для произвольно выбранной точки B сила тяжести

$$p = mg,$$

где m — масса точки B.

Момент этой силы относительно оси z равен mgx; сумма моментов всех точек тела D относительно оси z



Фиг. 156. Определение периода колебания физического маятника.

$$L_z = -\sum mgx = -g\sum mx. \qquad (250)$$

Пользуясь формулой статики, *произведем преобразование:*

$$x_c = \frac{\Sigma mx}{\Sigma m} = \frac{\Sigma mx}{M};$$

$$\sum mx = x_c M,$$

где x_c — координата центра тяжести всего тела.

Подставив значение $\sum mx$ в формулу (250), имеем:

$$L_z = -gMx_c = -P\lambda \sin\varphi, \qquad (251)$$

так как

$$x_c = \lambda \sin\varphi.$$

Подставив выражения (249) и (251) в формулу (248), находим:

$$J_z \frac{d^2\varphi}{dt^2} + P\lambda \sin\varphi = 0. \qquad (252)$$

Если для малых углов принять $\sin\varphi \approx \varphi$ и положить $\frac{P\lambda}{J_z} = k^2$, то уравнение (252) примет вид:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + k^2\varphi = 0. \qquad (253)$$

Общий интеграл выражения (253) равен

$$\varphi = A \sin(kt + \beta), \qquad (254)$$

где k — частота колебания тела.

Период колебания тела

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{J_z}{P\lambda}}. \qquad (255)$$

Период колебания T получен из предположения, что $\sin\varphi = \varphi$. Если же в уравнении (252) оставить $\sin\varphi$, то формула периода принимает вид:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_z}{P\lambda}} \left(1 + \frac{\varphi_0^2}{16}\right), \tag{256}$$

где φ_0 — амплитуда колебания баланса.

Формула (256) приведена без доказательства, чтобы не загромождать общих выкладок материалами, которые прямого интереса для данного случая не представляют[1].

Из формул (252) и (256) видно, что период колебания физического маятника зависит от амплитуды φ_0 — угла отклонения маятника, т. е. колебания маятника неизохронны.

Изохронизация колебаний физического маятника при помощи добавочной пружины

К маятнику на расстоянии $b = \overline{OA}$ прикреплена пружина, длина которой в свободном состоянии $C = \overline{AB}$ (фиг. 157).

При отклонении маятника на угол φ появляется добавочный момент от пружины (кроме момента и силы тяжести), который будет зависеть от угла φ.

Обозначим добавочный момент через M. Уравнение (252) примет вид:

$$J_z \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -P\lambda \sin\varphi - M. \tag{257}$$

Разложив в ряд $\sin\varphi$ и отбросив члены выше φ^3, получим:

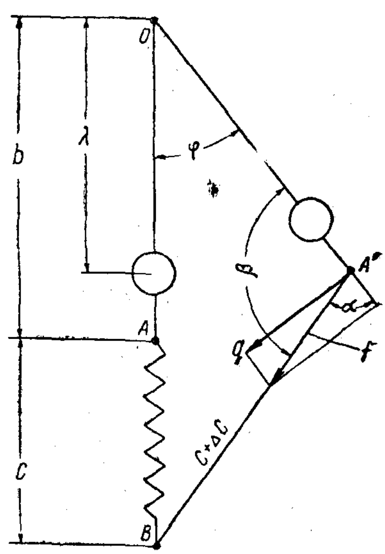
$$J_z \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -P\lambda\left(\varphi - \frac{\varphi^3}{6}\right) - M. \tag{258}$$

Определим добавочный момент который равен

$$M = qb.$$

Сила

$$q = f\sin\alpha,$$



Фиг. 157.

где f — сила натяжения пружины, соответствующая длине пружины $C + \Delta C$; ΔC — приращение длины пружины.

[illegible]

$$M = bf\sin\alpha. \tag{259}$$

---

[1] Подробный вывод формулы (256) можно найти в учебнике механики Лойцянского и Лурье.

Обозначим через ε усилие, которое необходимо приложить к пружине, чтобы растянуть ее вдвое.

Если натяжение p пружины соответствует длине пружины C, то $p+\Delta p$ будет соответствовать длине пружины $C+\Delta C$; напряжению Δp соответствует длина ΔC.

Можно составить пропорцию

$$\Delta p : \varepsilon = \Delta C : C;$$

откуда

$$\Delta p = \varepsilon \frac{\Delta C}{C},$$

или

$$f = p + \Delta p = p + \varepsilon \frac{\Delta C}{C}. \qquad (260)$$

Подставив значение f из формулы (260) в уравнение (259), имеем:

$$M = b\left(p + \varepsilon \frac{\Delta C}{C}\right)\sin\alpha. \qquad (261)$$

Из фиг. 157 видно, что

$$\frac{\sin\beta}{\sin\varphi} = \frac{b+C}{C+\Delta C},$$

или

$$\sin\beta = \frac{b+C}{C+\Delta C}\sin\varphi.$$

Преобразуем выражение $\frac{b+C}{C+\Delta C}$:

$$\frac{b+C}{C+\Delta C} = \frac{b+C}{C\left(1+\frac{\Delta C}{C}\right)} = \frac{b+C}{C}\left(1+\frac{\Delta C}{C}\right)^{-1} \approx \frac{b+C}{C}\left(1-\frac{\Delta C}{C}\right).$$

Сделав подстановку в выражение $\sin\beta$ и разложив $\sin\varphi$ в ряд, получим:

$$\sin\beta = \frac{b+C}{C}\left(1-\frac{\Delta C}{C}\right)\left(\varphi - \frac{\varphi^3}{6}\right) = \sin\alpha;$$

$\sin\alpha$ равен $\sin\beta$, как дополнительный до 180°. Поэтому уравнение (261) можно переписать в следующем виде:

$$M = b\left(p+\varepsilon\frac{\Delta C}{C}\right)\frac{b+C}{C}\left(1-\frac{\Delta C}{C}\right)\left(\varphi-\frac{\varphi^3}{6}\right).$$

Перемножив $\left(p+\varepsilon\frac{\Delta C}{C}\right)\left(1-\frac{\Delta C}{C}\right)$ и отбросив члены с $(\Delta C)^2$ ввиду их малой величины, получим:

$$M = \frac{b(b+C)}{C}\left(p+\varepsilon\frac{\Delta C}{C} - p\frac{\Delta C}{C}\right)\left(\varphi-\frac{\varphi^3}{6}\right). \qquad (262)$$

Раскроем скобки и отбросим члены, содержащие φ выше третьей степени:

$$M = \frac{b(b+C)}{C}\left[p\varphi + \varepsilon\frac{\Delta C}{C} - p\frac{b(b+C)}{2C^2}\varphi^3 - p\frac{\varphi^3}{6}\right];$$

$$M = \frac{b(b+C)}{C}\left\{p\varphi + \left[\varepsilon\frac{b(b+C)}{2C^2} - p\frac{b(b+C)}{2C^2} - \frac{p}{6}\right]\varphi^3\right\};$$

$$M = \frac{b(b+C)}{C}\left\{p\varphi + [3\varepsilon b(b+C) - 3pb(b+C) - C^2p]\frac{\varphi^3}{6C^2}\right\}. \qquad (263)$$

Период колебания осциллятора

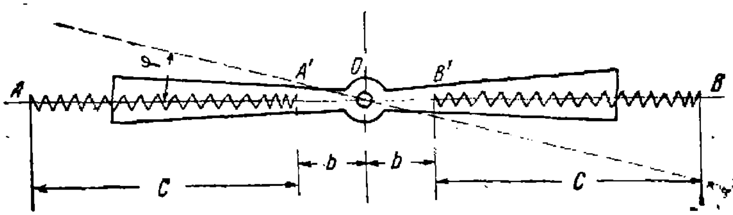
Как видно из фиг. 158, баланс имеет две цилиндрические пружины, концы которых прикреплены к штифтам A' и B' баланса и к неподвижным стойкам A и B.

Центр вращения баланса в точке O; точка O является также центром тяжести баланса; b — расстояние от оси вращения до места крепления пружины; C — длина пружины; φ — угол отклонения баланса.

После подстановки значения M уравнение (257) принимает вид:

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2}=-P\lambda\varphi+P\lambda\frac{\varphi^3}{6}-\frac{b(b+C)}{C}p\varphi-$$
$$-\frac{b(b+C)}{C}[3\varepsilon b(b+C)-3pb(b+C)-C^2p]\frac{\varphi^3}{6C^2}. \qquad (264)$$

Если приравнять в членах уравнения (264) коэфициенты с разными знаками, содержащие φ^3, то они сократятся, и в пра-



Фиг. 158.

вой части уравнения (264) останутся только члены с φ в первой степени, т. е. уравнение (265) указывает на изохронность колебания.

Приравнивая коэфициенты в членах с φ, имеем:

$$\frac{P\lambda}{6}=\frac{b(b+C)}{6C_2}[3\varepsilon b(b+C)-3pb(b+C)-C^2p],$$
$$P\lambda=\frac{b(b+C)}{C^3}[3\varepsilon b(b+C)-3pb(b+C)-C^2p]; \qquad (265)$$

Обычно пружину в маятнике крепят к оси, проходящей через центр тяжести всего маятника, и пружину берут длиной

$$C=b=\lambda.$$

В этом случае уравнение (265) принимает вид:

$$P\lambda=\frac{2\lambda^2}{\lambda^3}(3\varepsilon\lambda 2\lambda-3p2\lambda^2-\lambda^2p);$$
$$P=12\varepsilon-14p. \qquad (266)$$

Если прикрепить пружину без предварительного натяга в том положении, когда маятник проходит положение равновесия, или дать предварительный натяг настолько незначительным, что можно положить $p=0$, то

$$P=12\varepsilon;$$
$$\varepsilon=\frac{P}{12}. \qquad (267)$$

При условии $C=b=\lambda$ получим изохронность колебания при пружине, у которой ε равно $^1/_{12}$ веса маятника.

Сохраняя прежние обозначения и имея в виду, что момент силы тяжести рассматриваемой системы равен нулю, получим уравнение вращения осциллятора в общем виде:

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2}=-\frac{2b(b+C)}{C}\left\{p\varphi+[3\varepsilon b(b+C)+3pb(b+C)-C^2p]\frac{\varphi^3}{6C^2}\right\}. \quad (268)$$

Приравнивая коэфициент при φ^3 нулю и определяя коэфициенты b и C из отношения

$$\frac{\varepsilon-p}{p}=\frac{C^2}{3b(b+C)},$$

приведем уравнение (268) к виду:

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2}=-\frac{2b(b+C)}{C}p\varphi,$$

или

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2}+\frac{2bp(b+C)}{C}\varphi=0;$$

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}+k^2\varphi=0, \quad (269)$$

где

$$k^2=\frac{2bp(b+C)}{JC}.$$

Период колебания осциллятора будет:

$$T=\frac{2\pi}{k}=2\pi\sqrt{\frac{JC}{2bp(b+C)}}. \quad (270)$$

Если b по сравнению с C очень мало и можно принять $b^2=0$, то выражение для T принимает вид:

$$T=2\pi\sqrt{\frac{J}{2pb}}. \quad (271)$$

ВЫВОДЫ

Регуляторы, применяемые в дистанционных механических трубках, по принципу устройства можно подразделить на следующие типы:

1. Регуляторы типа Тиль-Круппа и Юнганса, у которых якорь и баланс сидят жестко на одной оси, причем волосок баланса расположен перпендикулярно к оси вращения баланса. Волосок—стержневого типа, прямоугольного сечения, работает на изгиб.

Амплитуда колебания баланса мала; период колебания баланса зависит от величины амплитуды, т. е. колебания баланса неизохронны.

Как показали опыты, произведенные на полигоне, при 30 000 об/мин. снаряда механическая трубка прекращает работать.

2. Регуляторы типа Варо, у которых баланс и якорь сидят на одной оси, но волосок смонтирован отдельно в виде спи-

ральной пружины. Баланс с волоском связан посредством конических колес.

Амплитуда колебания баланса до 270°. Колебания баланса благодаря принятой конструкции волоска изохронные.

Опыты на полигоне показали, что трубки Варо дают бо́льшее рассеивание, чем трубки Тиль-Круппа,

3. Регулятор, применяемый в трубке Дикси. Баланс связан с вертикально расположенным волоском круглого или прямоугольного сечения, который расположен по оси вращения снаряда и работает на кручение. Влияние центробежной силы на волосок почти отсутствует, устройство втулок-направляющих предохраняет волосок от скольжения.

Колебания баланса изохронны. Регулировку периода можно производить изменением длины волоска скользящей втулкой.

В последнее время фирма Варо стала также применять в трубках вертикальный волосок.

4. Если продолжительность действия часового механизма взрывателя мала и не требуется строгой точности во времени, то применение регулятора без возвращающей силы следует предпочитать.

Такой регулятор типа головного взрывателя Таваро находит применение и, надо полагать, будет все больше и больше применяться во взрывателях с дальним взведением и с замедлением.

Отсутствие волоска делает регулятор Таваро конструктивно простым и удобным для пользования.

ГЛАВА V

КОНСТРУКЦИИ И РАБОТА МЕХАНИЧЕСКИХ ТРУБОК

ТРУБКА ТИЛЬ-КРУППА

Конструкция трубки

Механическая дистанционная трубка Тиль-Круппа применяется, главным образом, при зенитной стрельбе из 76,2-*мм* и 100-*мм* зенитных пушек.

Действие трубки основано на механическом (часовом) принципе. Для сообщения движения механизмам применяется плоская спиральная пружина.

Время работы трубки начинается в момент выстрела и заканчивается разрывом у цели на заданной дистанции. Трубка может устанавливаться на время до 30 сек. и дает возможность вести стрельбу по зенитным целям на высоту до 10 *км*.

Все механизмы трубки заключены в корпусе *1* (фиг. 159), балистическом колпаке *2* и соединительной гайке *3*, которая при помощи резьбы соединяет корпус с балистическим колпаком.

Трубка по принятой заводом терминологии имеет следующие отдельные механизмы:

1) установочный;

2) часовой, состоящий из а) двигателя, б) передаточной части, в) регулятора;

3) пусковой;

4) спусковой.

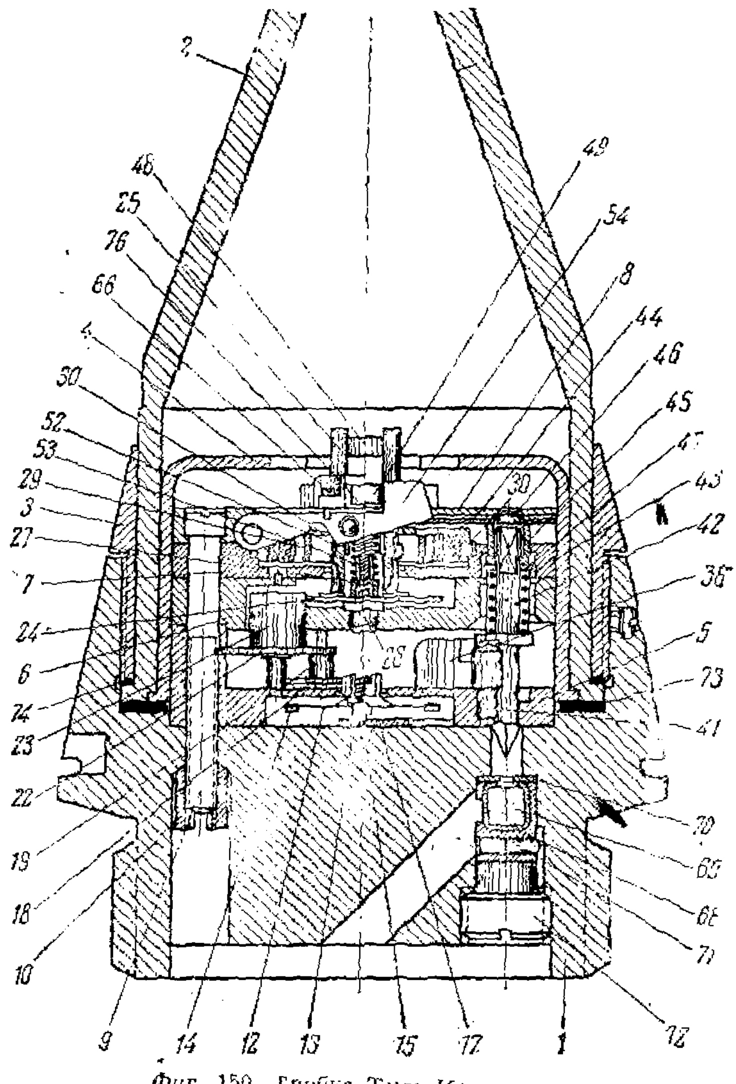
Примечание. Проф. М. В. Васильев применяет другую терминологию: движущий, установочный и дистанционный механизмы; причем к первому относятся регулятор хода и пуск в ход (предохранительный механизм), к последнему—предохранитель механизма.

Установочный механизм

Принцип устройства установочного механизма основан на перемещении балистического колпака *2* относительно соединительной гайки *3* (фиг. 159 и 160).

В корпусе *1* закреплен часовой механизм при помощи трех крепительных винтов *9*. На верхней части механизма находится стрела *49*, надетая основанием *48* на центральную ось *25*, которая выступает из механизма выше планки *8*.

Стрела имеет фигурную форму с продолговатым носиком соответственно прорези в установочном колпаке 4. Колпак 4 скреплен с балистическим колпаком 2 посредством лапок, расположенных на нижнем торце колпака 4, по его периферии. Лапки предназна-

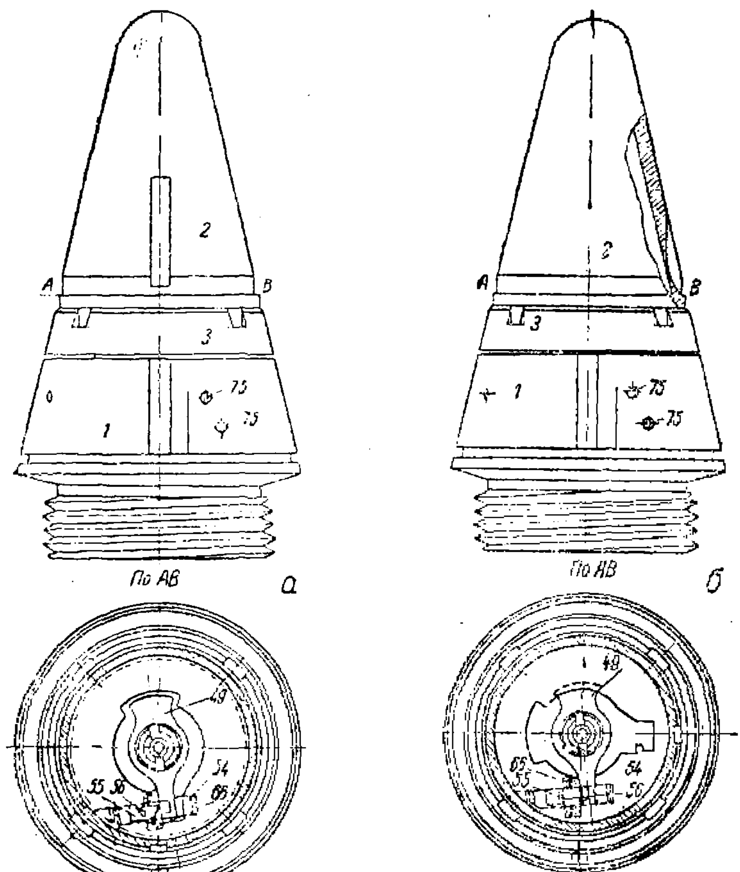


Фиг. 159. Трубка Тиль-Круппа.

чены для того, чтобы устранить провертывание установочного колпака 4 относительно балистического 2, в котором для лапок имеются специально профрезерованные пазы. По этим пазам для более прочного соединения производится кернение лапок.

Следовательно, установочный колпак 4 прочно скреплен с балистическим колпаком 2 и при провертывании колпака 2 происходит относительное смещение фигурной прорези колпака *4* относительно стрелы *49*.

Установочный колпак *4* при помощи соединительной гайки *3* скрепляется с корпусом *1* так, что его можно легко повертывать с помощью ключа; при хранении и перевозке колпак не должен сбиваться. Для этой цели между установочным колпаком *2* и соединительной гайкой *3* проложено гофрированное кольцо *73*.



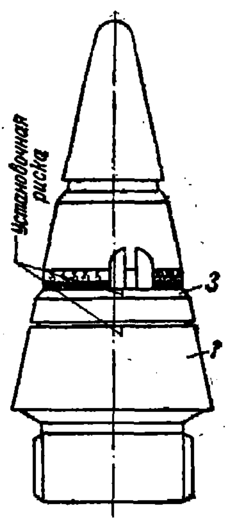
Фиг. 160. Установочный механизм трубки Тиль-Круппа.
а—установка на 20 сек.; *б*—установка на нуль.

Для большей точности отсчета делений на корпусе *1* наносится установочная риска (фиг. 161), которая переносится на соединительную гайку *3*.

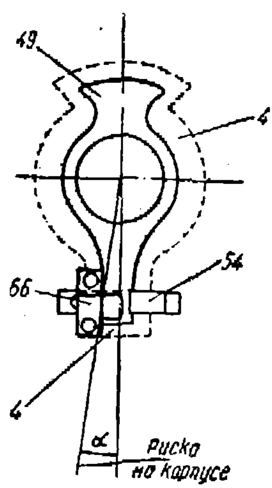
Перенос риски производится на собранной уже трубке, когда гайка *3* прочно завернута на корпус *1*. Нанесение риски на корпус производится следующим образом. В корпусе *1* с собранным в нем часовым механизмом устанавливается стрела так, что одна ее сторона вплотную прижимается к пусковой собачке *54*, и специальным прибором наносится риска на корпус под определенным углом α к оси симметрии стрелы (фиг. 162). Риска делается так, чтобы она проходила через центральную ось трубки и через срез носика установочного колпака *4*, с которого происходит соскакивание стрелы при работе.

