

В. Ф. КАЛИНИНА, А. Д. РОМАНОВ

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТЫ
ЭЛЕМЕНТОВ
ЧАСОВЫХ МЕХАНИЗМОВ
И ПРИБОРОВ

Центральное бюро технической информации
Пенза — 1960

В. Ф. КАЛИНИНА, А. Д. РОМАНОВ

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТЫ
ЭЛЕМЕНТОВ
ЧАСОВЫХ МЕХАНИЗМОВ
И ПРИБОРОВ

Центральное бюро технической информации совнархоза
Пенза — 1960 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.

Введение.

Глава I. Основы конструирования часовых механизмов.

- § 1. Требования, предъявляемые к конструкциям часовых механизмов.
- § 2. Эмпирические соотношения в часовом механизме.
- § 3. Кинематический расчет часового механизма.
- § 4. Определение размеров заводного барабана.
- § 5. Расчет пружинного двигателя.
- § 6. Выбор расположения осей основной колесной системы.
- § 7. Планировка часового механизма.
- § 8. Расчет элементов зубчатой передачи.
- § 9. Расчет координат основных деталей механизма.

Глава II. Конструирование спускового механизма.

- § 1. Общие сведения о спусковых механизмах.
- § 2. Сравнительные данные свободных анкерных спусков.
- § 3. Построение неравноплечего анкерного спуска с распределенным импульсом.
- § 4. Обоснование выбора параметров спуска.
- § 5. Расчет углов импульса.
- § 6. Расчет размеров неравноплечего спуска.

Глава III. Собственные колебания системы баланс-спираль.

- § 1. Влияние момента инерции спирали.
- § 2. Влияние трения на затухание колебаний системы баланс-спираль.
- § 3. Влияние нелинейности восстанавливающего момента спирали на изохронизм колебаний.
- § 4. Влияние расположения точек крепления концов спирали.
- § 5. Влияние бокового давления в подшипниках оси баланса.

Глава IV. Расчет часовового механизма.

- § 1. Последовательность этапов выполнения работ по расчету и конструированию часовового механизма.
- § 2. Расчет спирали баланса.

Глава V. Соединения деталей.

- § 1. Характерные особенности соединений, применяемых в часовых механизмах.
- § 2. Классификация и назначение.
- § 3. Неразъемные соединения.
- § 4. Разъемные соединения.

Глава VI. Конструкция типовых деталей часовых механизмов.

- § 1. Подшипники.
- § 2. Трибы и оси.
- § 3. Колеса.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Наличие производства приборов времени является характерной особенностью почти всех промышленно-развитых стран. Это обуславливается не только желанием удовлетворить потребности населения в бытовых часах, но и в значительной степени стремлением развивать отрасли точной индустрии, без которых, как известно, невозможно создание современных сложных машин и приборов, и потребность в которых возникает во все возрастающей степени.

По характеру требований, предъявляемых к приборам времени, по количеству применяемых средств производства (инструмент, оборудование) и по масштабам производства часовая промышленность является ведущей в точной индустрии. Неслучайно поэтому, относительно развитую часовую промышленность, кроме Швейцарии (где она получила наибольшее развитие), имеют такие страны, как Германия (ФРГ и ГДР), США, Англия, Япония и Франция.

Производство часов как измерителей времени известно с давних времен. Можно привести некоторые исторические данные об этом производстве в различных странах, а также о современном его состоянии.

Первое упоминание о механических часах имеется в Византийской антологии и относится к 578 г. нашей эры. В более поздний период (X век) имеются сведения о механических часах настольного типа, которые стояли в кабинете министра Византийского императора. Упоминание о колесных часах имеется у Данте в его «Божественной комедии» (1300 г.).

Карл Маркс называл часы первым автоматом, употребленным для практических целей, и указывал, что «на их основе развивалась вся теория производства равномерных движений».*)

До XVI века производство часов являлось предметом искусства отдельных даровитых одиночек-механиков, изготавливших как башенные часы, так и часы индивидуального пользования — в ряде случаев весьма сложные, с различного рода музыкальными и другого рода устройствами.

Наиболее раннее развитие промышленного производства часов получила Франция. В 1456 г. в Париже был организован первый цех часов-

* К. Маркс и Ф. Энгельс. Избранные письма. Гос. Издательство политической литературы. 1947 г. (Стр. 137—139).