В собранном механизме стрела *49* располагается так, чтобы при накрытии колпаком *4* и установке его в нулевое положение происходил сразу спуск ударника, если этому не мешает носик-ограничитель *66*.

С завода трубка выпускается с установкой на нуль, при этом ребро стрелы *49* совпадает со скосом носика *4*. Во время выстрела после оседания пусковой собачки *54* стрела, вращаясь, минует прорезь колпака (ей не дает проскочить носик-ограничитель *66*), и



Фиг. 161. Установочная риска на трубке Тиль-Круппа.



Фиг. 162.

трубка дает отказ,—носик освободит стрелу только через 0,8 сек, когда снаряд будет примерно в полкилометре от орудия.

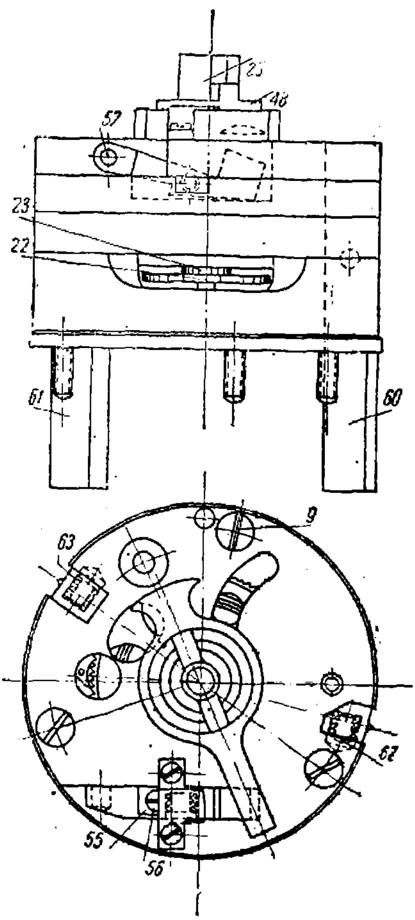
Шкала на балистическом колпаке начинается от носика *4*.

Для предотвращения провертывания колпака при выстреле под влиянием силы инерции от касательного ускорения устроено предохранительное приспособление в виде двух ножей *60* и *61* (фиг. 163), которые при выстреле под влиянием силы инерции от линейного ускорения оседают вниз, врезаются в тело установочного колпака *4* и предотвращают провертывание деталей *2* и *4*.

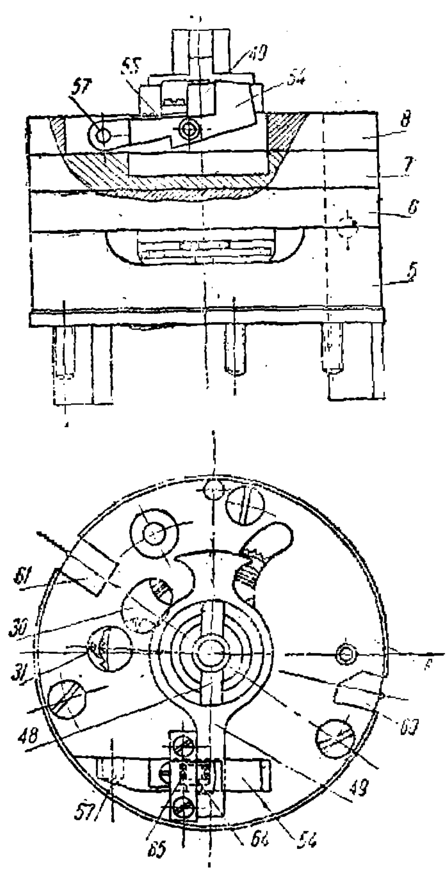
Между корпусом *1* и колпаком *4* (фиг. 159) прокладываются бумажные и клеенчатые кружки, назначение которых—создать соответствующий зазор около 0,3 *мм* между носиком *66* и плоскостью установочного колпака *4*. Зазор этот нужен для того, чтобы при установке (или вращении) колпака *4* (фиг. 163) носик *66* не касался торца колпака. В противном случае колпак может так зажать носик *66*, что стрела *49* не выйдет из-под него и трубка откажет в работе. В то же время клеенчатый кружок предохраняет механизм от попадания влаги.

Пусковой механизм

Пусковой механизм (фиг. 159, 163, 164) состоит из пусковой собачки *54*, надетой на ось *57*, запрессованную в планку *8*. Собачка *54* имеет на верхнем приливе уступ, которым она удерживается от оседания вниз стрелой *49* и пружиной *76*, которая упирается



Фиг. 163. Пусковой механизм трубки Тиль-Круппа после выстрела.

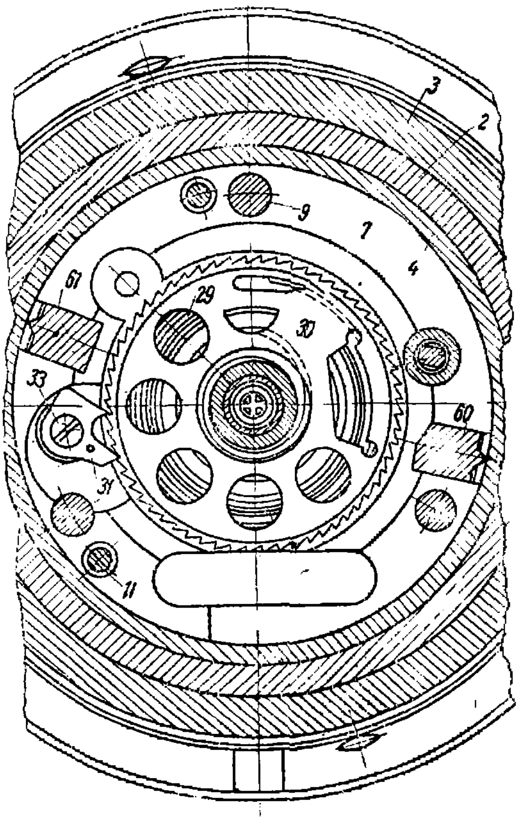


Фиг. 164. Пусковой механизм трубки Тиль-Круппа до выстрела.

в стрелу *49* с противоположной стороны. Стрела *49* нажимает на пусковую собачку *54* под действием заводной пружины *29*.

В момент выстрела от осевой силы инерции пусковая собачка *54* сдвигает стрелу *49* назад, сгибает пружину *76* и, освобождаясь от стрелы *49*, оседает вниз. Сбоку пусковой собачки *54* имеется стопор *64* с пружиной *65*, который после оседания пусковой собачки *54* попадает в гнездо между планками *7* и *8* и удерживает пусковую собачку *54* в нижнем положении. Стрела *49* получает возможность вращаться под действием заводной спиральной пружины, т. е. механизм начинает работать.

В момент выстрела вследствие осевой силы инерции стальные ножи *60* и *61* оседают, сжимая стопоры *62*, и лезвиями врезаются в стенки установочного колпака *4*, фиксируя установку трубки. Стопоры *62* заскакивают в гнезда между планками и препятствуют отражению ножей вверх.



Фиг. 165. Разрез трубки Тиль-Круппа. Движущий механизм.

Часовой механизм

Движущая часть. Движущая часть состоит из барабана *30* и заводной пружины *29*, смонтированной между двумя планками *7* и *8*. Барабан *30* имеет по окружности зубья наподобие храпового колеса для зацепления с собачкой *31*, укрепленной на планке *7* винтом *33* (фиг. 165 и 170).

Винт *33* является в то же время и осью вращения собачки *31*. Собачка имеет два зуба, входящие в зубья храпового колеса барабана *30*, и прижимается к ним пружиной, работающей на скручивание.

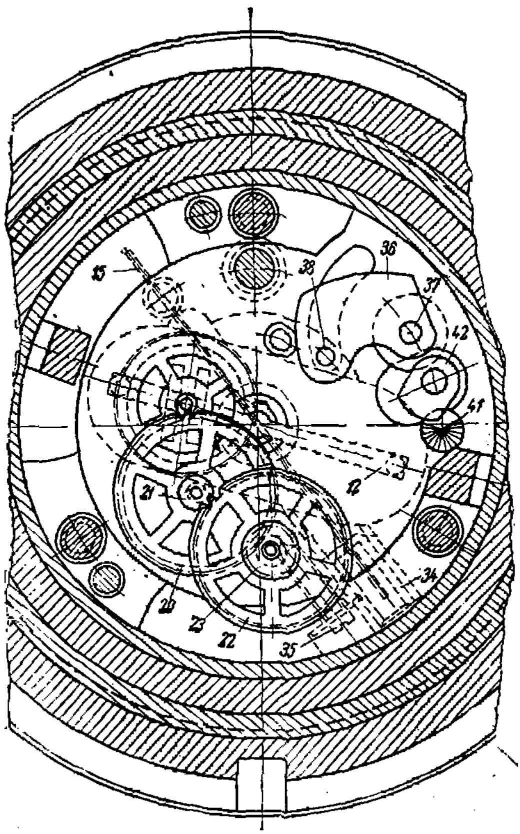
Один конец пружины собачки входит в отверстие планки *7*, другой— в отверстие собачки *31*.

Заводная пружина *29* укреплена одним концом в барабане, другим—на центральной оси *25*. Концы пружины отожжены и закреплены свободно, что удобно для сборки и разборки. Один конец пружины имеет форму крючка и входит в специальный паз барабана, другой имеет окно прямоугольного сечения, которым надевается на фрезерованный крючок центральной оси.

Пружина заводится при сборке трубки вращением барабана *30* зубчатым ключом, входящим зубьями в зубья храпового колеса барабана. Хранение трубки с заведенной пружиной является ее недостатком, так как при долгом хранении упругость пружины меняется, что влияет на точность работы трубки. Заводной ключ вставляется через специальное окно планки *8*, после того как собран механизм и прикреплен к корпусу *1* тремя крепежными болтами *9*.

Вращение барабана в обратном направлении предотвращается собачкой *31*, упирающейся в расточку в стенке планки *7*.

После полного завода пружина отпускается обратно на 2—3 зуба собачки, чем предупреждается перенапряжение пружины.



Фиг. 166. Разрез трубки Тиль-Круппа. Передаточный механизм.

П е р е д а ч а. Передаточный механизм состоит из системы колес и трибов, назначение которых— передавать движение от двигателя к регулятору (фиг. 159, 166 и 170).

На центральной оси *25* (фиг. 163), проходящей через отверстие планки *7* и вращающейся на подпятнике *28*, на трех заклепках посажено центральное колесо *24*. С центральным колесом *24* сцепляется триб *23* на одной оси с промежуточным колесом *22*. Колесо *22* сцеплено с трибом *21*, на оси которого закреплено промежуточное колесо *20*.

Колесо *20* сцеплено с трибом *19* ходового колеса *18*. Ходовое колесо входит в контакт с палетами баланса *12*. Таким образом ходовое (анкерное) колесо *18* получает движение от ведущей оси *25* через систему колес и трибов по следующей схеме:

24 — 23
|
22 — 21
|
20 — 19
|
ходовое колесо *18*.

Необходимая глубина зацепления зубьев ходового колеса с палетами баланса достигается сгибанием спицы в планке *5*, в которой сидит ось триба *19* и ходового колеса.

Х о д и р е г у л я т о р. При помощи плавного непрерывного движения с помощью заводной пружины нельзя получить точности, которая достигается при прерывистом движении колес в сочетании с регулятором, совершающим колебательное движение.

Движение осей часового механизма вращательное, а движение регулятора колебательное, поэтому жесткой кинематической связи между ними сделать нельзя. Между регулятором и последней наиболее быстро вращающейся осью вводится промежуточный механизм—ход, который периодически сообщает балансу-регулятору импульсы для поддержания амплитуды колебания, так как изолированный регулятор должен колебаться по закону затухающих колебаний, амплитуда колебаний должна постепенно уменьшаться и в конце концов регулятор остановится.

Ход трубки Тиль-Круппа состоит из анкерного колеса *18* с 25 зубьями, посаженного на одну ось с трибом *19*. К ходу относятся и палеты, изготовленные за одно целое с балансом *12*.

Ход трубки Тиль-Круппа приближается к штифтовому ходу. Импульс происходит почти исключительно по зубу. Главное достоинство этого хода заключается, во-первых, в легкости, которую можно придать отдельным частям хода (это особенно важно, чтобы избежать остановки на покое), и, во-вторых, в простоте изготовления.

Регулирующая часть состоит из баланса *12* (фиг. 159 и 166), грузиков *14*, волоска *15* и ползунков регулятора *34*. Баланс закреплен на оси *13*, которая одной цапфой входит в отверстие пяты баланса *17*, а другой—в отверстие планки *5*. Баланс имеет два крыла, по концам которых приклепаны два грузика *14*; крылья колеблются в специальной выточке планки *5*. В оси баланса *13* сделано отверстие, в которое проходит волосок *15*, заштифтованный в оси *13* шпилькой.

Волосок одним концом проходит в прорезь планки *5*, а другим—в специальную прорезь ползунка регулятора *34*.

При вращении винта *35*, головка которого входит в боковую выточку ползунка *34*, ползунок передвигается и изменяет рабочую длину волоска *15*, изменяя его упругость, а следовательно, и период колебания баланса. Для ползунка *34* в планке *5* профрезерован паз в виде ласточкина хвоста, а для винта *35* просверлено и нарезано отверстие, по которому перемещается винт *35* при регулировке механизма.

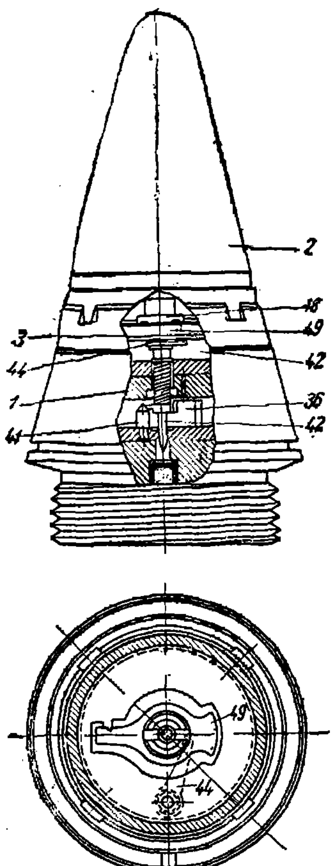
Ползунком *34* можно производить регулировку на время действия ± 1 сек.; при регулировке в более широких пределах приходится менять грузики *14*.

Спусковой механизм

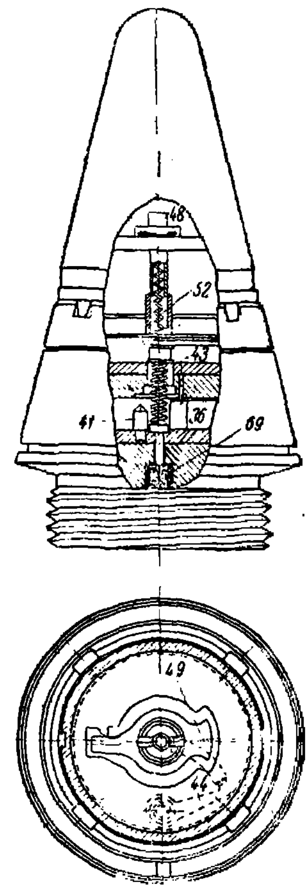
Стрела *49* (фиг. 159 и 167—170), освободившись от пусковой собачки *54*, под действием пружины *29* начнет поворачиваться под латунным носиком-ограничителем *66*; пройдя его, соскочит на донышко колпака *4* под действием пружины *52* и будет двигаться по донышку колпака *4*.

После выстрела центробежная сила отводит предохранитель *39*, закручивая его пружину. Предохранитель, отведенный в сторону (к периферии), освобождает ударник *42*, который теперь удерживается на конусе *41* и сабле *44*. Сабля *44* носиком лежит под горловиной основания стрелы *48* и не дает ударнику повернуться и соскочить с конуса. У цели стрела *49* подходит к прорези и находится на ее сходе. Как только стрела сойдет со схода под действием пружины *52*, она устремляется в балистический колпак *2* и освобождает носик сабли *44*.

Освободившись от стрелы *49*, сабля *44* повертывается пружиной *43*, действующей на конус *41* через ударник *42*.



Фиг. 167. Спусковой механизм трубки Тиль-Круппа на полете.



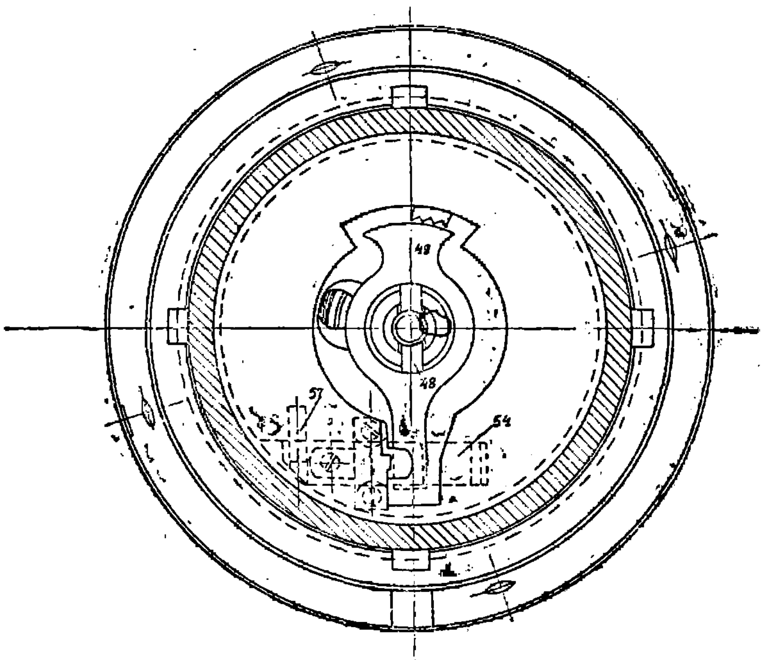
Фиг. 168. Спусковой механизм трубки Тиль-Круппа у цели.

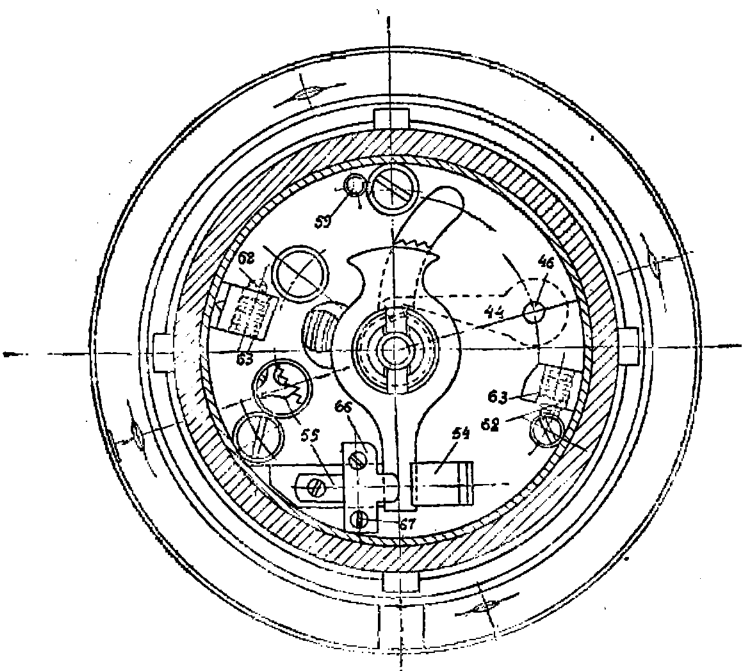
Повернувшись, ударник *42* сходит с конуса *41* и под действием пружины *43* накалывает капсюль-воспламенитель *69* в хвостовой части корпуса *1* трубки; капсюль воспламеняется и дает луч огня по косому каналу корпуса к пороховой петарде.

Работа трубки

Перед выстрелом

Поворотом балистического колпака *2*, скрепленного с колпаком *4*, устанавливают трубку на определенное время действия в зависимости от дистанции.

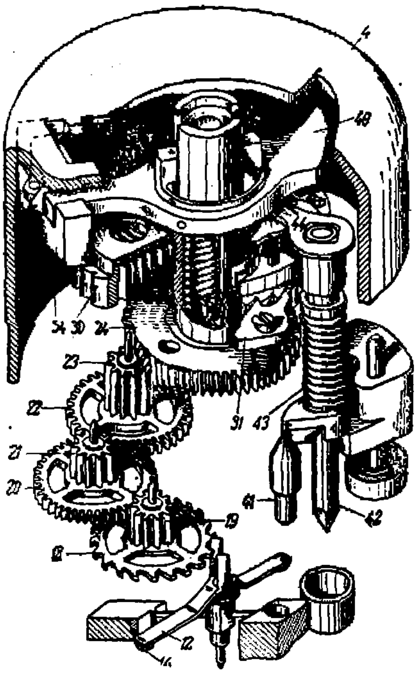




Фиг. 189. Спусковой механизм трубки Тиль-Круппа.

Установка трубки на время действия производится смещением фигурной прорези колпака *4* относительно стрелы *49*. При выстреле и на полете снаряда установка фиксируется опустившимися в момент выстрела ножами *60* и *61*, которые врезаются в тело колпака *4* и предохраняют его от провертывания.

Преимущество установочного механизма Тиль-Круппа в том, что при установке балистический колпак *2* можно вращать в любую сторону, тогда как, например, в трубке Варо установку можно производить вращением колпака только по часовой стрелке. Вместе с тем преимущество трубки Варо состоит в том, что при установке на время действия одновременно заводится и пружина, чего нет в трубке Тиль-Круппа.



Фиг. 170. Кинематическая схема трубки Тиль-Круппа.

В момент выстрела

Под действием сил инерции от линейного ускорения пусковая собачка *54* утопает в отверстии планки и освобождает стрелу *49*. Стрела *49* теперь может вращаться под действием заводной пружины, т. е. часовой механизм начинает работать.

Ходовое колесо *18*, давящее одним зубом на плоскость импульса палеты, под действием заводной пружины повернется на оси, сообщая импульс балансу *12*. Баланс отклонится на определенный угол, изгибая волосок *15*. Как только зуб колеса *18* сойдет с первой палеты, волосок возвратит баланс в первоначальное положение, и зуб колеса *18* упадет на плоскость покоя второй палеты. Дальше зуб колеса *18* скользит по плоскости импульса второй палеты, отклоняя баланс и изгибая волосок в другую сторону до тех пор, пока зуб не сойдет со второй палеты. После этого волосок опять возвратит баланс в первоначальное положение, и на плоскость покоя первой палеты упадет второй зуб колеса. Затем цикл повторяется.

Центральная ось *25* через комбинацию колес и трибов (передаточный механизм) под действием заводной пружины во все время полета снаряда делает через равные промежутки времени (0,5 периода колебания баланса) повороты на небольшой угол. Получается прерывистое равномерное вращение центральной оси.

Баланс делает 260 колебаний в секунду.

Для облегчения хода, особенно в начале работы, плоскости импульса палеты закруглены так, что закругление захватывает почти целиком плоскости покоя.

Стрела *49* после начала работы механизма движется сначала по носику-ограничителю, а затем сходит с него и движется по установочному колпаку *4* до прорези, установленной на соответствующее время.

Стрела движется в направлении, противоположном движению часовой стрелки. Чтобы иметь равномерное движение, во время схода с носика прорези колпака *4* стрела все время поджимается в направлении, обратном ее движению, пружиной *52*, которая при сборке заводится на четверть-половину оборота; для этого концы ее вставляются в специальные крестовины, запрессованные в основание стрелы и оси *25*.

На полете

Часовой механизм продолжает работу так, как указано выше. После установленного времени стрела, двигаясь по донышку установочного колпака *4*, дойдет до носика его прорези и под действием пружины *52* проскакивает через прорезь в балистический колпак *2* и освобождает носик сабли *44*. Сабля под действием центробежной силы и пружины *43* поворачивается вместе с ударником *42*.

Под действием пружины *43* ударник *42* соскакивает с конуса *41* и накалывает капсюль *69*, капсюль воспламеняется и дает луч огня по наклонному каналу корпуса *1* к центральному каналу шрапнели.

Сборка трубки

Сборка трубки начинается со сборки ангренажа (фиг. 171).

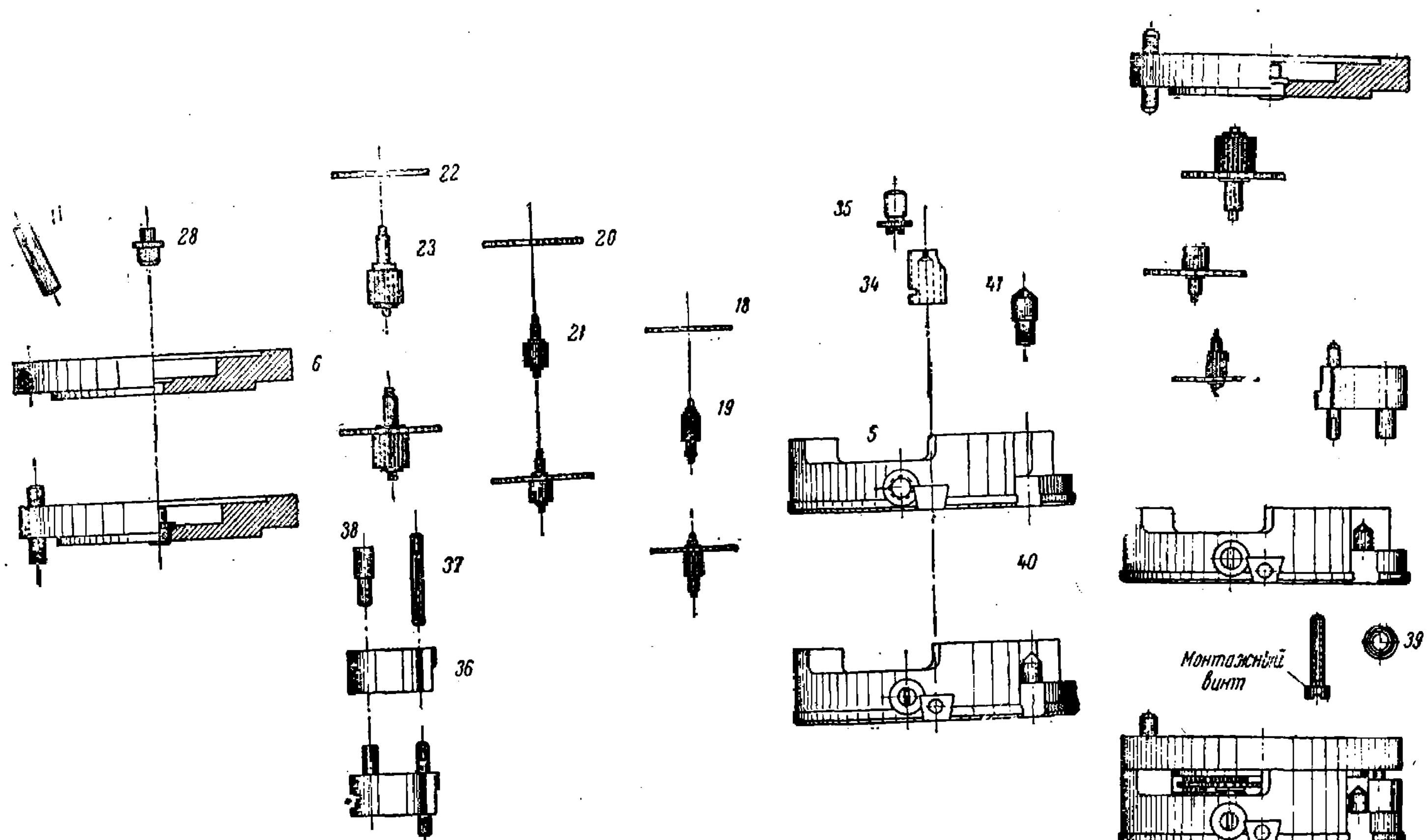
Узел первой планки (состоящий из планки *5*, ползунка *34*, его винта *35*, опорного конуса ударника *41* и штифта пружины центробежного предохранителя *40*) кладется на стол буртиком вниз. Сверху в гнезда трибом вверх устанавливаются узел ходового (анкерного) колеса (состоящий из колеса *18* и триба *19*), узел 1-го промежуточного колеса (состоящий из колеса *20* и триба *21*) и узел 2-го промежуточного колеса (состоящий из колеса *22* и триба *23*).

Затем устанавливается узел центробежного предохранителя-ударника, состоящий из предохранителя *36*, оси *37* и ограничителя поворота предохранителя *38*.

После этого осторожно устанавливается на узле первой планки узел второй планки, состоящий из планки *6*, штифта *11* и подпятника триба центрального колеса *28*. После проверки совпадения цапф трибов колес и оси центробежного предохранителя с отверстиями во второй планке узел второй планки слегка осаживается.

Снизу первой планки, т. е. со стороны буртика, весь ангренаж скрепляется монтажным винтом, и на место ставится пружина *39* оси центробежного предохранителя.

Сборка заканчивается проверкой установки колес и центробежного предохранителя.



Фиг. 171. Схема сборки ангренажа трубки Тиль-Круппа.

За сборкой ангренажа производится сборка хода (фиг. 172). Ангренаж ставят буртиком первой планки вверх. В гнездо вкладывается узел баланса так, чтобы его волосок *15* попал в прорези ползунка *34* и первой планки.

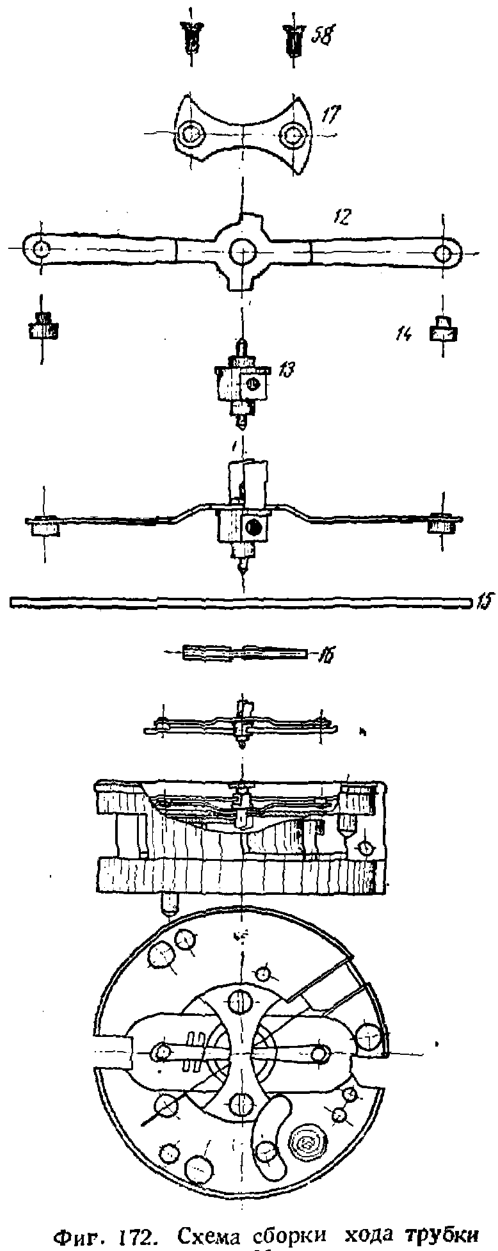
Узел баланса состоит из собственно баланса *12*, грузиков *14*, оси *13*, волоска *15* и шпильки для заштифтовки волоска *16*. Сверху узел баланса накрывается пятой баланса *17* и закрепляется двумя винтами *58*.

За сборкой хода следует сборка движущего и пускового механизмов (фиг. 173 и 174).

Собранный комплект двух планок устанавливается буртиком первой планки вниз. Узел центрального колеса, состоящий из собственно колеса *24*, оси центробежного колеса *25*, заклепок *26* и триба *27* центрального колеса, ставится в выточку второй планки *6* (фиг. 171) на подпятник *28*. После этого вставляется ударник *42* жалом вниз, на него надевается пружина *43*, на пружину кладется шайба *47* и надевается узел третьей планки.

Для удобства сборки шайбу вкладывают в гнездо третьей планки. Затем, наклонив комплект собранных планок, осторожно соединяют планки между собой, давая выход концу ударника под втулку сабли в третьей планке.

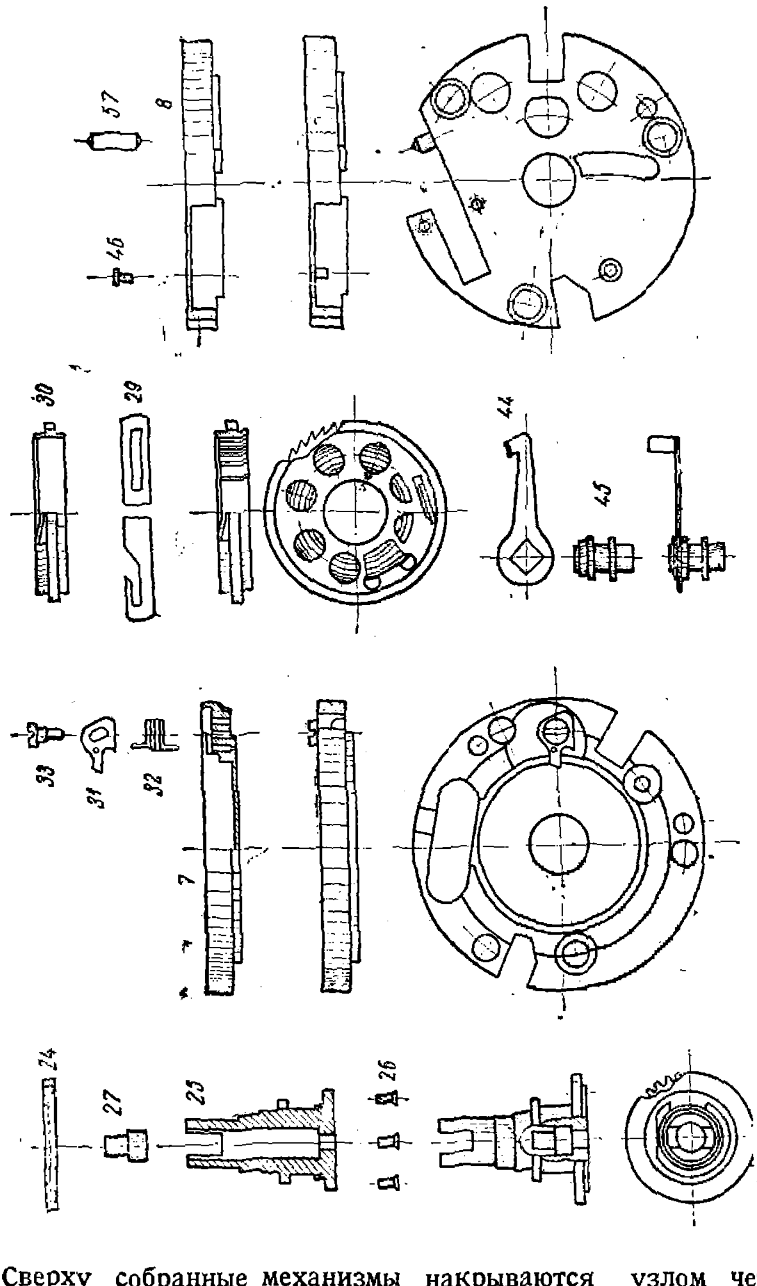
Узел третьей планки состоит из планки *7*, собачки *31*, пружины *32* и винта (оси) *33* собачки.



Фиг. 172. Схема сборки хода трубки Тиль-Круппа.

После осадки третьей планки вставляется и осаживается в гнездо узел барабана, состоящий из барабана *30* и заводной пружины *29*.

Далее устанавливается узел сабли, состоящий из втулки *45* и сабли *44*;



Фиг. 173. Движущий механизм трубки Тиль-Круппа. Схема сборки узлов.

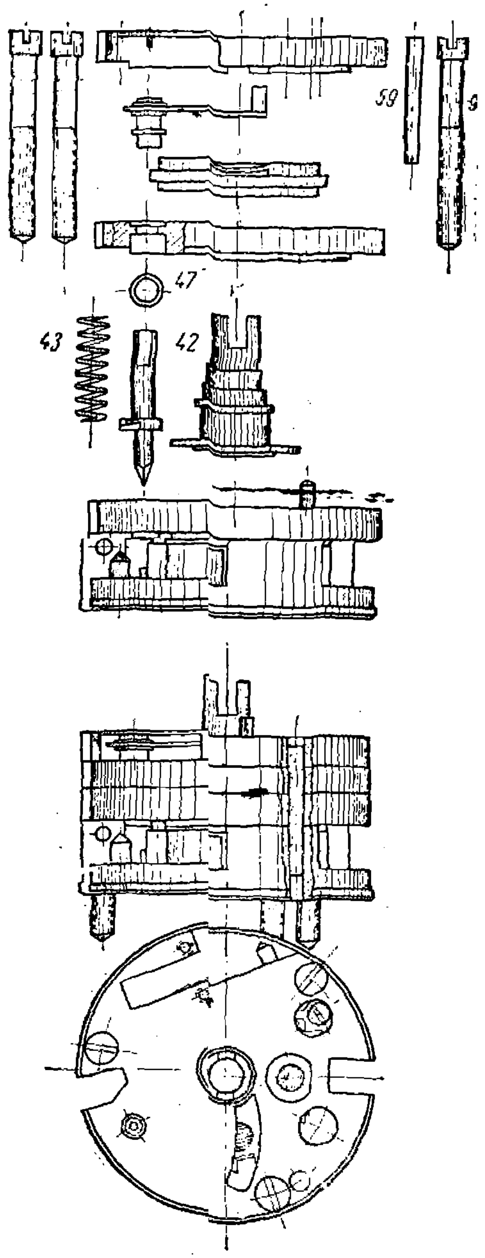
Сверху собранные механизмы накрываются узлом четвертой планки, состоящим из упора втулки сабли *46*, штифта *57* и планки *8*. В комплект собранных планок вставляется контрольная шпилька (штифт) *59* и завинчиваются крепежные винты *9*.

Для сборки спускового и фиксирующего механизмов (фиг. 175) в четвертую планку на ось надевается узел пусковой собачки, состоящий из собачки *54*, упора в стрелу *55*, винта упора *56*, стопора собачки *64* и пружины *65* стопора.

Затем вставляется узел стрелы, состоящий из собственно стрелы *49*, основания *48*, штифтов *50* и *51*; предварительно в трубочку основания *48* вставляется пружина *52* стрелы.

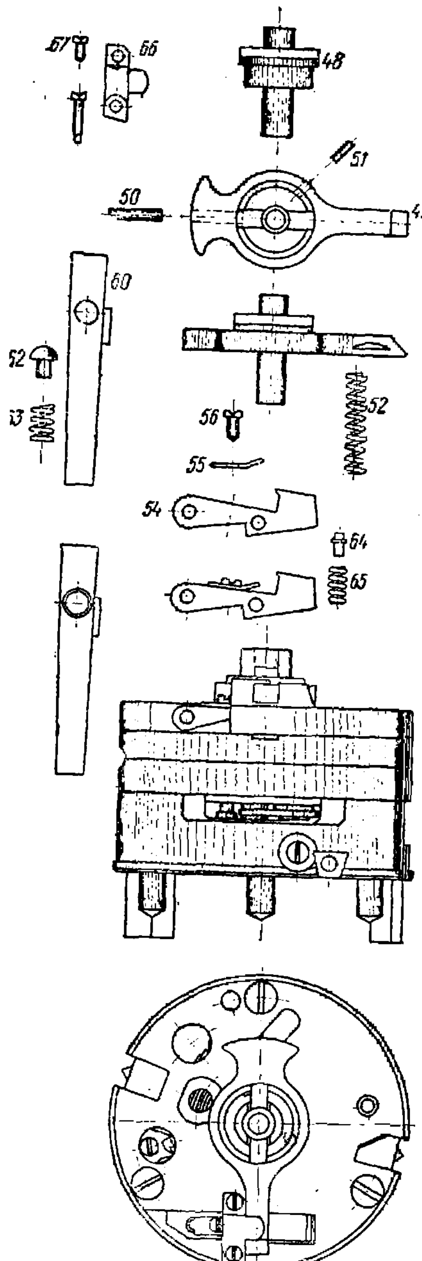
Пружина барабана заводится, стрела подводится к пусковой собачке и накрывается носиком стрелы *66*, носик стрелы закрепляется винтами *67*. После этого устанавливаются узлы первого и второго ножей, состоящие каждый из ножа *60*, стопора *62* и пружины *63*.

На этом сборка механизмов трубки заканчивается. Далее идет монтаж изделия в целом (фиг. 176).