щиков. Вслед за Францией это производство в начале XVI века организуется в Германии. Примерно в то же время оно возникает и в Англии, Датой зарождения часового ремесла в Швейцарии принято считать 1587 год. Однако до XIX века оно здесь не выходило за пределы кустарного ремесла.

Первое предприятие по производству часов с разделением труда в этой стране было создано в 1804 году в г. Женеве. В 1824 году в этом же городе появилась первая профессиональная школа подготовки мастеров-часовщиков.

Переломным этапом в развитии производства этих изделий явилось изобретение Петром Гейленом (1560 г.) часовой пружины как двигателя. До этого часы изготавливались с приводом от гирь. Использование часовой пружины дало возможность производить часы более портативного типа, в частности, карманные.

В настоящее время наиболее развитую часовую промышленность имеет Швейцария. В этой стране насчитывается свыше 1000 предприятий этого типа. Выпуск часов здесь составил в 1957 г. свыше 40 млн. шт. самых разнообразных калибров и внешних оформлений. В этой отрасли промышленности в Швейцарии занято до 75 тысяч рабочих, кроме надомников, имеются специальные технические училища для подготовки руководителей производства и профессиональные школы для рабочих-часовщиков.

В Швейцарии широко развита специализация часовых предприятий по технологическому и предметному признаку. Например, имеются предприятия, занятые только отделкой часовых корпусов. Свыше 80 предприятий заняты изготовлением циферблатов и стрелок. До 100 мастерских изготавливают часовые камни по отдельным операциям.

Специализация здесь сложилась исторически, вследствие превращения отдельных мелких кустарных, часто семейных мастерских в более крупные предприятия. Характерно, что в последнее время в этой стране стали создаваться и комплексные предприятия, например, фирма «Лангендорф». Наряду с большим количеством простых и среднего качества часов, в Швейцарии изготавливаются наиболее сложные и точные в мировой практике часы (фирмы Филипп—Патек, Вашерон—Константин, Интернациональ—Ватч и некоторые др.).

Из крупных фирм, выпускающих часы в больших количествах среднего качества, следует отметить Эникар, Тован—Ватч, (Сима), Ролекс, Омега, Лонжин.

Однако несмотря на широкое развитие часовой промышленности в этой стране, серьезных работ в области теории часовного дела, обоснованных расчетных материалов в области конструирования часовых механизмов и современной организации часового производства до последнего времени не было создано или они не опубликованы. Неслучайно поэтому на большинстве предприятий производство часов и механизмов, особенно высокого качества, базируется почти исключительно на высо-

кой квалификации рабочих, и до настоящего времени многими работниками этой отрасли оно рассматривается как предмет искусства.

Серьезным препятствием для развития теории часовного дела в этой стране следует признать частно-капиталистический характер производства, с его производственно-техническими секретами.

Развитую часовую промышленность имеет Западная Германия. По количеству производимых часов она за последние годы вышла на 2-е (после Швейцарии) место в мире (выпуск их в 1957 году составил до 28 млн. шт.).

Предприятия этой отрасли изготавливают, главным образом, наиболее простые и дешевые часы, но хороших внешних оформлений. Выпуск наручных часов на 15 и более камнях с анкерным ходом по состоянию на 1956 г. здесь составлял не свыше 6—7 млн. шт. В этой промышленности занято около 30 тыс. человек на более чем 200 предприятиях, расположенных, главным образом, в Шварцвальде.

Наряду с мелкими предприятиями в этой стране имеются и крупные — с замкнутым циклом производства (например, фирма Юнганс).

До второй мировой войны часовая промышленность Германии имела большой удельный вес в мировом экспорте часов. Во время и непосредственно после войны он значительно сократился из-за стремления США, Англии и Франции надолго парализовать часовую промышленность Германии, как конкурента на мировом рынке. Однако уже к 1950 году общий уровень производства часов в этой стране (в границах ФРГ) достиг довоенного, а в настоящее время эта республика не только в основном удовлетворяет потребности в часах внутреннего рынка, но и является как и до войны, крупным мировым экспортёром, конкурируя с Швейцарией и другими странами.

Успешно развивает свою часовую промышленность Германская Демократическая Республика, которая имеет несколько крупных предприятий в Тюрингии и в Глясс—Хютте. На этих предприятиях изготавливаются дешевые простые часы без камней и на 7 камнях, будильники и наручные часы среднего качества, на 15—17 камнях, а также такие точные часы, какими являются морские хронометры. Выпуск часов в 1956 году здесь составил свыше 4 млн. штук.