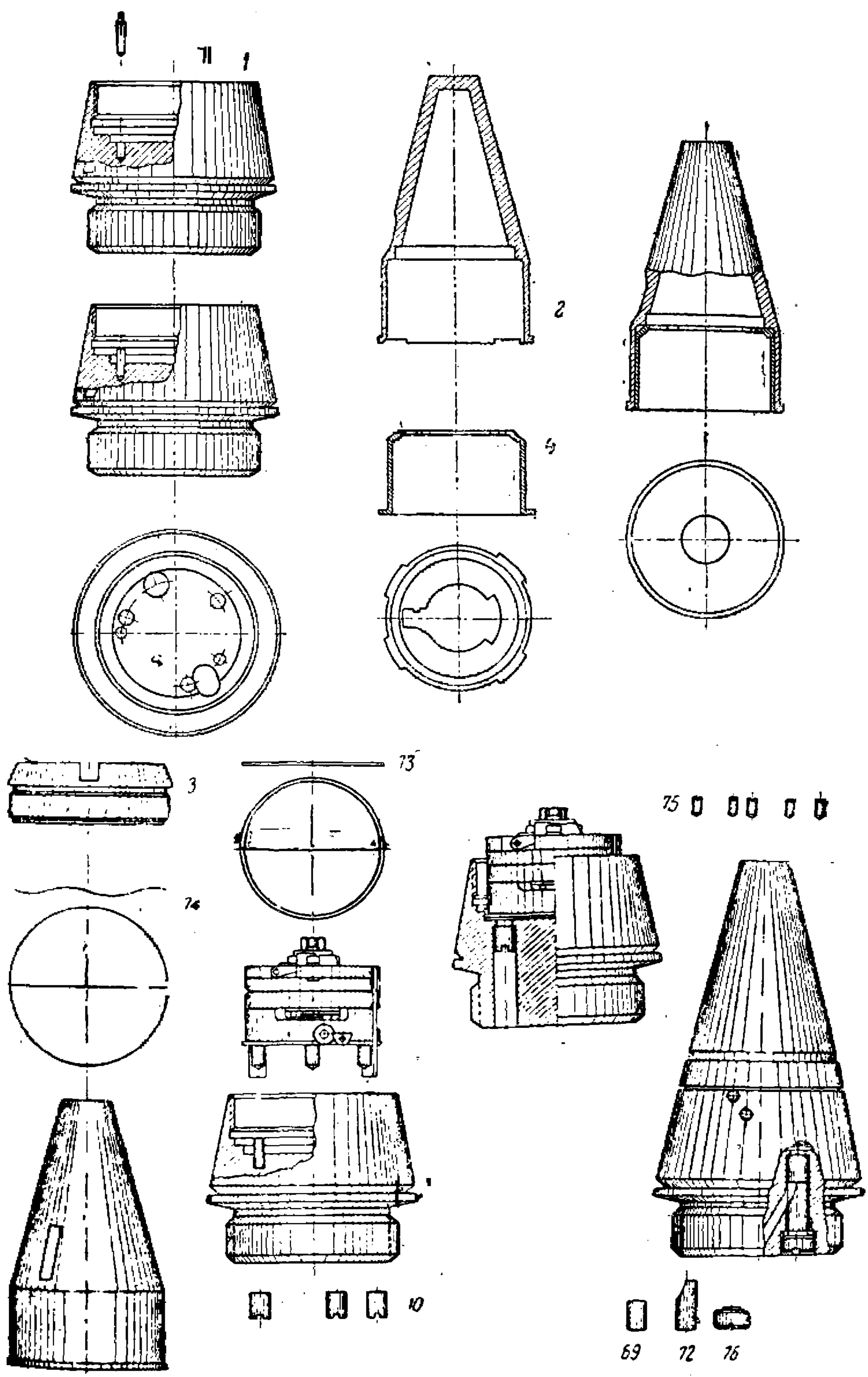


Фиг. 174. Движущий и пусковой механизмы трубки Тиль-Круппа. Схема сборки механизмов.

Собранный комплект планок вставляется в узел корпуса, состоящий из корпуса *1* и штифта *71*, и закрепляется снизу тремя гайками *10*. После этого на комплект планок надеваются клеенчатое кольцо *73* и узел балистического колпака, состоящий из балистического *2* и установочного *4* колпаков. На узел балистического колпака надевается гофрированное кольцо *74* и навертывается установочная гайка. Гайка контрится в корпусе четырьмя стопорными винтами. В гнездо нижней части корпуса вставляются капсюль *69*, упор капсюля *72*, и все закрепляется навинтованной пробкой *76*. На этом монтаж изделия заканчивается.



Фиг. 175. Спусковой и фиксирующий механизмы трубки Тиль-Крупп. Схема сборки.



Фиг. 176. Схема сборки узлов и монтажа всего изделия.

ТРУБКА ЮНГАНСА (40-секундная)

Тактико-технические свойства трубки

Механическая дистанционная трубка одинарного действия системы Юнганса служит приспособлением для разрыва шрапнели в воздухе на определенной, заранее установленной, дистанции, главным образом при зенитной стрельбе из 76,2-*мм* зенитных пушек. Трубка допускает применение ее также и для гранат. Для этой цели в хвосте трубки имеется место для помещения в нем детонирующего приспособления.

Действие трубки основано на механическом (часовом) принципе. Для сообщения движения механизмам используется центробежная сила, возникающая при вращении снаряда.

Трубка Юнганса применяется при зенитной стрельбе на дистанцию от 10 *км*, а при небольших углах (около 30°) возвышения и при наземной стрельбе на дистанцию до 12 *км*. В соответствии с этим время действия трубки рассчитано на 40 сек. и отсчитывается от момента выстрела до разрыва шрапнели у цели.

Взводимость механизмов трубки рассчитана по предельным значениям балистических данных 76,2-*мм* зенитной пушки. Действие трубки обеспечено только для орудий, дающих до 23000 об/мин. снаряда; для орудий с бо́льшим числом оборотов снаряда, как показали опыты, трубка Юнганса непригодна.

Безопасность трубки при выстреле, движении снаряда по каналу орудия и на полете, а также при обращении с ней, хранении и перевозках достигается надежными предохранительными устройствами и прочностью деталей.

Трубка подвергается испытаниям на тряску на специальном приборе в течение 2 час. с высоты 150 *мм* при 60 ударах в минуту. Кроме того, трубка проходит испытания бросанием в трубе на чугунную плиту с высоты 1 *м* и на деревянный торец с высоты 5 *м*.

Как показали опыты, точность трубки Юнганса $\pm 0{,}1$ сек., что вполне достаточно для современных требований.

Наружное очертание трубки имеет обтекаемую форму. Вес полностью снаряженной трубки 0,460 *кг*; по размерам она идентична с другими трубками.

Со стороны производственно-экономических требований трубка Юнганса хотя и не сложнее других, но все же для массового производства недостаточно проста, и стоимость ее по сравнению с пороховыми трубками значительно выше.

Детали трубки изготовляются, главным образом, из цветных сплавов (алюминий, латунь). Изготовление деталей не представляет затруднений, так как их конструкция и способы обработки достаточно просты.

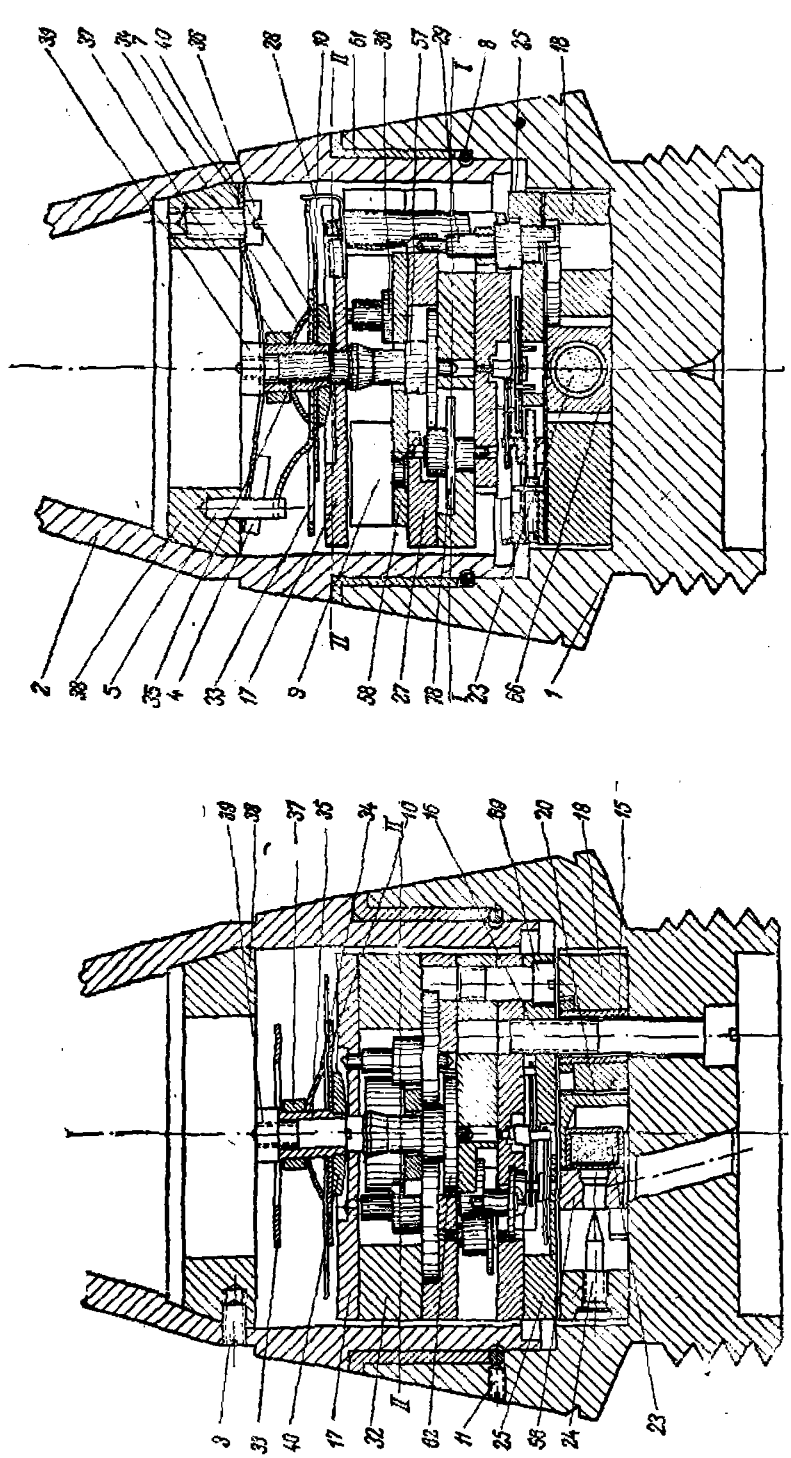
Конструкция трубки

Трубка имеет следующие механизмы:

1) установочно-пусковой;

2) часовой, состоящий из: а) двигателя, б) счетчика времени, в) регулятора;

3) спусковой;



Фиг. 177. Трубка Юнганса.

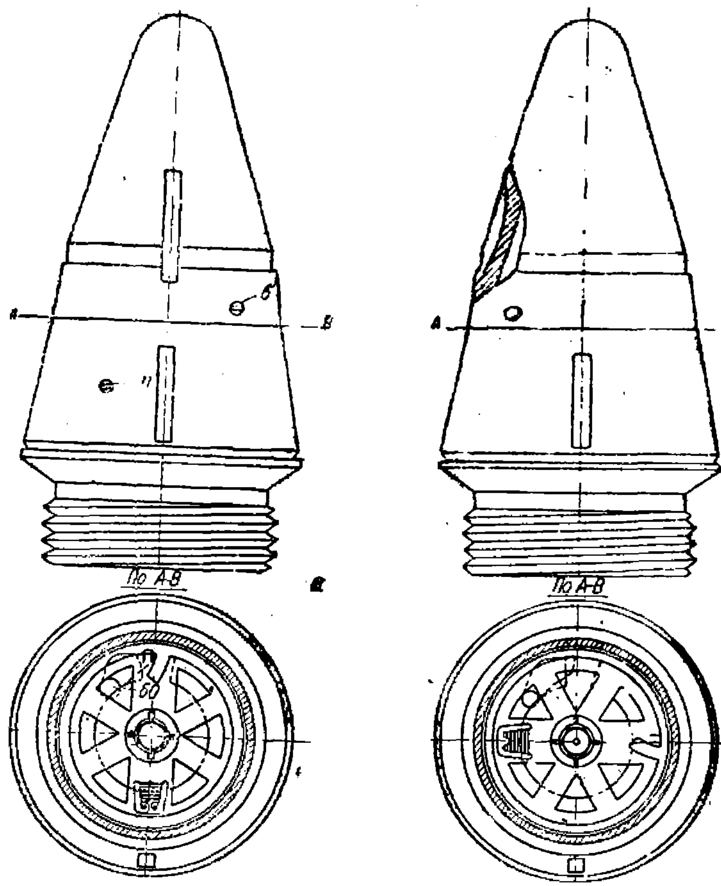
4) ударный;

5) предохранительные устройства.

Все механизмы находятся (фиг. 176) в корпусе *1* и закрыты колпаком *2*. Колпак скреплен с корпусом тремя винтами *3* и проволочным кольцом *8*. Проволочное кольцо, поджатое винтами, входит в канавку на нижней части колпака, упирается во втулку *61* (фиг. 175), запрессованную в корпус, и не позволяет разъединить колпак с корпусом.

Установочно-пусковой механизм

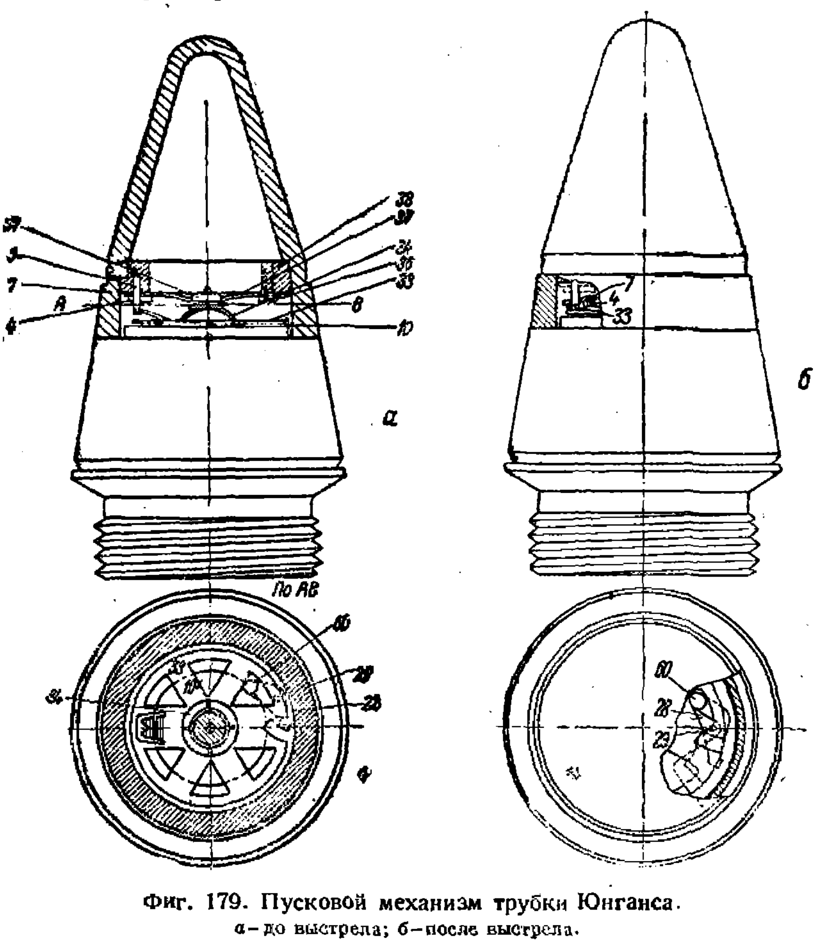
Установочно-пусковой механизм (фиг. 177—179) служит для установки трубки на требуемое время действия, а также для приведения в действие ее механизмов.



Фиг. 178. Установочный механизм трубки Юнганса.
а — установка на нуль; *б* — установка на 20 сек.

Установочный механизм представляет собой диск или пусковое колесо *33* с прорезью, в которую при вращении пускового колеса входит носик сабли (рычага), управляющей спуском ударника. Пусковое колесо свободно надето на втулку *35*.

Для безопасности в обращении под пусковым колесом на той же втулке находится предохранительная шайба *10*. Шайба *10* связана с тарельчатой шайбой *40*, плотно насаженной на втулке *35*. У предохранительной шайбы *10* имеется два язычка: один предназначен для закрытия прорези в пусковом колесе во время хранения трубки, другой, отогнутый вниз, входит в вырез тарельчатой шайбы и скрепляет с ней предохранительную шайбу.

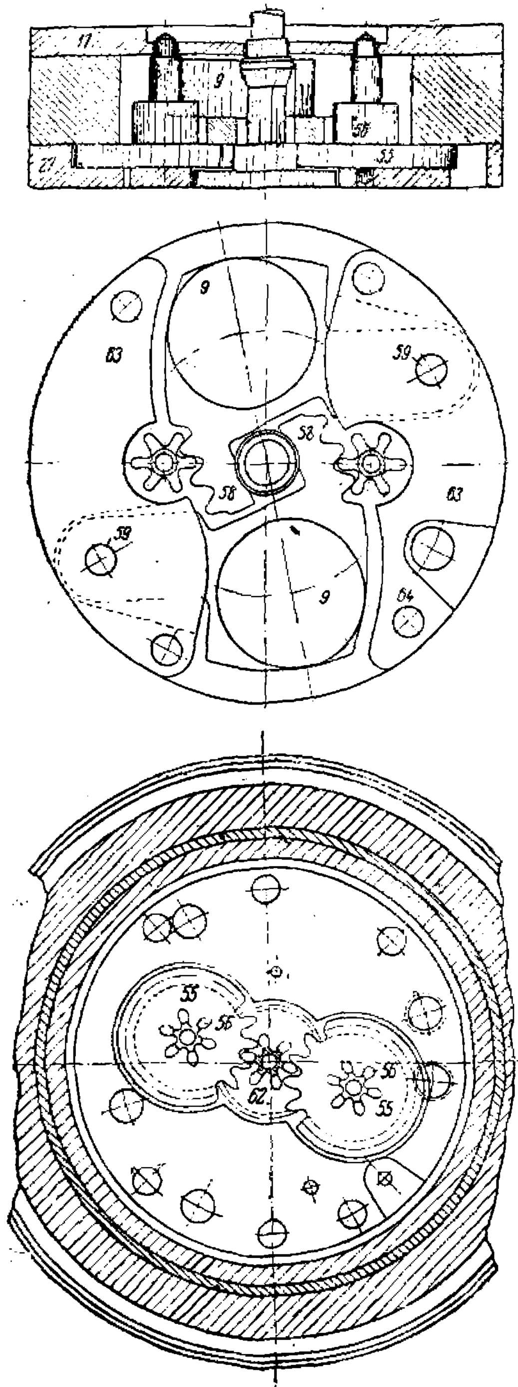


Фиг. 179. Пусковой механизм трубки Юнганса.
а – до выстрела; *б* – после выстрела.

Поверх пускового колеса находится белльвиллевская (тарельчатая) пружина *34*, на которой, на втулке *35*, посажена оседающая втулка *37*, служащая для поджатия в момент выстрела пускового колеса к предохранительной шайбе.

Втулка *35* вместе с сидящими на ней деталями надевается на главную (центральную) ось *57* и поджимается гайкой *39* с левой нарезкой к выступу на главной оси.

Пусковая часть установочно-пускового механизма устроена следующим образом. В колпаке *2* запрессовано кольцо *38*, скрепленное с колпаком винтом *3*. К кольцу *38* с одного конца привернута



Фиг. 180. Двигатель и колесная передача к центральному колесу трубки Юнганса.

двумя винтами *36* пусковая пружина *7*, имеющая на противоположном свободном конце два грузика *4*, между которыми помещается шпенек *5*, запрессованный в кольцо 38. Шпенек выступающим концом входит в имеющийся вырез отогнутого вверх язычка в пусковом колесе *33* и соединяет колпак с пусковым колесом. Чтобы при сборке можно было видеть, что шпенек *5* вошел в прорезь язычка пускового колеса, в колпаке имеется окно, закрываемое винтом-пробкой *6*.

На корпусе *1* и колпаке *2* профрезерованы канавки для установочного приспособления или специального ключа. Для точного совпадения фрезеровок на корпусе и колпаке нанесены риски. Фрезеровка на колпаке зависит от местоположения шпенька *5*, а на корпусе — от расположения носика сабли.

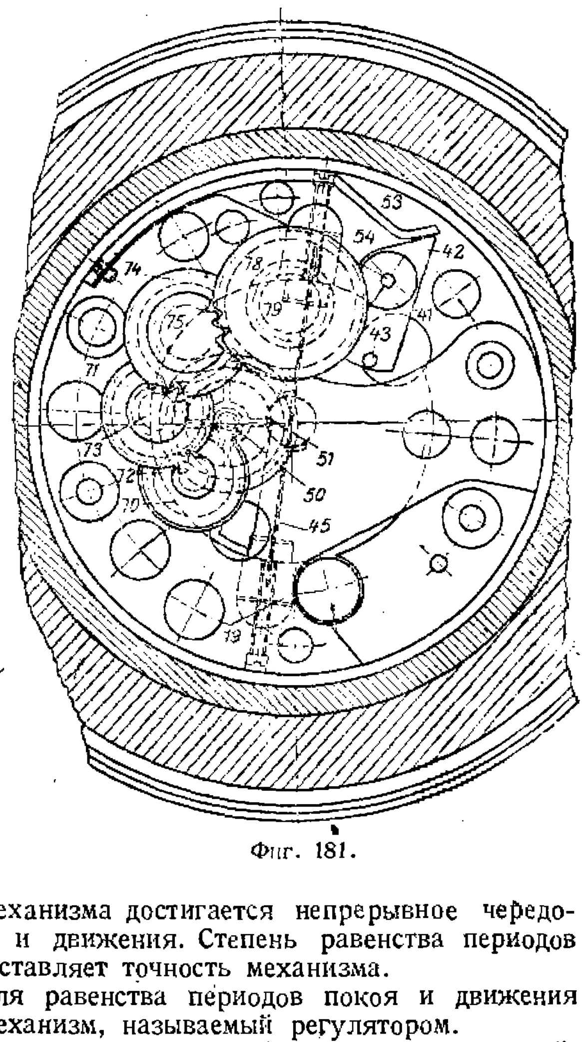
Часовой механизм

Движущий механизм. Для приведения в действие часового и спускового механизмов служит движущий механизм (фиг. 180). В качестве двигателя в трубке Юнганса используется центробежная сила, возникающая при вращении снаряда.

Движущий механизм состоит из двух одинаковых диаметрально расположенных зубчатых центробежных секторов *58*.

Центробежный сектор представляет собой стальную пластину специальной конфигурации.

На одном конце центробежного сектора имеется отверстие для оси *59*, на которой он поворачивается под действием центробежной силы, а на другом его конце нарезаны зубья и приклепан груз *9*. Зубья центробежного сектора соединены с трибом *56* передаточного колеса *55*, сцепленного с трибом главного колеса.



Фиг. 181.

На центральной оси плотно насажено главное колесо *62*, передающее движение системе трибов и зубчатых колес часового механизма. На этой же оси посажен и установочный механизм, получающий движение также от центральной оси.

Весь движущий механизм помещается между двумя планками *17*, *27*, опирающимися на две планки в виде сегмента *63* и скрепленными винтами *59*. Винт *59* одновременно служит осью зубчатого сектора *58*.

Счетчик времени. Счетчик времени состоит из системы зубчатых колес и трибов *79*, *78*, *75*, *74*, *73*, *72*, *71*, *70*, *50* и ходового колеса *51* (фиг. 180 и 181).

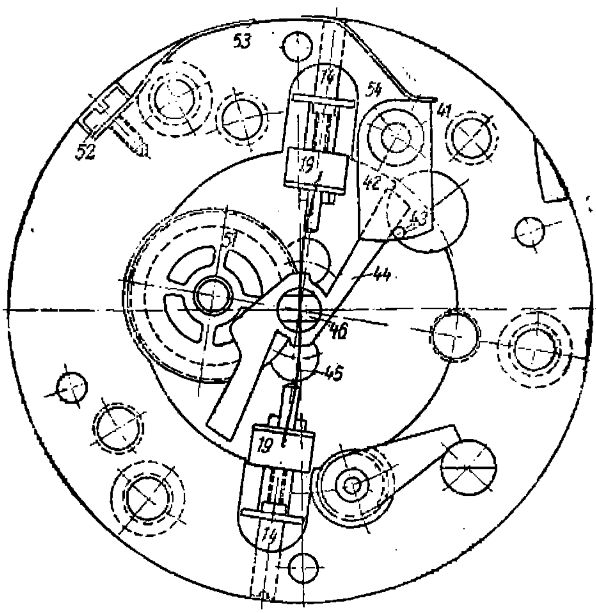
При помощи этого механизма достигается непрерывное чередование периодов покоя и движения. Степень равенства периодов покоя и движения и составляет точность механизма.

Регулятор. Для равенства периодов покоя и движения предназначен другой механизм, называемый регулятором.

Действие регулятора основано на колебании баланса под действием импульсов, получаемых от анкерного (ходового) колеса *51*, и энергии упругих деформаций прямолинейного волоска.

Регулятор состоит из баланса *44* (фиг. 182) на оси *46*. Ось *46* расположена по оси вращения снаряда и имеет утолщение в виде колодочки с поперечным отверстием; через отверстие проходит волосок *45* и закрепляется в нем штифтом. Оба конца волоска находятся в прорезях держателя *19*, который может перемещаться по пазу в планке при помощи винта *14* и изменять длину волоска. Винт *14* находится в гнезде планки и удерживается в нем от перемещений при помощи скобки.

Весь часовой механизм заключен между планками *17*, *63*, *27*, *32*, *13*, *25*, *18*, скрепленными винтами *16*, *69*. Планки насажены на контрольные штифты *12*, *64*, *77*.



Фиг. 182. Регулятор трубки Юнганса.

Движущиеся части часового механизма можно **представить** в виде следующей схемы:

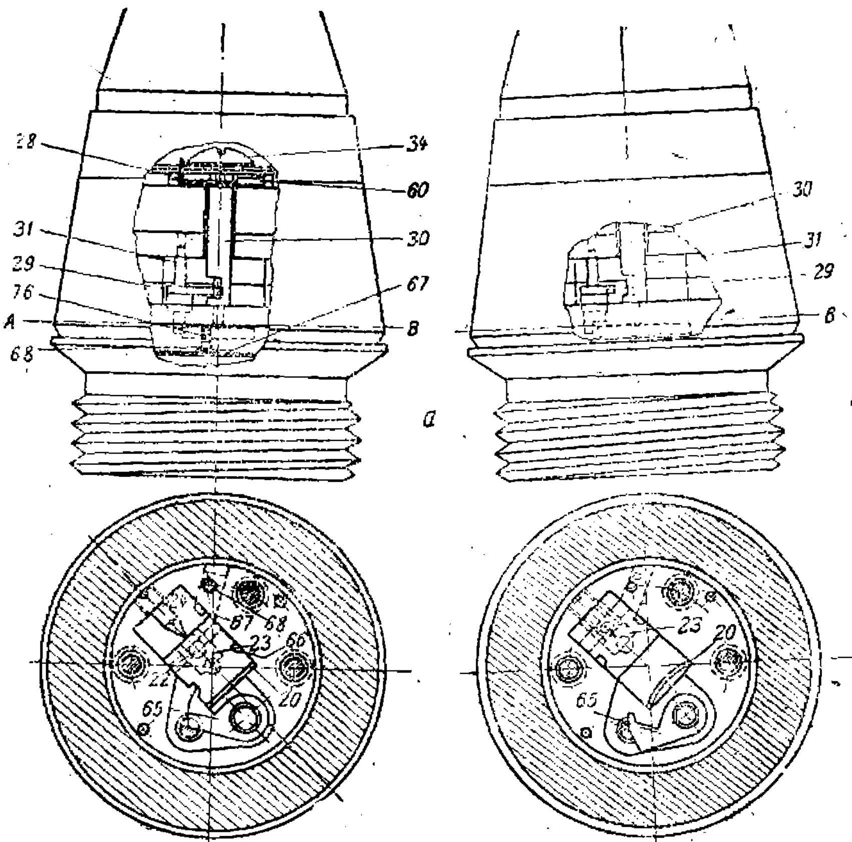
зубчатый сектор 58—56 триб передаточного колеса
передаточное колесо 55—57 триб главного колеса
главное колесо 62—79 триб 1-го промежуточного колеса
1-е промежуточное колесо 78—75 триб 2-го промежуточного колеса
2-е промежуточное колесо 74—73 триб 3-го промежуточного колеса
3-е промежуточное колесо 71—72 триб 4-го промежут. колеса
4-е промежуточное колесо 70—50 триб ходового колеса
ходовое колесо 51—44 баланс

Спусковой механизм

Спусковой механизм (фиг. 177 и 183) является предохранителем ударника *66*, спуск (движение) которого может произойти только тогда, когда носик сабли *28* войдет в прорезь пускового колеса *33* и ось сабли *30* повернется на определенный угол.

Устроен спусковой механизм следующим образом.

В верхнем конце оси *30*, сидящей цапфами в планках *17* и *18*, помещена сабля *28*. Один конец сабли загнут вверх для того, чтобы следовать за вырезом, сделанным в пусковом колесе *33*. На другом конце сабли *28* находится грузик *60*, на который во время вращения снаряда действует центробежная сила, прижимая отогнутый конец сабли *28* к ребру пускового колеса *33*.



Фиг. 183. Спусковой механизм трубки Юнганса.

а – на полете; *б* – у цели.

На нижнем конце оси *30* находится вырез для прохождения эксцентрикового сектора *29*, сидящего на оси *31*.

Ось *31* центрируется верхним концом в планке *27*, нижним концом проходит в отверстие пластины *17*, выступая из нее концом с вырезом. Выступающий конец оси *31* служит препятствием для центробежного крючка *65*, сцепленного с ударником *66*. Крючок *65* помещается в специальной расточке планки *25* и вращается на втулке *15*, запрессованной в планке *25*. Через эту втулку проходит крепежный винт.

Ударный механизм

Ударный механизм (фиг. 177 и 183) служит для накола капсюля *23*, огонь которого передается через нижнее отверстие ударника *66* и косое отверстие в корпусе *1* к пороховой петарде в головной части шрапнели под трубкой.

Ударный механизм состоит из ударника *66*, помещенного в прямоугольном вырезе планки *18*, капсюля *23*, жала *24*, плоской пружины *20* и предохранителя, о котором речь будет ниже.

Ударник *66* имеет два отверстия: в горизонтальном отверстии находятся капсюль *23* и втулка, через которую проходит жало *24*; нижнее отверстие служит для прохождения луча огня от капсюля к пороховой петарде через косой канал корпуса *1*.

Весь ударный механизм помещается в планке *18*, которая прикрепляется винтом к первой пластине *17*. Между планкой ударного механизма *18* и планкой *17* кладется тонкая прокладка.

Предохранительные устройства

Тормоз баланса. Во избежание преждевременного действия часового механизма имеется тормоз, удерживающий баланс *44*. (фиг. 181 и 182) от колебательного движения до момента выстрела.

Тормоз баланса состоит из центробежного сектора *42*, на одном конце которого впрессована втулка *41*, а на другом—запрессован штифт *43*. Сектор может вращаться на оси *54*, впрессованной в планку. Под действием пружины *53* в вырезе боковой поверхности, прикрепленной одним концом к планке винтом *52*, тормоз *42* штифтом *43* прижимается к балансу *44* и удерживает его от движения.

Предохранительный движок ударника. Движок *67* (фиг. 183) ударника *66* предназначен для предохранения от преждевременного накола капсюля.

Предохранительный движок *67* помещается в пазе планки и до воздействия на него центробежной силы перекрывает путь ударнику *66*. Перемещению движка *67* до воздействия на него центробежной силы препятствует стопор *68*, поджимаемый все время к движку *67* стальной пружиной *76*, сидящей в гнезде пластины. Под пружину *76* подложено стальное кольцо.

Все механизмы образуют массивный цилиндр, состоящий из планок, скрепленных между собой винтами, вставленный внутрь корпуса *1* и прикрепленный к нему со стороны донной части тремя винтами *16* (фиг. 177).

Вся трубка состоит из 79 деталей и весит 460 *г*.

Работа трубки

Установка трубки и действие установочного пускового механизма

Установка трубки производится при помощи специального установочного прибора или ключа. До применения трубки, ввернутые в головную часть шрапнели, хранятся в собранном виде. Перед заряжанием по команде производится установка на требуемую дистанцию при помощи приспособлений, имеющихся при материальной части артиллерийской системы.

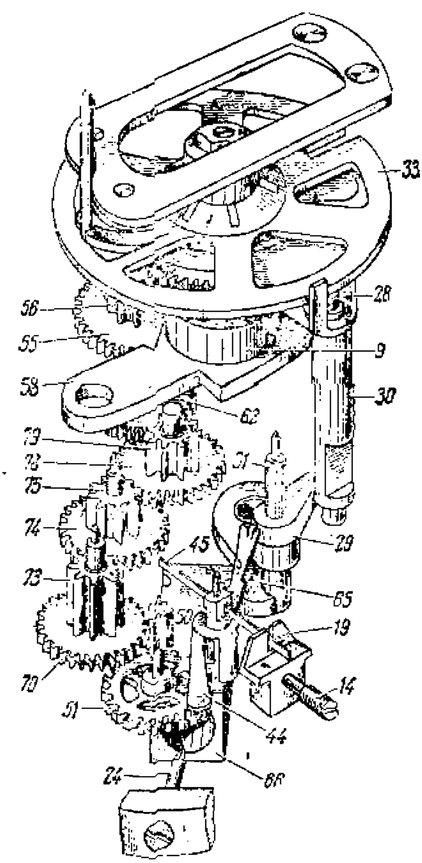
Установка трубки производится поворотом колпака *2* (фиг. 167). Вместе с колпаком *2* вращается пусковое колесо *33* (фиг. 177 и 179), под белльвиллевской пружиной *34*, прижатой к колесу оседающей втулкой *37* и вращающейся вместе с пусковым колесом.

При установке предохранительная шайба остается на месте, вращается лишь пусковое колесо, прорезь которого перемещается относительно носика сабли *28*.

Таким образом, поворачивая колпак *2*, получают нужную установку, т. е. прорезь на пусковом колесе *33* ставят в такое положение относительно носика сабли, что он может попасть в нее только по истечении заданного времени с момента начала вращения пускового колеса.

В момент выстрела грузики *4* под действием сил инерции от поступательного ускорения, сгибая пусковую пружину *7*, давят на язычок пускового колеса *33* и освобождают его от шпенька *5*. Оседающая втулка *35* осаживает бельвиллевскую пружину *34* и прижимает пусковое колесо *33* к предохранительной шайбе *10*. Прижатое таким образом пусковое колесо *33* вследствие трения вращается вместе с предохранительной шайбой *10*.

Вращаясь, пусковое колесо *33* ведет свою прорезь к носику сабли *28*.



Фиг. 184. Кинематическая схема трубки Юнганса.

Работа часового механизма

Двигатель. После выстрела при вращении снаряда возникает центробежная сила.

Под действием центробежной силы секторы *58* (фиг. 180) расходятся в стороны и сообщают через передаточные зубчатые колеса *55* и *56* движение центральной оси, а вместе с ней главному колесу *62* и пусковому колесу *33* (фиг. 177).

Счетчик времени и регулятора. Одновременно с этим под действием центробежных сил тормоз *42* (фиг. 182) баланса, преодолев силу пружины, освобождает баланс *44*.

Главное колесо *62* (фиг. 177 и 184), вращаясь, передает движение через серию колес и трибов ходовому колесу *51*.

Ходовое колесо *51* сообщает импульсы балансу *44*. Баланс, освобожденный от тормоза, получив толчок, совершает колебательное движение.

Работа спускового механизма

По ребру вращающегося пускового колеса *33* скользит отогнутый кверху носик сабли *28*, прижатый к ребру колеса под влиянием центробежной силы, действующей на грузик *60* сабли (фиг. 179).

Вращение пускового колеса происходит до тех пор, пока прорезь его подойдет к носику сабли *28* и последний под действием центробежной силы войдет в прорезь. При этом произойдет поворот оси сабли на определенный угол. Благодаря этому вырез позволит эксцентричному сектору *29* (фиг. 184) под действием центробежной силы повернуться вокруг оси и освободить центробежный крючок *65*, удерживающий ударник *66*. Крючок, отведенный центробежной силой, освободит ударник *66*.

Работа ударного механизма

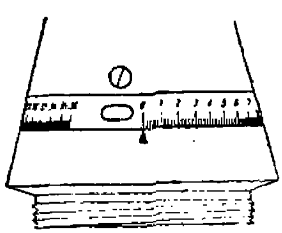
После выстрела, как только центробежная сила, действующая на предохранительный движок *67*, станет больше суммарной силы инерции от поступательного ускорения и пружины *76* (фиг. 183), действующих на стопор *68*, и, преодолев их, отведет движок *67*, ударник *66* получит возможность двигаться навстречу жалу *24*. Так как ударник *66* удерживается еще и центробежным крючком *65*, то ударник будет неподвижным до тех пор, пока носик сабли не войдет в прорезь пускового колеса, а ось сабли не повернется так, чтобы в имеющийся в пусковом колесе вырез смог пройти центробежный сектор *29*, освобождая крючок *65*. Крючок *65* под действием центробежной силы отойдет к периферии и освободит ударник. Освобожденный от крючка и предохранительного движка ударник *66* под действием центробежной силы и силы плоской пружины подвинется к жалу *24* и наколет капсюль *23*.

Луч огня от капсюля *23* пройдет через нижнее отверстие ударника *66*, косой канал корпуса и проникнет по центральной трубке к вышибному заряду шрапнели.

ТРУБКА ВАРО (36-секундная)

Тактико-технические свойства

Механическая дистанционная трубка Варо (фиг. 185) служит для разрыва шрапнели в воздухе на определенной высоте, на заранее установленной дистанции, главным образом при зенитной стрельбе из 76,2-*мм* зенитных пушек.



Фиг. 185. Общий вид трубки Варо (36-секундной).

Действие трубки основано на механическом (часовом) принципе. Для сообщения движения часовому механизму используется центробежная сила, возникающая при вращении снаряда. Время действия трубки рассчитано на 36 сек. и отсчитывается от момента выстрела до разрыва снаряда у цели. Безопасность трубки при выстреле, движении снаряда по каналу орудия и в полете, а также при обращении с ней, хранении и перевозке достигается надежными предохранительными устройствами и прочностью деталей.

Вес трубки (неснаряженной) 439,5 *г*; размеры ее идентичны с размерами других механических трубок.

Со стороны производственно-экономических требований трубка является довольно сложной для массового производства, и ее стоимость по сравнению со стоимостью пороховых трубок значительно выше.

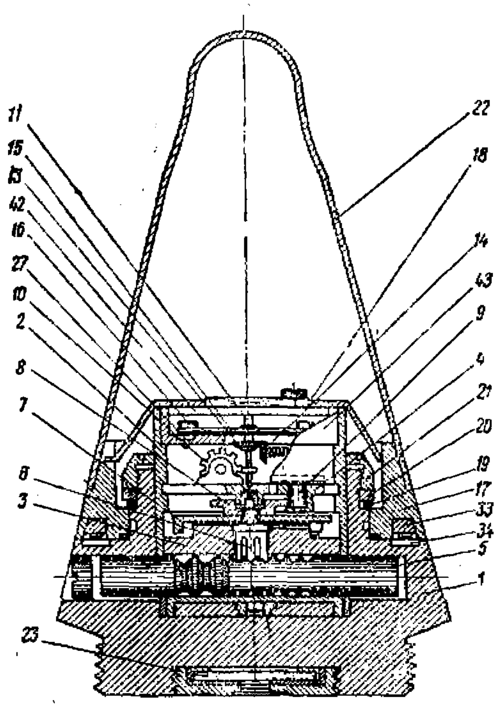
Детали трубки изготовляются, главным образом, из цветных металлов и стали; большинство их являются сложными по конструкции.

Конструкция трубки

Трубка имеет следующие механизмы:

1) движущий;
2) передаточный;
3) распределительный;
4) регулирующий;
5) установочный;
6) предохранительный;
7) ударный.

Все механизмы находятся в корпусе *1* (фиг. 186) и закрыты колпаком *22*. В корпус *1* вставлен картер *2*, в котором помещаются две коробки: нижняя *3*—неподвижная и верхняя сборная—подвижная, состоящая из плат *4*, *43*, *44*, скрепленных между собой.



Фиг. 186. Трубка Варо.

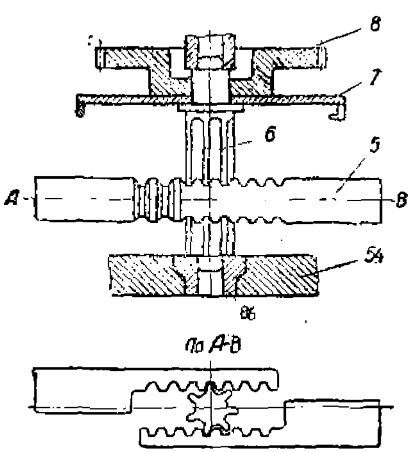
В нижней коробке помещаются центробежные рейки-кремальеры *5*, сцепленные с трибом центрального колеса *6*, на центральном валу. На валу *6* насажены ведущее колесо *8* и установочный диск *7*.

С ведущим колесом сцепляется помещающаяся в верхней коробке зубчатая передача. Последнее колесо зубчатой передачи сцепляется с трибом спускового (ходового) колеса *10*, состоящего из двух отдельных колес. Колесо *10* приходит во взаимодействие с палетами якоря на оси *11* баланса.

На оси *11* помещается коническая шестерня *13*, сцепляющаяся с конической шестерней *14* на горизонтальной оси. На этой оси закреплена спиральная пружина (волосок) *29* (фиг. 192). Один конец волоска закреплен в колодочке, а другой—в оси, так что при повороте шестерни *14* пружина приходит в напряженное состояние, из которого стремится выйти, поворачивая шестерню *14* в обратном направлении.

Выше шестерни *13* на ось *11* насажен баланс *15* с инерционными грузами *16* на концах. От произвольных колебаний баланс удерживается центробежными предохранителями *37* (фиг. 190).

Установочный диск *7* имеет снизу кольцевую стенку с вырезом. При установке дистанционного кольца трубки на нуль против выреза установочного кольца приходится конец рычага *26* (фиг. 191) спуска *25*, самый спуск нижним предохранительным буртиком удерживает ударник *31* от перемещения под действием пружины *30* по направлению к капсюлю-воспламенителю. От перемещения до выстрела рычаг спуска удерживается инерционным лапчатым предохранителем *32*.



Фиг. 187. Передаточный механизм трубки Варо.

Кроме того, имеется центробежный предохранитель *27* со спиральной пружиной *28*, удерживающий ударник от перемещения в том случае, если бы от случайных причин инерционный ударник осел и спуск отошел бы от ударника.

Сверху картер *2* (фиг. 186) закрыт крышкой *18*, которая соединяется с платой *43* верхней коробки. В нижней части крышка *18* имеет лапки, которые входят в соответствующие гнезда дистанционного кольца *17*, и соединяют крышку *18* с кольцом *17*.

Дистанционное кольцо соединяется с корпусом трубки с помощью кольцевой пружины *19*, поджимного кольца *20* и гайки *21*, навинченной на корпус трубки.

Устранение возможности провертывания дистанционного кольца при выстреле достигается с помощью оседающих секторов, которые при выстреле сцепляются с зубчатым концом *34*, заделанным в корпус *1* трубки.

Движущий механизм

В этой трубке для приведения в движение часового механизма используется центробежная сила тяжелого тела—кремальеры,—возникающая при вращении снаряда в полете. Это дает возможность уменьшить габариты и вес трубки, а также создает независимость движущего момента от времени хранения трубки.

Передаточный механизм

Передаточный механизм служит для передачи движения часовому механизму. Он состоит из двух кремальер *5* (фиг. 186 и 187) и центрального триба *6*, находящегося на центральном валу.

Кремальера, или рейка, представляет собой зубчатый сектор, сцепленный с центральным трибом. Вес кремальеры 2,85 *г*.