Следующей страной, имеющей относительно развитую часовую промышленность, является США. Здесь эта отрасль промышленности существует примерно 100 лет. В сравнении с Швейцарией большинство предприятий здесь является крупными, работающими по замкнутому циклу производства с изготовлением на одном заводе всего комплекта деталей часовского механизма (за исключением часовых пружин, камней и в отдельных случаях корпусов, циферблатов и стрелок). Четыре завода (Элгин, Гамильтон, Бюллов и Вальтхем) изготавливают до 4 млн. штук в год относительно сложных и точных часов на 17—23 рубиновых камнях. Остальные предприятия — количеством до 100 (Вестлок, Нигрехем, Ньюхевен и др.) заняты производством дешевых, в основном бескамне-

вых наручных часов, будильников, настольных, электрических часов, а также отдельных деталей часовых механизмов.

Наибольшее количество часов в США было изготовлено в 1947 году (примерно 45 млн. шт.), в основном дешевых настольных и настенных (29,3 млн. шт.). При этом в производстве занято было примерно 40 тыс. рабочих. В последующие годы наблюдается значительное снижение производства. В 1954 году, например, было выпущено 35 млн. шт. часов, а в 1957 году, по сообщению Президента Америкон Вотч Компани Са-муэла Андерсона, — 19 млн. штук, только анкерных и стенных часов.

Снижение производства часов в этой стране объясняется большим поступлением их на американский рынок из других стран, в частности, из Швейцарии (до 12 млн. шт. в год) и стремлением загрузки этих предприятий военными заказами. По этой причине часовые заводы Америки в большинстве случаев не имеют строгой предметной специализации и загружаются изготовлением не только часов, но и приборов смежного с часами характера, в которых ощущается конъюнктурная потребность.

В Англии часовая промышленность хотя и существует давно, но до второй мировой войны имела слабое развитие и не могла удовлетворить потребность своей страны. До 8 млн. шт. часов ежегодно покупалось за границей. После войны правительство Англии стало содействовать развитию этой промышленности. Этим, главным образом, объясняется, что в период 1946—50 гг. здесь был построен наиболее механизированный и организованный в мировой практике часовой завод по производству будильников (завод Вишоу в Шотландии). По состоянию на 1956 год в Англии в часовом производстве было занято около 16 тыс. рабочих в 25 концернах. В 1956 году было выпущено 8,1 млн. штук часов, в большинстве своем относительно дешевых и простой конструкции. Часов хорошего качества на 15-ти и более камнях в том же году было изготовлено не более 0,5 млн. штук.

Относительно старой и развитой также является часовая промышленность Японии. Первый часовой завод в этой стране фирмы Сейко был построен еще в 1875 году. До второй мировой войны в Японии имелось до 30 предприятий, изготавливающих часы и отдельные часовые детали в большинстве своем простой конструкции. Во время войны эта промышленность была частично разрушена и частично перестроена для военных нужд. После войны она была восстановлена и на базе нового оборудования, которое изготавливается, в основном, в своей стране, организовано производство многих видов часовой продукции, включая наручные мужские и дамские часы современного внешнего оформления.

В настоящее время в Японии существуют три главные и наиболее крупные фирмы по изготовлению наручных и других видов часов «Сейко», «Сизитцен» и «Ориенто», а всего до 30 предприятий. Общий выпуск часов в 1957 году составил около 8 млн. штук, из них до 4 млн. наручных. В этой промышленности занято до 12 тысяч рабочих, из них до 10 тысяч — на трех крупных заводах, где производство наручных часов организовано по замкнутому циклу с изготовлением всех деталей

часового механизма, в том числе пружин и часовых камней, за исключением, однако, деталей внешнего оформления (корпуса, циферблата, стрелок), которые изготавливаются на специализированном предприятии.

Часовая промышленность Японии имеет стремление к дальнейшему расширению, так как обеспечение населения страны в часах по состоянию на 1957 год составляет по ориентировочным данным не свыше 12%. Кроме того, в этой стране имеет место явно выраженная тенденция к более широкому экспорту часов.