Распределительный механизм

Распределительный механизм, или счетчик времени, состоит из системы зубчатых колес, трибов и ходового колеса. Назначение распределительного механизма:

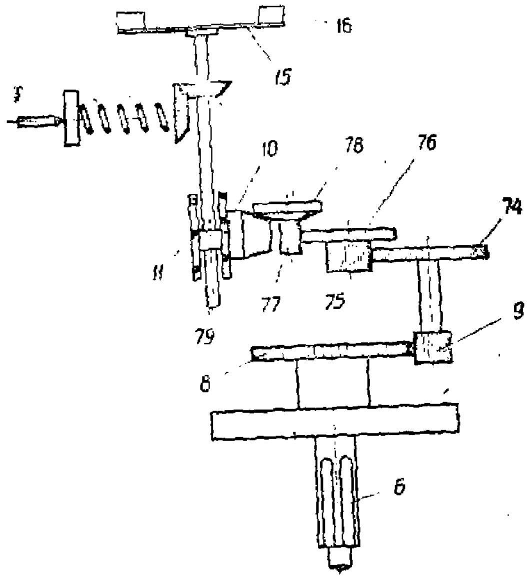
а) преобразовать непрерывное и неравномерное движение системы зубчатых колес, полученное от рейки, в движение периодическое и прерывистое;

б) сообщать регулятору импульсы, которые поддерживают колебания регулятора;

в) отсчитывать колебания регулятора.

Таким образом при помощи распределительного механизма получается непрерывное чередование периодов покоя и движения. Степень равенства этих чередований и составляет точность этого механизма.

К распределительному механизму относятся следующие детали: центральное, или ведущее, колесо *8* (фиг. 186 и 188) с $z=28$, сцепляющийся с ним триб первой пары *9* с $z'=7$; на оси триба *9* насажено колесо *74* с $z=26$, сцепляющееся с трибом второй пары *75* с $z'=8$; на ось триба *75* насажено колесо третьей пары *76* с $z=24$, сцепляющееся с трибом третьей пары *77* с $z'=6$, триб *77* имеет общую ось с конической шестерней *78* с $z=10$, сцепленной с конической шестерней на оси ходового колеса *10*.



Фиг. 188. Распределительный механизм трубки Варо.

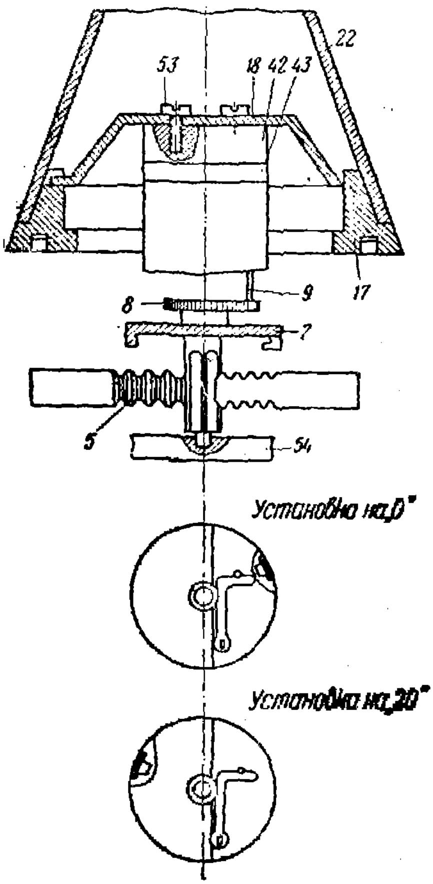
Схему распределительного механизма можно представить так:

центральное колесо 28—7 триб первой пары
колесо второй пары 26—8 триб второй пары
колесо третьей пары 24—6 триб третьей пары
коническое колесо 27—10 коническое колесо
коническое колесо 12 ходовое колесо

Регулирующий механизм

Регулирующий механизм и регулятор служат для равенства периодов движения и покоя ходового колеса. Работа регулятора основана на колебании баланса под действием импульсов, получаемых от ходового колеса, и энергии упругих деформаций цилиндрического волоска.

Регулирующий механизм состоит из следующих деталей: крыльев баланса *15* (фиг. 186, 190, 192) с укрепленными на них грузиками *16*, оси *11*, конической шестерни *14*, запрессованной на оси баланса и входящей в зацепление с конической шестерней *13* на оси *68*, волоска *29*.



Фиг. 189. Установочный механизм трубки Варо.

Цилиндрический волосок *29* одним концом закреплен в оси *68*, а другим помещен в паз в пальце градусника. Ось *68* волоска соединяется с осью баланса при помощи двух конических шестерен *14* и *13*.

Регулировка периода колебания *баланса заключается в изменении* длины волоска.

Изменение длины волоска достигается поворотом градусника регулятора в ту или иную сторону. При повороте палец градусника, скользя по витку, делает рабочую длину волоска короче или длиннее.

Установочный механизм

Назначение установочного механизма заключается в своевременном освобождении ударника *для накола капсюля-воспламенителя* по истечении установленного времени действия трубки.

Установочный механизм состоит из дистанционного кольца *17* (фиг. 186 и 189) с нанесенными на нем делениями (от 0 до 36 сек. через каждые 0,2 сек.) и установочного диска *7*. В пазы дистанционного кольца входят лапки крышки *18*, которая винтами *53* соединяется с платой *42* верхней коробки.

При повороте дистанционного кольца вместе с ним на один и тот же угол повернутся крышка *18*, верхняя коробка *41*, *42*, *43*, центральное колесо *8*, установочный диск *7* и центральный вал *6*. Поворот вала *6* вызовет перемещение центробежных кремальер *5*.

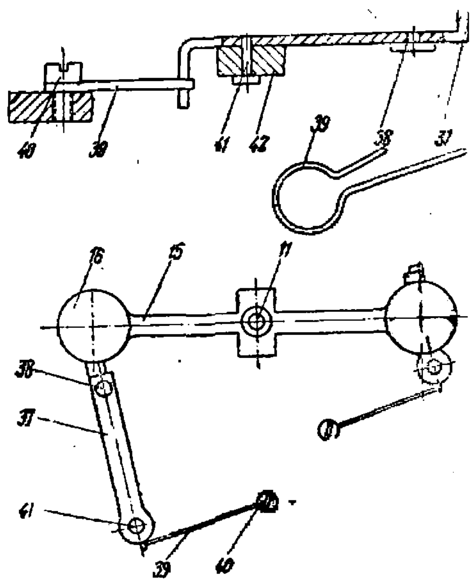
При повороте дистанционного кольца установочный диск 7 вырезом на его буртике становится в различные положения относительно конца рычага спуска *26* (фиг. 191), от чего и зависит время действия трубки.

При установке трубки на нуль кремальеры отодвинуты в крайнее положение (наиболее отдалены от оси вращения снаряда), при установке на наибольшее время действия кремальеры находятся ближе к оси вращения снаряда.

Ударный механизм и воспламенитель

Ударный механизм служит для накола капсюля-воспламенителя *58* (фиг. 191), огонь которого передается пороховой петарде и вышибному заряду.

Ударный механизм состоит из следующих деталей: ударника *31*, находящегося под действием сжатой конической пружины *30*, и капсюля - воспламенителя *58*, ввернутого в корпус *1*.



Фиг. 190. Центробежный предохранитель баланса трубки Варо.

Предохранительные устройства

Чтобы устранить возможность поворота дистанционного кольца *17* при выстреле, имеются зубчатое кольцо *34* (фиг. 186), запрессованное в корпус *1* трубки, и четыре оседающих сектора *32* (фиг. 186, 190, 191), которые при выстреле сцепляются с зубчатым кольцом. Секторы *32* удерживаются от сцепления с зубчатым кольцом пластинчатыми пружинами.

Для предохранения баланса от произвольных колебаний имеются центробежные предохранители *27* (фиг. 191), которые отогнутыми носиками до выстрела не дают балансу колебаться. На полете носик центробежного предохранителя, преодолевая сопротивление пластинчатой пружины *39*, отходит к периферии трубки, вращаясь вокруг оси центробежного предохранителя. Для увеличения центробежной силы предохранителя в пластину *37* впрессовывается грузик *38*.

Для предохранения от преждевременного накола капсюля-воспламенителя имеются следующие предохранители:

1) инерционный лапчатый предохранитель, оседающий при выстреле, чтобы конец рычага *26* (фиг. 191) спуска *25* не мог отойти от периферии трубки и освободить ударник *31*;

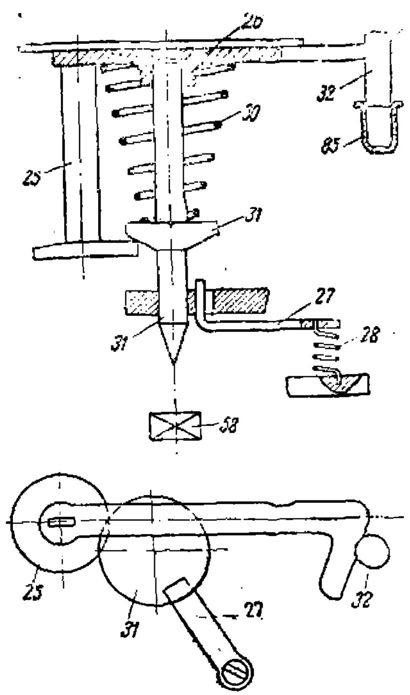
2) центробежный предохранитель *27* со спиральной пружиной *28* удерживает ударник от движения по направлению к капсюлю-воспламенителю, если спуск отойдет от ударника;

3) на полете конец спускового рычага *25*, скользя по буртику установочного диска *7* (фиг. 186), удерживает ударник от преждевременного накола капсюля-воспламенителя.

Работа трубки

Установка на нуль

При установке трубки на нуль кремальеры отодвинуты в крайнее положение; трубка при установке на нуль начнет работать вблизи от орудия. При выстреле стопор *32* (фиг. 191) под действием силы инерции оседает, разгибая лапки жесткого инерционного предохранителя, и освобождает рычаг спуска *26*. Так как при установке трубки на нуль прорезь установочного диска приходится против конца рычага спуска, то он под влиянием центробежной силы сместится к периферии трубки, освобождая ударник.



Фиг. 191. Ударный механизм трубки Варо.

Центробежный предохранитель *27* отойдет (в канале орудия) от ударника, закручивая спиральную пружину *28*.

После того как спуск освободит ударник, последний наколет жалом капсюль-воспламенитель, огонь от которого передается в пороховую петарду *23* (фиг. 186) и через центральную трубку вышибному заряду.

В конструкции трубки не предусмотрена нулевая установка; при нулевой установке выступ установочного диска, сцепленный с вырезом инерционного предохранителя, не дает предохранителю осесть и освободить рычаг спуска. Чтобы предохранитель (стопор) мог осесть, трубка должна иметь установку хотя бы на минимальное время.

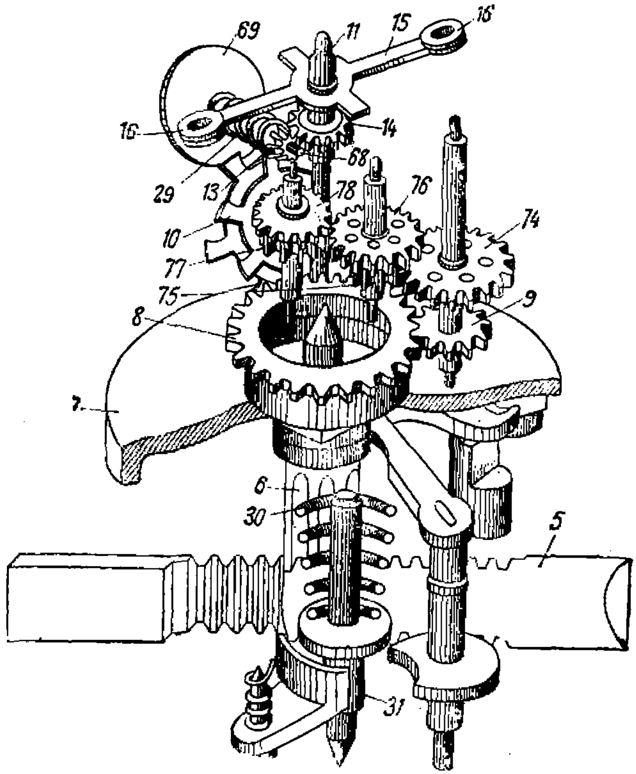
Установка трубки перед заряжанием

На установочном приборе или ключом поворачивают дистанционное кольцо по часовой стрелке, устанавливая трубку по дистанционному кольцу на нужную дистанцию. Как было уже указано выше, на тот же угол повернется и установочный диск *7* (т. е. на тот же угол вырез установочного диска отойдет от конца рычага *25* спуска). Конец рычага *25* будет против внутренней поверхности кольцевой стенки установочного диска *7*, которая не позволит переместиться рычагу спуска и освободить ударник.

В зависимости от установленного на дистанционном кольце деления, а следовательно, и углового перемещения вала *6* на соответствующую величину войдут в нижнюю коробку и кремальеры *5*.

Действие трубки при выстреле

При выстреле зубчатые элементы *14* (фиг. 192) вследствие инерции осядут и соединят в одно целое дистанционное кольцо и корпус трубки, фиксируя установку трубки. Центробежные предохранители



Фиг. 192. Кинематическая схема трубки Варо.

баланса отойдут к периферии трубки и освободят баланс *15*. Действие при выстреле предохранителей рычага спуска и ударника описано выше.

Под действием центробежной силы кремальеры *5* начнут перемещаться в крайнее положение, поворачивая вал *6*, колесо *8* и через зубчатую передачу ходовое колесо *10*. Работа спускового механизма описана выше. Движение кремальер и колебания баланса будут продолжаться до тех пор, пока конец рычага спуска не установится против выреза в установочном диске, после чего трубка подействует описанным выше способом.

ТРУБКА ВАРО (40-секундная)

Конструкция трубки

Трубка Варо является приспособлением для разрыва шрапнели в воздухе на заранее заданной дистанции. Время работы трубки начинается от момента выстрела до разрыва у цели. Трубка допускает установку на время до 40 сек.

Все механизмы трубки размещены в корпусе *1* (фиг. 193) и балистическом колпаке *6*, скрепленных между собой на резьбе. Трубка имеет следующие механизмы:

1) установочный;
2) пусковой;
3) часовой;
4) спусковой;
5) предохранительные устройства.

Все механизмы собраны в цилиндре *24*, вставленном в корпус трубки.

Установочный механизм

Установочный механизм состоит из установочного ключа *7* (фиг. 193, 196—198), гайки *29*, оживального колпачка *33*, верхнего подвижного прибора *12*, *13*, *14* и собачек *8*.

Установочный ключ *7* имеет на верхней части резьбовую гайку *29*, скрепленную с ключом шпилькой *30*. С гайкой *29* скреплен оживальный колпачок *33*, имеющий на боковой поверхности вертикальную прорезь *34*, по которой во время установки трубки движется указатель *75*.

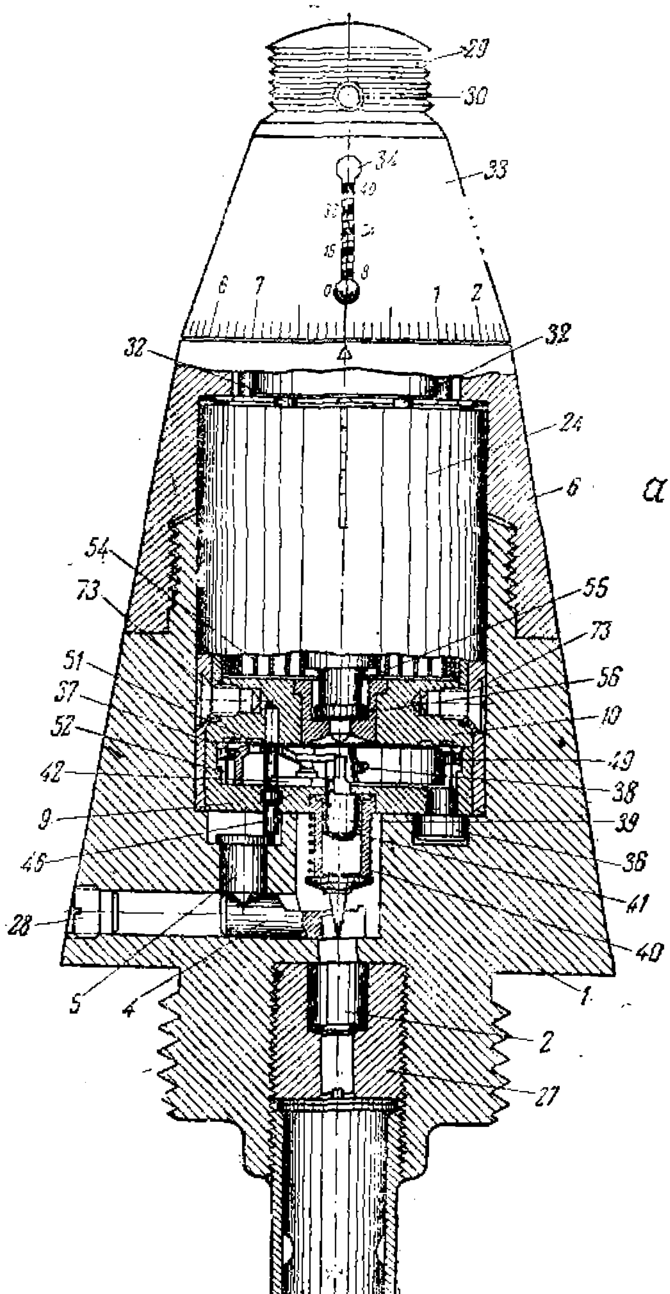
Балистический колпак *6* по боковой поверхности имеет винтовой канал *74*, по которому движется указатель вверх при вращении оживального колпачка *33*, отсчитывая на прорези колпачка *33* время установки трубки в секундах. Шкала времени нанесена с интервалами в 8 сек.: 1, 8, 16, 24, 32, 40.

Для установки времени в этих интервалах на боковой поверхности оживального колпачка *33* нанесена шкала, указывающая время в целых секундах; каждая секунда, кроме того, разделена на 10 частей, т. е. точность установки трубки до 0,1 сек.

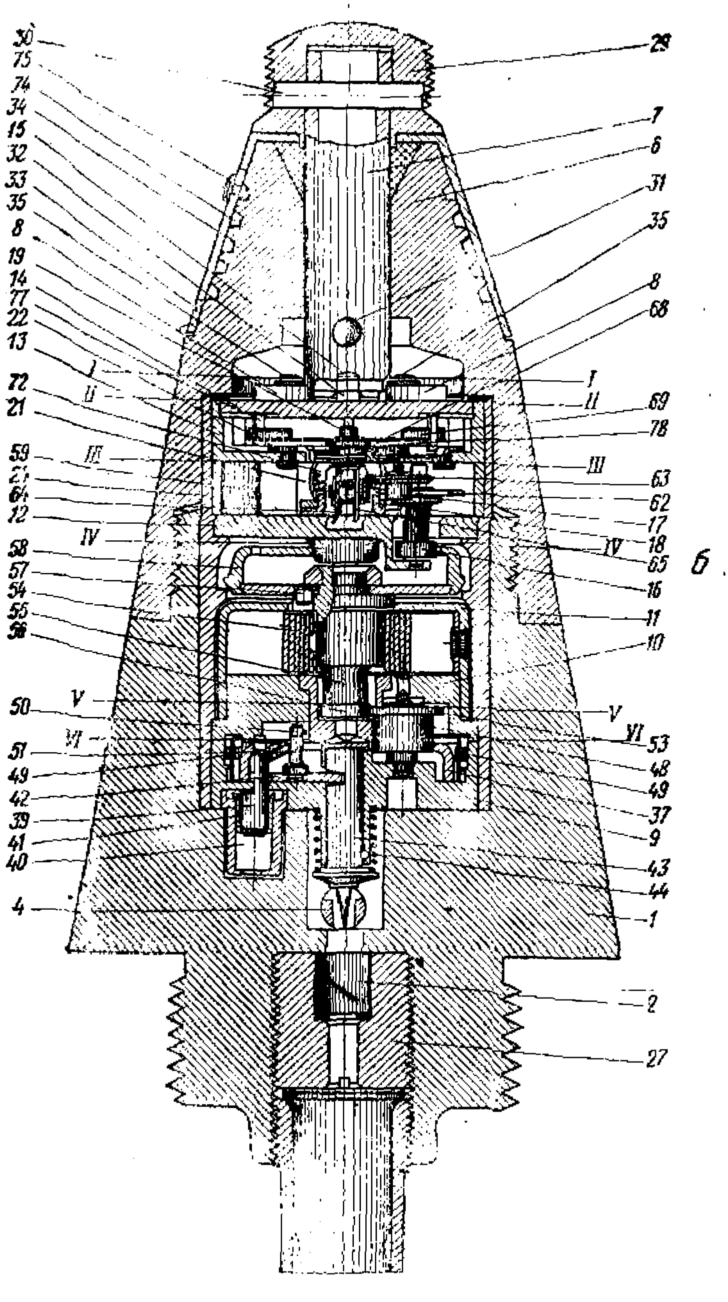
Против оживального колпачка *33*, над рисками шкалы (накатки), на балистическом колпаке *6* имеется установочная риска в форме треугольника. Установка трубки на нужное время действия производится либо специальным ключом (в исключительных случаях), либо (как правило) специальным механическим установщиком — поворотом ключа *7* с помощью резьбовой гайки *29*. С внутренней стороны ключ *7* от выскакивания вверх укреплен шпилькой *31*.

Внизу ключ *7* имеет пластину *32* с двумя отверстиями, в которые входят два штифта *15*, штифты закреплены в планке *14* верхнего подвижного прибора.

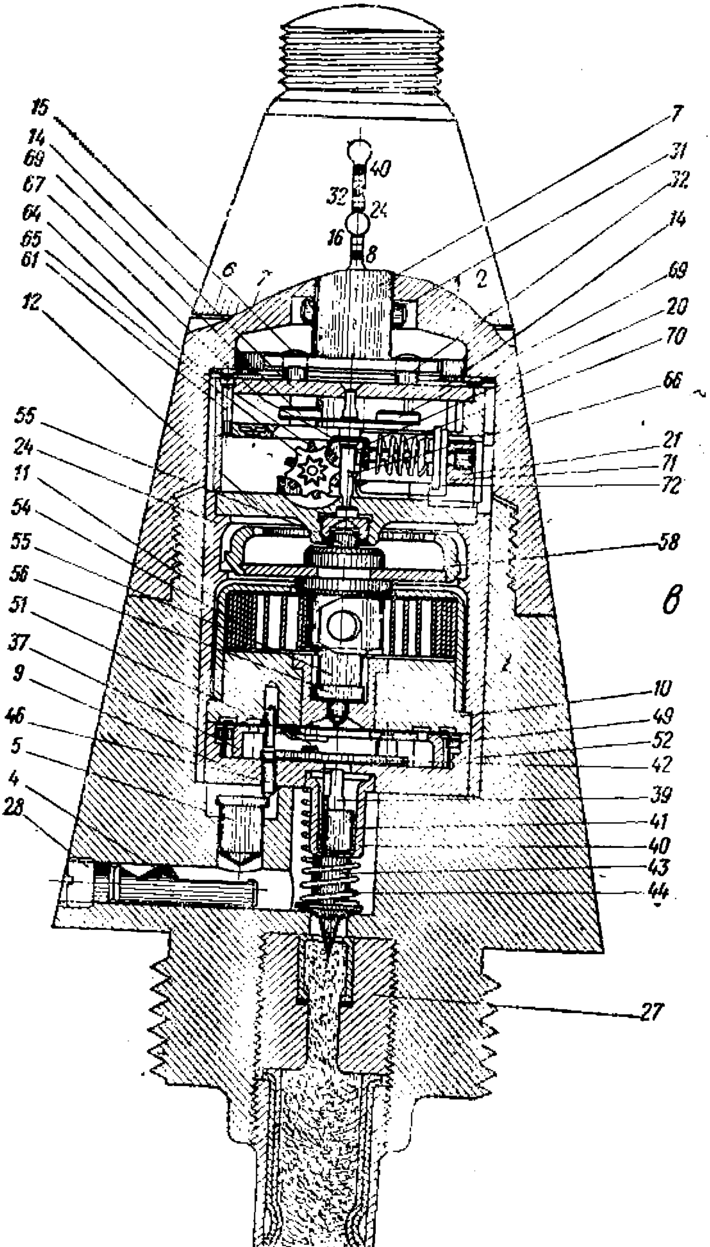
При повороте установочного ключа *7* вращается верхний подвижной прибор из планок *12*, *13*, *14*, скрепленных между собой тремя крепежными винтами *61*. В отверстие планки *12* проходит ось с трибом *16* (фиг. 199), который сцеплен с колесом *58* с внутренним зацеплением.



Фиг. 193а. Трубка Варо (40-секундная).



Фиг. 193б. Трубка Варо (40-секундная).

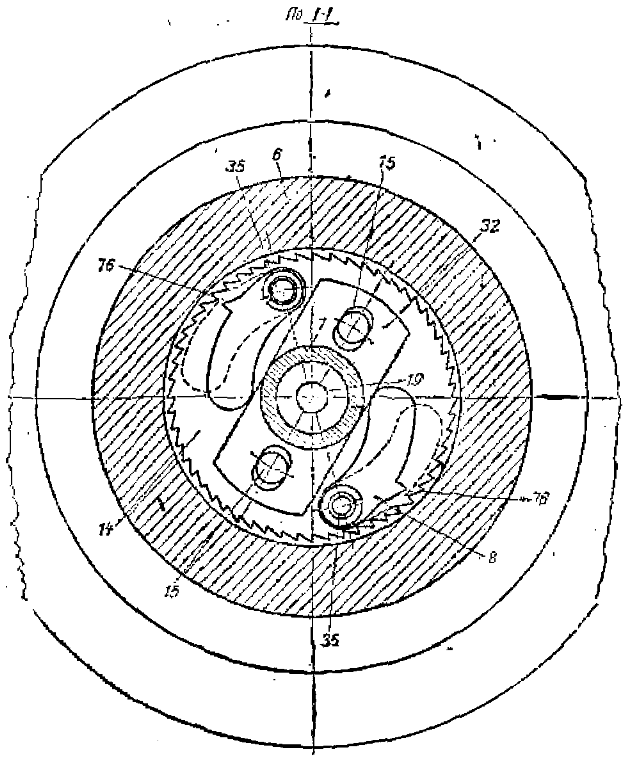


Фиг. 193в. Трубка Варо (40-секундная).

Триб 16 застопорен и не вращается при повороте верхнего подвижного прибора,—он ведет одним зубом колесо *11*, скрепленное с ведущей осью *55*.

С осью *55* скреплена ведущая пружина *54*, которая заводится при установке механизма, причем имеет начальный завод, т. е. заведена на некоторый угол при сборке трубки.

На нижнем конце оси *55* укреплен триб *56*, сцепленный с колесом *53*, которое имеет триб *48*. Триб *48* сцеплен с колесом *37* с вну-

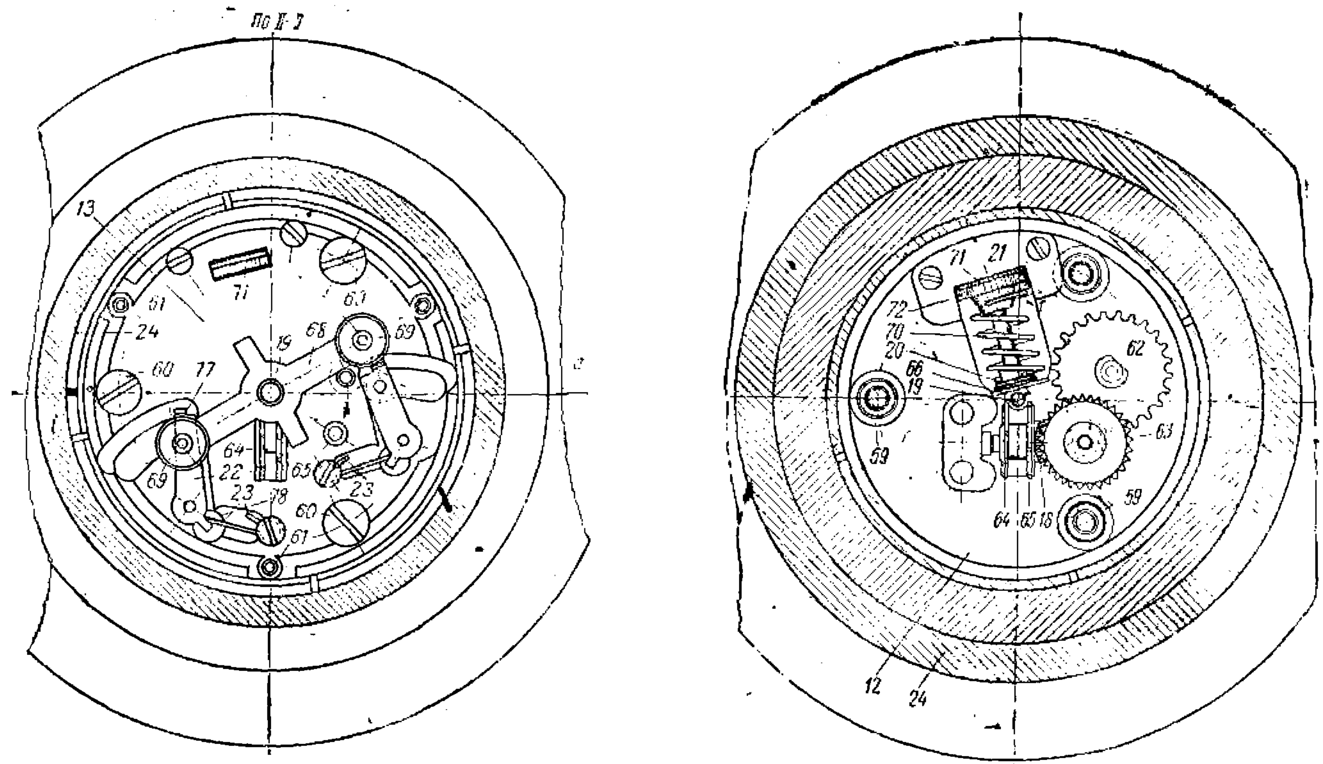


Фиг. 194: Фиксирующий механизм трубки Варо.

тренним зацеплением. Колесо *37* имеет прорезь для прохода движка *9*. При вращении триб *48* поворачивает на определенный угол (в зависимости от установки) колесо *37* и удаляет прорезь от носика движка.

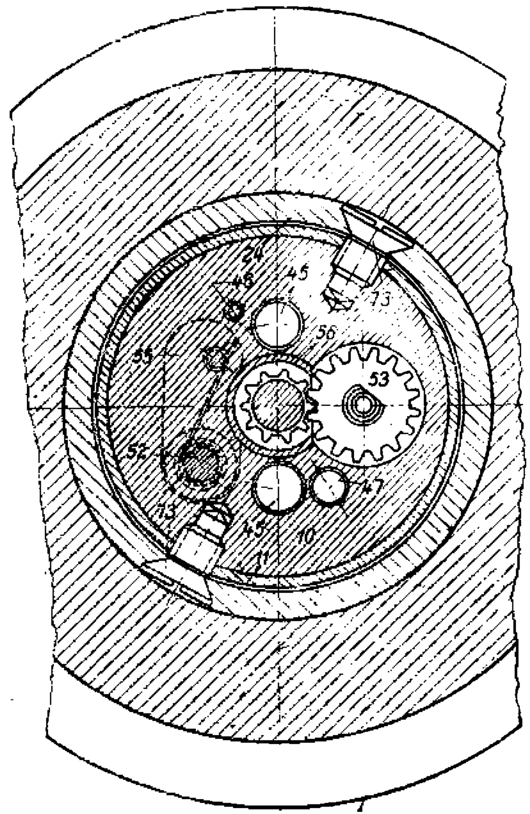
Установка до и в момент выстрела фиксируется за счет трения верхнего подвижного прибора *12*, *13*, *14* о цилиндр *24* и гофрированной шайбой *3*, прижимающей верхний подвижной прибор к уступу цилиндра *24* планкой *12*.

После выстрела, в начальный период действия центробежных сил, установка фиксируется собачками *8* (фиг. 196) на осях *35*, запрессованных в планку *14* верхнего подвижного прибора. Собачки *8* зубьями *76* под действием центробежной силы входят в зубья храпового колеса балистического колпака *6* и фиксируют установку трубки на полете.



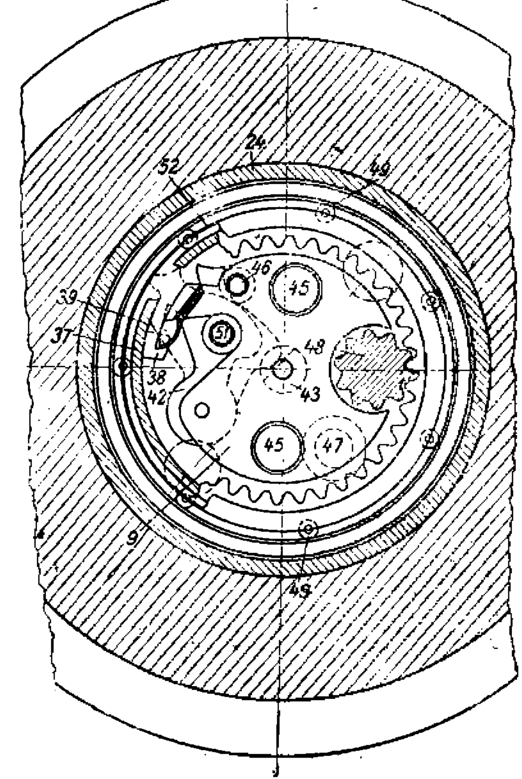
Фиг. 195. Регулятор трубки Варо.

По V-V



Фиг. 196.

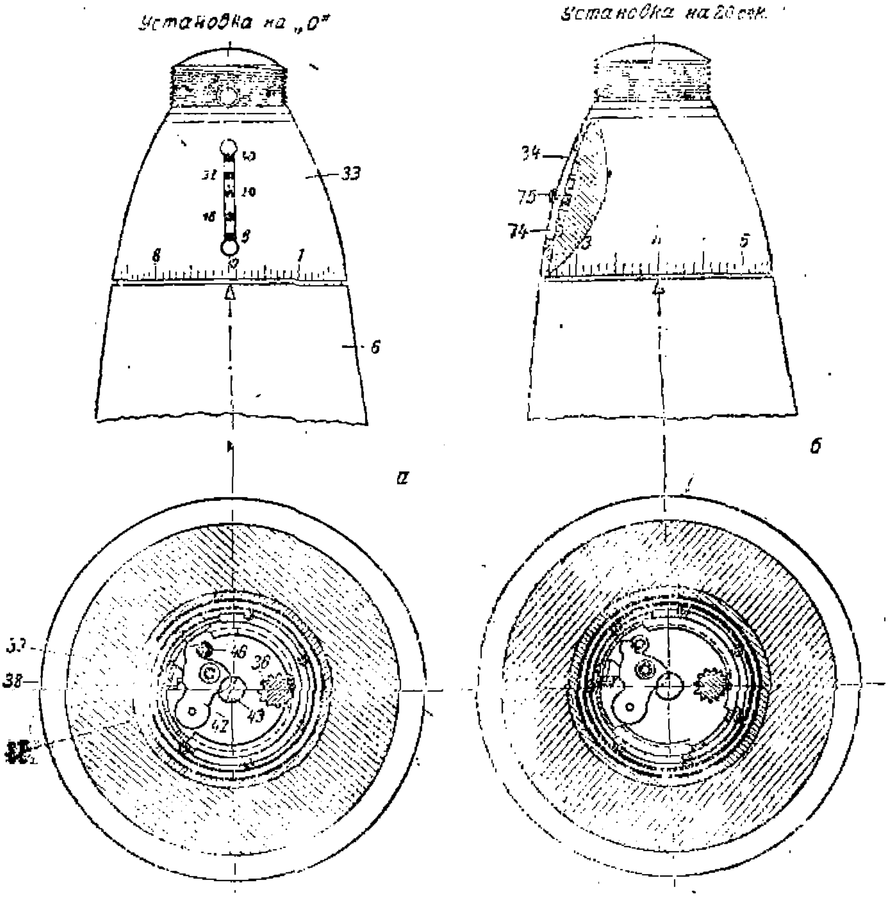
По VI-VI



Фиг. 197. Действие установочного механизма трубки Варо.

Пусковой механизм

Пусковой механизм (фиг. 195) состоит из двух центробежных предохранителей *22*, тормозящих баланс *68*. Предохранители имеют отогнутые носики *77*, которыми они упираются в грузики *69* баланса и удерживают его от колебательного движения. Предохранители же

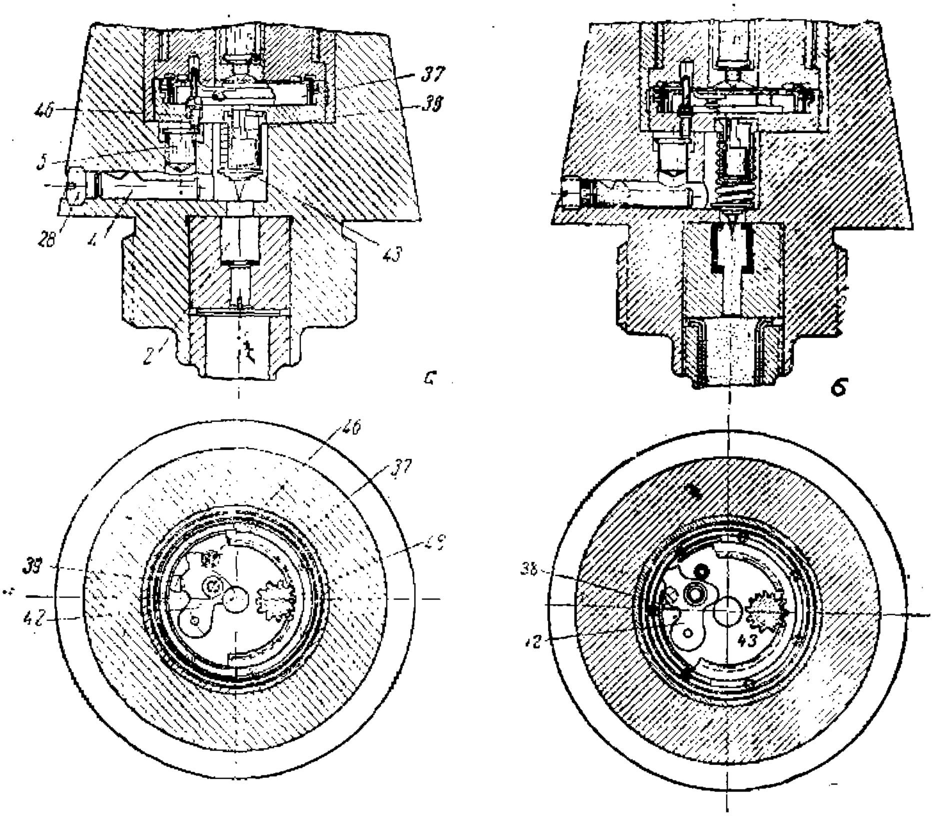


Фиг. 198. Установочный механизм.
а — установка на нуль; *б* — установка на 20 сек.

имеют тоже носики *78*, отогнутые вниз и пропущенные в прорези планки *13* верхнего подвижного прибора.

В носики *78* упираются пружины *23*, укрепленные в планке *13* винтами. Предохранители надеты на оси-шпильки, запрессованные в планке *13* верхнего подвижного прибора. В предохранителях запрессованы штифты, ограничивающие движение предохранителей по пазам, выфрезерованным в планке *13*. Пружины *23* одним концом (коротким) упираются в стенки фрезеровки в планке *13* (снизу), а другим—в носики *78* предохранителей *22* и отжимают их к периферии. Следовательно, второй конец предохранителя 22 будет прижиматься ограничительными шпильками к фрезеровке в планке *13* по направлению к центру.

Носики *77* предохранителей до действия центробежных сил опираются на грузики *69* баланса и удерживают его от поворота,



Фиг. 199. Спусковой механизм трубки Варо.
а—на полете снаряда; *б*—у цели.

при котором могло бы быть пропускание зуба ходового колеса *65* палетой *66* (фиг. 195).

Механизм трубки Варо начинает действовать от центробежных сил, преодолевающих сопротивление пружин *23* и отводящих предохранители *22*.

Часовой механизм

Часовой механизм трубки Варо отличается от других часовых механизмов, применяемых в трубках, регулятором и состоит из следующих основных частей:

1. Движущая часть состоит из барабана, ведущей оси и ведущей пружины. Ведущая пружина *54* (фиг. 193*б*, 193*в*) закреплена одним концом на неподвижном барабане *11*, который закреплен в цилиндре *24*, другим—при помощи заклепки на ведущей оси *55*.

При изготовлении на заводе и сборке трубки ведущая пружина *54* имеет лишь начальный завод. Когда механизм кончает работать (у цели), сила пружины должна быть достаточной для подхода прорези колеса *37* (фиг. 193*в*) к движку *9*; удаление этой прорези при установке связано с определенным углом завода пружины *54*.

Пружина заводится при установке трубки на время действия. Чем большее время работы трубки, тем на больший угол заводится пружина.

2. П е р е д а т о ч н ы й м е х а н и з м представляет комбинацию передаточных колес и служит для передачи движения регулятору и установки механизма на время действия. Движение передается регулятору через зацепление верхних колес и трибов, а движение установочному механизму передается нижней цепью колес.

а) *Верхняя цепь колес.* При вращении ведущей оси *55* под действием пружины *54* вращается колесо *58*, закрепленное на оси *55* с внутренним зацеплением и сцепленное с трибом *16*. На оси триба *16* насажено колесо *62* (фиг. 193*б* и 193*в*), сцепленное с трибом *17*.

На одной оси с трибом *17* посажено коническое колесо *63*, сцепленное с коническим трибом *18* на одной оси с ходовыми колесами *64* и *65*.

б) *Нижняя цепь колес.* При вращении оси *55* вращается триб *56*, насаженный на нижнюю часть оси *55*. С трибом *56* сцеплено колесо *53*. На одной оси с колесом *53* посажен триб *48*, сцепленный с колесом *37* с внутренним зацеплением. Колесо *37* является и установочным и спусковым, так как через его прорезь у цели проскакивает движок *42*.

3. *Регулятор механизма* предназначен для преобразования неравномерного вращательного движения в равномерное вращательное движение оси *55*.

Сам регулятор получает равномерное колебательное движение при помощи цилиндрической пружины *70* (фиг. 195), расположенной горизонтально относительно оси вращения снаряда и закрепленной одним концом во втулке с грузиками *71* и *72*, а другим — скрепленной с коническим колесом *20*.