Часовая промышленность Франции носит крайне раздробленный характер. Из 600 предприятий по производству наручных и карманных часов — 270 имеют до 20 человек рабочих. Всего на производстве этого вида часов занято до 7 тыс. рабочих, а весь выпуск составляет примерно 4 млн. шт. в год. Кроме того, выпускаются крупногабаритные часы до 3 млн. шт. в год с количеством занятых рабочих до 6 тыс. человек.

Техническим центром часовой промышленности этой страны является г. Безансон, где расположен наиболее крупный часовой завод фирмы ЛИП, с количеством работающих 1200 человек, на котором кроме часов изготавливаются также технологические приборы для нужд часовой и других отраслей промышленности.

Производством бытовых часов занимаются и некоторые другие страны (Венгрия, Чехословакия, Италия), но в незначительных масштабах.

В России производство часов имеет свою многолетнюю историю. По исследованиям и материалам В. Н. Пипунырова известно, что первые башенные часы были изготовлены и установлены в 1404 году в г. Москве часовым мастером Лазарем Сербиным. Вторые часы этого типа были сооружены в Великом Новгороде в 1434 году. Кроме Сербина известны имена других талантливых мастеров по изготовлению часов — таких, как Семен, установивший башенные часы в 1534 году. Никифор Никитин (1615 г.) и некоторые другие. Весьма талантливыми искусством мастером-самоучкой, как известно, являлся в этой части И. П. Кулибин (1735 — 1818 гг.).

Первым предприятием часового производства в России была мастерская-школа, созданная в 1784 году в Белорусской деревне Дубровна тогдашним фаворитом императрицы Екатерины II — Потемкиным. Предприятие изготавливало карманные часы и было оборудовано 33 различными станками. Производство часов было организовано с разделением труда и высокого по тому времени качества. Через 9 лет рескриптом императрицы это предприятие было переведено в деревню Купавно под Москвой. По имеющимся архивным материалам эта фабрика пользовалась большой популярностью среди тогдашней общественности, а также у знаменитого русского мастера Кулибина. К сожалению, она просуществовала недолго и не оставила заметных следов в развитии отечественной часовой промышленности.

В последующий период, несмотря на бурное развитие этой отрасли промышленности на Западе, в дореволюционной России не предприни-

малось необходимых мер для создания отечественного часового производства. Часовая промышленность дореволюционной России ограничивалась производством дешевых, простейшего типа часов (ходиков), которое было организовано в д. Шарапово Звенигородского уезда Московской губернии и частично в Москве.

В 1899 г. в деревне Шарапово на производстве часов-ходиков было занято лишь 66 рабочих. В 1916 году количество рабочих на этой фабрике достигло 150 человек. Отдельные заготовки для производства часов (трибсталь) предприятие получало из-за границы.

Следующая по размерам была фабрика Афанасьева в Москве, которая также изготавливала простейшие часы и имела 56 рабочих.

Отечественного производства карманных и наручных часов в России не было. Имелось лишь несколько сборочных мастерских иностранных часовых фирм (например, «Лангендорф»), наличие которых объяснялось стремлением иностранных предпринимателей избежать оплаты пошлин на готовые часы, так как часы в разобранном виде при поступлении в Россию пошлиной не облагались или облагались в значительно меньших размерах в сравнении с готовыми часами.

После Октябрьской социалистической революции Советским правительством были принятые необходимые меры для организации отечественной часовой промышленности. В 1920 году Трестом точной механики было организовано фабричное производство простейших часов (ходиков), на одном из заводов г. Москвы. В 1926 г. там же была начата сборка часов-будильников из деталей, поступающих по импорту.

Начало организации часового производства у нас в стране в более широких масштабах было положено в 1930 году, когда государственным трестом точной механики были пущены 1 и 2 часовые заводы в Москве. В том же году этими предприятиями было выпущено часов на сумму 7,5 млн. рублей.

С самого начала организации этой промышленности у нас в стране она создавалась как комплексная, то есть с учетом изготовления на одном предприятии всех основных деталей часов и инструмента.

До начала второй мировой войны 1941—45 г.г. отечественная часовая промышленность располагала 3-мя часовыми заводами (два Московских и Пензенский) и 3-мя предприятиями, изготавливающими отдельные часовые детали — часовые камни и деревянные футляры (Петродворецкий, Угличский и Московский ДОЗ).