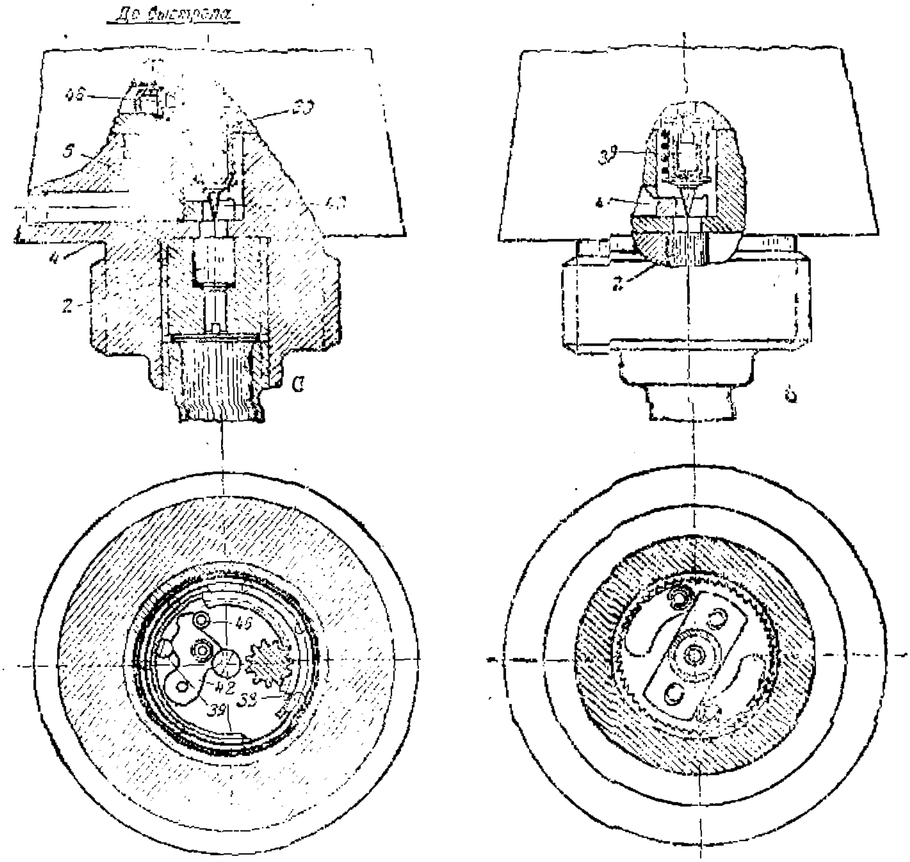
Коническое колесо *20* находится в зацеплении с коническим колесом *67* (фиг. *195*), закрепленным на оси баланса *1*. Регулятор представляет баланс *68* с двумя грузиками *69*. На оси *19* баланса имеется палета *66*, которая перепускает поочередно зубья ходовых колес *64* и *65* с некоторым торможением за счет закручивания и раскручивания пружины *70* регулятора.

Точность регулировки механизма достигается изменением высоты пружины подвинчиванием винта, на который опирается ось пружины регулятора, и изменением длины пружины специальным штифтом, обнимающим виток пружины (фиг. 193 и 195).

Спусковой механизм

Спусковой механизм расположен в нижней части трубки. Он состоит из колеса *37* (фиг. 199) с внутренним зацеплением с прорезью на боковой поверхности, движка *42* с пружиной *50*, ударника *43* и пружины *44*. Движок *42* при установке носиком не касается обода колеса *37*, этому мешает стопор *46*. Приливом движок *42* входит в специальную прорезь ударника 43 и удерживает его от вертикального перемещения. Движок сидит на оси и передвигается к периферии под действием центробежной силы и пружины 50.

Спуск ударника 43 происходит у цели в зависимости от установки, когда колесо 37 подойдет прорезью к носику движка. В этот момент



Фиг. 200. Предохранительный и пусковой механизм трубки Варо.
а—до выстрела; б—после выстрела.

движок проскакивает в прорезь и освобождает ударник, который пружиной 44 подается вниз по направлению к капсюлю-воспламенителю.

Предохранительные устройства

Предохранительные устройства (фиг. 193—195) обеспечивают надежность трубки как в обращении, так и при выстреле. Основные предохранители расположены в нижней части корпуса 1 трубки.

Ударник 43 не может соскочить с прилива движка благодаря застопориванию стопором 39. Стопор удерживается конической шпилькой *38*, запрессованной в колесе *37*, расположенном выше движка. При спуске движок *42* свободно проходит в прорезь колеса *37*.

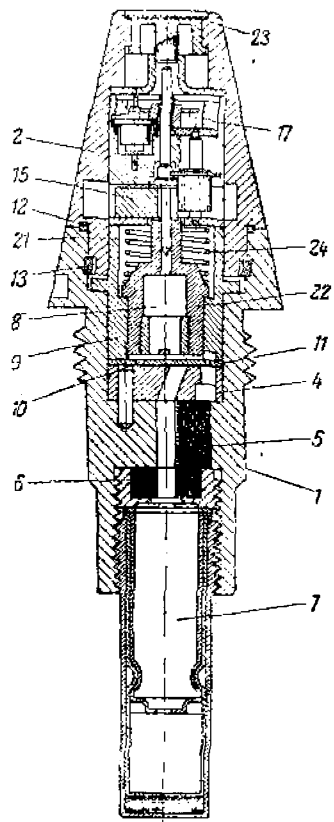
Во время установки при повороте колеса *37* шпилька *38* уходит и освобождает стопор *39*, стопор остается на лапках предохранителя *44* и при выстреле, сминая лапки, проходит вниз, во втулку *40*.

В момент выстрела, если по каким-либо причинам сломается кончик жала *или сорвется* ударник, капсюль не накалывается. Этому мешает центробежный движок *4*, который взводится после прекращения действия инерционных сил; хотя в этот момент уже и действуют центробежные силы, движок не может перемещаться к периферии, так как его удерживает конический стопор *5*.

Стопор *5* поддерживает стопор *46* (фиг. 200), который удерживается от подъема вверх приливом движка *42*; движок *42* удерживается в месте ударником *43*.

Когда прекращается действие инерционных сил, движок освобождает стопор *46* и ложится носиком на обод колеса *37*. Под действием центробежных сил отходит предохранитель *4* и поднимает стопор с конусом *5* вверх. Стопор *5* поднимает стопор *46*, и ударник *43* получает возможность перемещаться вниз.

В нижней части корпуса *1* (фиг. 195), в верхнем подвижном приборе, имеются центробежные предохранители *22*, удерживающие баланс. Под действием центробежных сил предохранители *22* освобождают баланс.



Фиг. 201. Взрыватель Таваро.

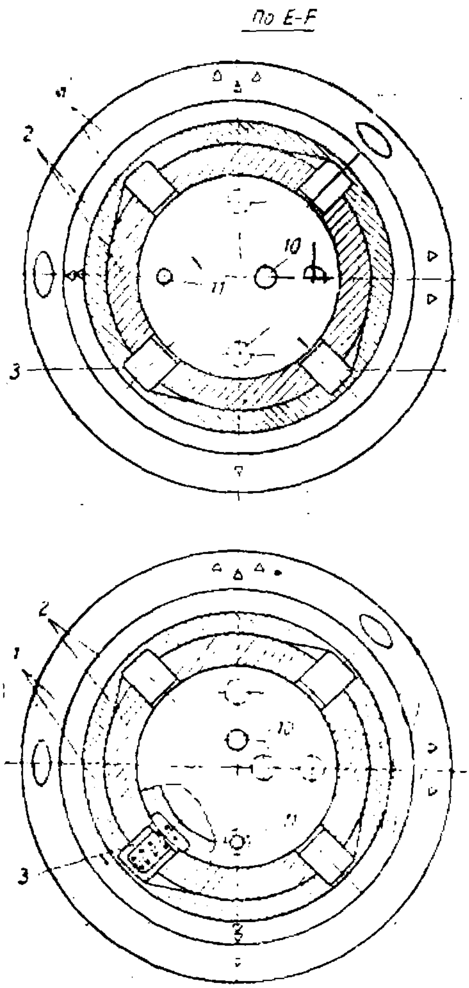
Для герметичности установочный ключ *7* под гайкой *29*, внутри колпака *6*, имеет жирно промасленное суконное кольцо, что сохраняет трубку от коррозии при хранении на складе.

Работа трубки

Установочный механизм

В трубке Варо установка производится одновременно с заводом ведущей пружины установочным ключом *7*; ключ соединен с верхним подвижным прибором, состоящим из пластинок *12*, *13*, *14*. Сверху на ключе *7* укреплен оживальный колпачок *33* с делениями (секунды и десятые доли секунд).

По середине колпачка имеется вертикальная прорезь *34*, в которой ходит указатель *75*. Указатель с внутренней стороны ходит по винтовым пазам *74* головной части трубки *6*. Перемещаясь вдоль прорези, указатель показывает полные обороты ключа 7, а части оборота просчитываются на нижних делениях оживального колпачка.



Фиг. 202.

Два центробежных предохранителя 22 застопоривают баланс. При установке колесо 62 идет по периферии трубки и ведет колесо 58, с которым скреплена ось двигателя 55. При этом заводится пружина 54 и вращается (в направлении против часовой стрелки) верхнее колесо 37, которое управляет ударником через замедляющую передачу 56, 53 и 48. Колесо 37 по периферии имеет прорезь; при вращении колеса 37 прорезь уходит от носика движка, который должен пройти через прорезь в установленное время.

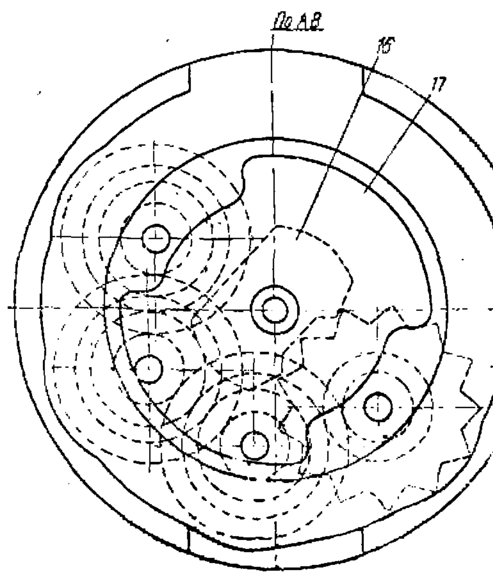
Положение установки до момента выстрела поддерживается трением планки 13 о две половинки коробки 24 и гофрированной шайбой, нажимающей на верхний подвижной прибор 12, 13, 14. После выстрела под действием центробежной силы собачки 8 зубьями 76 входят в зубья колпака 6 и фиксируют установленное положение трубки на полете.

Пусковой механизм

В момент выстрела под действием сил инерции оседает стопор 39, сжимая лапки предохранителя 41. Движок 42, прижатый до этого момента к стопору 39, под действием центробежной силы отходит от него и носиком ложится на обод колеса 37. Благодаря этому освобождается вертикальный стержень 46, который после полного освобождения имеет возможность двигаться вверх, в свое гнездо.

После выстрела механизм пускается в ход под действием центробежных сил. Предохранители 22, стопорящие баланс, отходят к периферии, сжимая пружины 23, освобождают баланс, и механизм начинает работать.

Одновременно с отходом собачек 8, фиксирующих установку трубки и предохранителей 22, стопорящих баланс, отходит цилиндрический стопор *4* с продольной прорезью, в которую входит боек ударника *43*. После прекращения линейного ускорения уменьшается давление ударника на зуб, удерживающий движок *42*. Поэтому движок под действием центробежной силы и пружины *50* (фиг.193*б*) может повернуться и освобождает вертикальный стержень *46* (фиг. 200). Стопор *4* под действием центробежной силы отводит коническую часть



Фиг. 203.

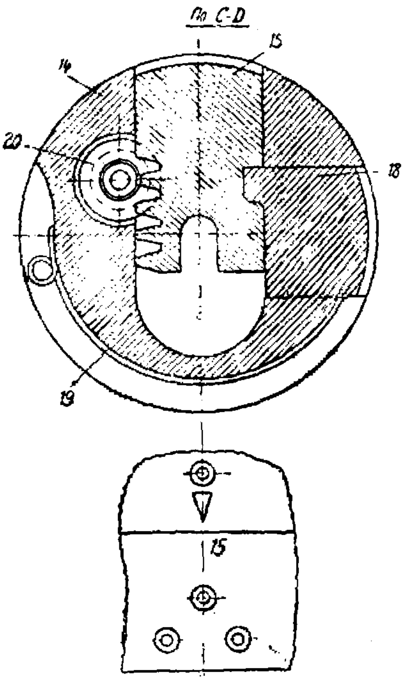
стопора 5 вверх, а сам уходит из-под ударника. Стопор 5, поднимаясь, отводит вертикальный стержень *46* кверху, освобожденный движком *42*.

Спусковой механизм

На полете под действием пружины *54* равномерно вращается главная ведущая ось *55*, на которой укреплено колесо *58*. Колесо *58* передает вращение колесу *53*, сидящему на одной оси с трибом *48*. Триб *48* вращает колесо *37* с внутренним зацеплением, имеющее на периферии прорезь. Через установленное время (у цели) прорезь подойдет к носику движка *42*, который все время под действием центробежной силы прижимается к ободу колеса *37*. Как только прорезь колеса *37* подойдет к носику движка *42*, он проскочит в нее и освободит ударник *43*. Под действием пружины *44* ударник устремляется вниз и накалывает капсюль-воспламенитель *2*, запрессованный во втулке *27*. Через небольшое отверстие во втулке *27* луч огня капсюля-воспламенителя проходит в пороховой петарде, и происходит разрыв шрапнели.

ВЗРЫВАТЕЛЬ ТАВАРО

Часовой механизм во взрывателях ударного действия применяется для замедления взведения. Обычные взрыватели с центробежными или инерционными предохранителями взводятся или в канале орудия или в непосредственной близости от дула. Появление новых орудий с большими давлениями в канале и скоростями и особенно применение дульных тормозов делает обычные взрыватели недостаточно безопасными; придание снаряду удобообтекаемой формы повело к уменьшению устойчивости снаряда перед дулом, что также способствует уменьшению безопасности взрывателя. Эти причины вызвали появление разного рода механизмов, замедляющих взведение, из которых наиболее надежным является часовой, так как он обеспечивает взведение взрывателя в установленный момент.



Фиг. 204.

Одним из наиболее распространенных является взрыватель Таваро. Действие взрывателя основано на сближении жала и ударника в момент прохождения снаряда через препятствие. Действие может быть мгновенным или с тремя различными замедлениями.

Взрыватель имеет часовой механизм, назначение которого обеспечить: 1) взводимость через определенный промежуток времени полета снаряда и 2) безопасность при движении снаряда в канале орудия. Время работы часового механизма зависит от угловой скорости снаряда. По патентному описанию взведение взрывателя производится на расстоянии равном: 90 *м* от дула орудия при скорости вращения снаряда 1200 об/мин. и 100 *м* при скорости вращения 1600 об/мин.

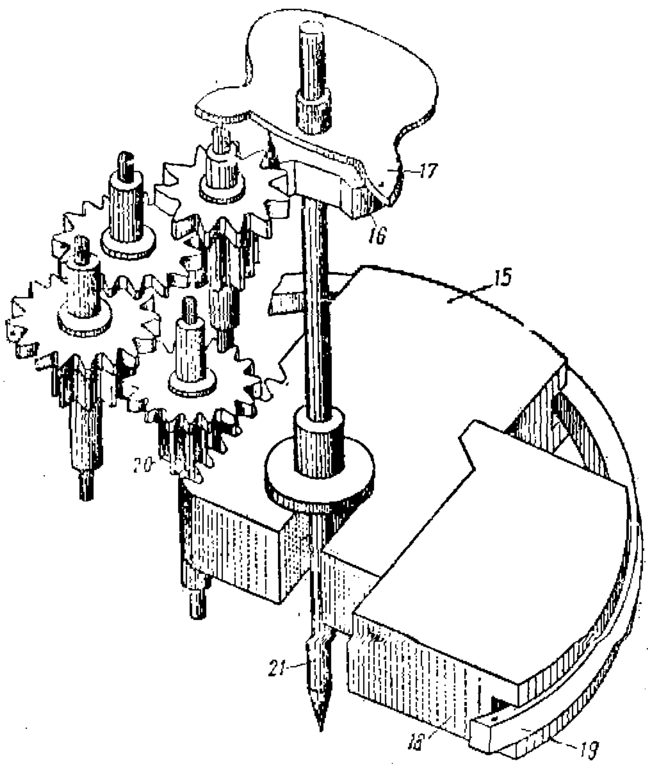
На этом участке взрыватель безопасен; на дальнейшем пути взрыватель взведен, жало удерживается силой набегания, а перемещение ударника ограничено контрпредохранительной пружиной.

В момент достижения максимального значения угловой скорости снаряда кремальера *15* (фиг. 201—203) начинает перемещаться и приводит в действие часовой механизм. Пока кремальера не вышла из зацепления с трибом *20*, жало *21* и *22* не могут перемещаться. С момента взведения взрыватель обладает высокой чувствительностью: препятствия в виде аэроткани, снега, кустов и т. п. приводят взрыватель в действие.

При попадании снаряда в цель мембрана *23* толкает жало к капсюлю; одновременно приближается к жалу и капсюльная втулка *22* под действием силы инерции, сжимая пружину *24*.

Взрыватель состоит из корпуса 1 и головки 2. Головка удерживается неподвижно в четырех положениях цилиндрическими стопорами 3, входящими в пазы корпуса 1. Эти положения головки под углом 90° одно относительно другого соответствуют: нуль—мгновенному действию, а остальные—с замедлениями в 0,05, 0,10 и 0,15 сек.

Для мгновенного действия ориентир головки 2 устанавливается в нулевое положение. Огонь от капсюля-воспламенителя передается непосредственно капсюлю-детонатору.



Фиг. 205. Кинематическая схема взрывателя Таваро.

Для замедленного действия сделаны запрессовки пороха ниже неподвижной втулки 4. Луч огня от капсюля-воспламенителя попадает на ту или иную запрессовку, в зависимости от установленного замедления. Затем луч передается пороховой запрессовке 5, петарде 6 и капсюлю-детонатору 7.

Чтобы увеличить время горения пороховых столбиков, в трубке создается разрежение за счет камор расширения втулки 4.

Требуемое замедление устанавливается поворотом головки против часовой стрелки до совпадения указателей на головке и корпусе взрывателя. Одновременно вращается цилиндр 9, с которым посредством выступов и вырезов соединена планка, имеющая два отверстия 10 и 11 различных диаметров. Через отверстия производится запал пороховых столбиков. При установке на замедление отверстие малого диаметра устанавливается против отверстия в камору расширения втулки *4*.

Фиксация установки достигается с помощью четырех стопоров (поршневого типа), которые вставляются в расточки головки *2*.

Внутри они имеют пружины, благодаря которым входят в пазы корпуса и позволяют поворот головки только в одну сторону (против часовой стрелки), из-за чего поворот головки на полете невозможен.

Между головкой и корпусом, в месте их соединения, имеется водонепроницаемая прокладка *12*.

Соединение головки и корпуса делается с помощью разрезного стального кольца *13*, которое раздается при ввинчивании и входит в кольцевую выточку корпуса.

Благодаря выпуклым ориентирам установка взрывателя может быть произведена и в темноте.

Часовой механизм заключен в корпус *14*, в котором находятся зубчатые колеса, приводимые в движение кремальерой *15* (фиг. 205).

Скорость зубчатой передачи регулируется системой якоря *16* и баланса *17*. До начала движения кремальера удерживается центробежным предохранителем *18* под действием пружины *19*. По достижении определенной угловой скорости снаряда на полете предохранитель отходит, позволяя кремальере переместиться и привести в движение систему.

ЛИТЕРАТУРА

1. J. H. Grossman, Horlogerie théoretique, Berne, E Magron Editeur 1908.
2. W. Sander, Uhrenlehre, Leipzig, Verlag der Uhrmacher Woche, Wilhelm Diebener, 1923.
3. James-c. Pellaton, Die Hemmungen, Verlag E Magron.
4. О. Рихтер и Р. Фосс, Детали изделий точной механики, ОНТИ, Машметиздат, М.—Л., 1932.
5. Проф. Л. П. Шишелов, Механика часового механизма, Кубуч, Л., 1935.
9. Проф. М. Ф. Васильев, Основы теории часовых механизмов, изд. Артакадемии им. Дзержинского, Л., 1934.
7. Г. Канн, Практическое руководство по часовому делу, ОНТИ, Л., 1938.
8. Проф. Ф. В. Дроздов, Детали точного аппарато- и приборостроения. ОНТИ, 1936.
9. В. И. Рдултовский, Исторический очерк развития трубок и взрывателей, Оборонгиз, 1940.
10. Матюшкин-Лабузинский, Механические трубки, изд. Артиллерийской академии имени Дзержинского, Л.
11. П. Н. Гоберман, Анализ эвольвентного и часового зацепления. Диссертация на кандидата технических наук. Ленинградский институт точной механики и оптики, 1940.
12. Е. И. Левитан: Исследование регуляторов механических трубок. Диссертация на кандидата технических наук. Ленинградский институт точной механики и оптики, 1938.

Редактор *Г. К. Холоманов*

Л 76067. Подп. к печати 22/X 1943 г. Тираж 3000. Печ. л. $20\frac{1}{4}$. Уч.-авт. л. 22,55. Кол. зн. в печ. л. 45000. Цена 12 руб. Зак. 1184.

16-я типография треста «Полиграфкнига» ОГИЗа при СНК РСФСР Москва, Трехпрудный, 9.