В 1940 году указанными заводами было выпущено 210,5 тыс. шт. наручных часов, 368,0 тыс. шт. карманных, 98,7 тыс. шт. настенных, 144,0 тыс. шт. настольных, 349,0 тыс. шт. будильников и 1383,0 тыс. шт. часов типа ходиков, а всего часов бытового назначения — 2559,0 тыс. шт. Некоторую часть материалов, полуфабрикатов и инструмента, а также в значительной части оборудования, в довоенные годы часовые заводы получали по импорту.

Количество работающих в отечественной часовой промышленности в 1940 году составляло 11 тыс. чел., из них рабочих 7,7 тыс. чел. В пе-

риод Отечественной войны производство часов бытового назначения было почти прекращено. Однако уже за первую послевоенную пятилетку оно было полностью восстановлено и получило дальнейшее развитие. Так, в 1950 году уже было изготовлено наручных часов 1486,0 тыс. штук, карманных 493,0, тыс. шт., будильников 1120 тыс. шт., а всего часов бытового назначения — 7339,0 тыс. шт., или примерно в три раза больше, чем в последний довоенный год.

В этот период было освоено производство наиболее квалифицированных часовых механизмов, и в частности карманных часов марки «Молния», наручных часов марки «Победа», морских хронометров и некоторых других. Производство этих и других марок часов велось уже только на базе отечественных материалов и полуфабрикатов с помощью инструмента, изготовленного на отечественных заводах.

Специфика часового производства — весьма малый размер деталей (некоторые из них, как известно, весят не более 0,001 грамма), массовость производства, относительно большая точность изготовления деталей и особенно инструмента — требовали создания специальных станков, налаженных на производство только отдельных операций. Советскими конструкторами и рабочими такие станки созданы, и потребность в них в настоящее время в основном покрывается отечественным станкостроением, организованным на часовых заводах.

Некоторые затруднения в первой послевоенной пятилетке испытывались в производстве точных часовых камней (подшипников) из синтетического рубина. Эта проблема была успешно решена, и производство часовых камней, составляющее в настоящее время более 300 млн. шт. в год, полностью покрывает потребность в них отечественной часовой и приборной промышленности.

В последующие послевоенные пятилетки отечественная часовая промышленность, непрерывно развивалась как по количеству выпускаемой продукции, так и количеству предприятий.

Советским правительством после войны в эту отрасль промышленности было вложено несколько сот млн. руб. По состоянию на 1957 г. в ней насчитывалось уже 17 заводов с количеством работающих в несколько десятков тыс. чел. Часовые заводы в 1957 году выпустили свыше 23 млн. часов с большим удельным весом наиболее сложных и трудоемких часов, какими являются наручные, в том числе малогабаритные женские. Наручных часов в 1957 году было выпущено свыше 12,0 млн. шт., из них до 5,0 млн. женских. В настоящее время при новой организации Управления промышленностью часовые предприятия имеют совнархозы: Московский, Пензенский, Челябинский, Ленинградский, Белорусский, Ярославский, Татарский, Армянский и Орловский. При этом все предприятия этого типа в стране являются крупными, с количеством работающих от 1000 и более чел.

Можно сказать, что Советский Союз располагает в настоящее время наиболее концентрированной и организованной часовой промышленностью в мире. Индустриальная организация производства часов и отдель-

ных деталей на отечественных часовых заводах (конвейерные и поточные линии) создало необходимые предпосылки для роста производительности труда рабочих, которая только за вторую послевоенную пятилетку выросла примерно в 2 раза. За послевоенный период в часовой промышленности воспитано много квалифицированных специалистов и рабочих, способных производить самые сложные часовые механизмы.

По количеству выпускаемых бытовых часов среди стран, производящих эту продукцию, Советский Союз в 1957 году вышел на 3-е место в мире после Швейцарии и ФРГ. По выпуску же наиболее высококачественных часов (на 15 и более камнях) — 2-е место после Швейцарии.

Изготавлив в послевоенный период на рынок свыше 100 млн. шт. часов, в том числе свыше 40 млн. шт. наручных, отечественная часовая промышленность выходит на уровень полного удовлетворения потребности многомиллионного населения нашей страны в этом виде продукции.

Созданная усилиями Коммунистической партии и Советского правительства эта промышленность, как отрасль точной механики, получила признание и высокую оценку специалистов зарубежных стран (Англии, Франции, Швейцарии), посетивших в послевоенные годы наши часовые заводы. В их многочисленных высказываниях, в том числе и в иностранной печати, выражалось удивление масштабам предприятий и темпам развития этой отрасли промышленности в СССР за послевоенные годы, а также признание того, что такое развитие является, главным образом, следствием тех преимуществ, которые раскрывает перед экономикой любой страны социалистическая система народного хозяйства.

Однако было бы неправильным не видеть некоторых существенных недостатков в развитии этой отрасли промышленности у нас в стране. Одним из этих недостатков является еще не широкая номенклатура выпускаемых приборов времени и длительность их освоения в производстве. Если считать, что отечественная часовая промышленность в основном справилась с задачей удовлетворения потребности населения в часах среднего качества, то этого пока нельзя сказать о нуждах промышленности и потребности отдельных категорий населения в часах повышенной точности, снабженных различного рода специальными устройствами и имеющих хорошее внешнее оформление. Недостигнута еще необходимая гибкость производства в освоении новых изделий, что является следствием недостаточной специализации предприятий по изготовлению отдельных элементов часовых механизмов (часовые волоски, детали внешних оформлений и некоторое другое). Одним из серьезных препятствий в ликвидации этих отрицательных сторон в работе промышленности является недостаток конкретных руководящих теоретических материалов и практических руководств, необходимых для расчетов и конструирования часовых механизмов.

То обстоятельство, что создание этих изделий, как правило, до последнего времени производилось на основе опытных данных и путем экспериментирования, подгонок и отработки механизмов опытными часовщиками-механиками, создавало и все еще создает явление некоторой

неуправляемости производством часов, особенно в достижении высоких стабильных точностных характеристик в работе механизмов малых размеров. Специфические особенности часовых механизмов, и в частности элементов хода, как это подробно освещается авторами настоящей книги, не позволяют подходить к проектированию их обычными приемами, принятыми в машиностроении. Для этого требуются специализированные материалы применительно к этой отрасли техники.

В отечественной часовой промышленности длительный период времени предпринимались попытки создания таких теоретических материалов, которые давали бы возможность часовым заводам проектировать и изготавливать часы по заранее заданным параметрам. К этому в значительной степени сводились задачи созданного в стране после войны Научно-исследовательского института часовой промышленности. Это было особенно важно при создании таких крупных предприятий часового производства, какими являются отечественные заводы. Ставилась задача исключения понятия и фактора «искусства» в часовом производстве. Копирование швейцарских методов производства с ориентировкой на высокую квалификацию рабочих и их многолетний опыт работы для отечественной промышленности было неоправданным и практически невозможным.

В нашей стране организация массового производства часов высокого качества могла иметь место и практически осуществлялась способами, которые позволяли бы обеспечивать высокую производительность рабочих при средней квалификации труда. Достигнутые результаты в работе отечественных часовых заводов свидетельствуют о возможности осуществления такой организации производства и избежания, таким образом, «швейцарского пути» в развитии этой промышленности. В то же время, естественно, такая система организации производства требует от инженерно-технического персонала предприятий высокой квалификации, которая, в свою очередь может быть обеспечена только при условии наличия необходимых руководящих теоретических инженерных материалов.

Следует признать, что в этом отношении положение у нас пока продолжает оставаться неудовлетворительным. Достаточных материалов для инженерных расчетов в часовом производстве пока не создано.

Опубликованные в нашей стране за послевоенный период времени работы в области описаний и исследований часовых механизмов, а также расчетов их отдельных элементов (проф. Дроздова Ф. В., проф. Гевондяна Т. А. и доц. Акселерода З. М. и некоторых других) хотя и являются ценными и полезными для работников промышленности, однако не вооружают конструкторов и других инженерно-технических работников часовых заводов достаточными материалами для практической работы. Это обстоятельство вызывает необходимость дальнейшей глубокой и всесторонней работы над развитием теории часовых механизмов.

Благоприятные условия, созданные в нашей стране для работы научных работников, организация подготовки инженерных кадров для нужд часовой промышленности в нескольких высших учебных заведе-

ниях страны (чего нет в других странах), наличие специального Научно-исследовательского института — должны способствовать созданию достаточных теоретических материалов, в которых эта отрасль промышленности пока еще ощущает острую потребность.

Работа авторов Романова А. Д. и Калининой В. Ф. — преподавателей Пензенского политехнического института — «Конструирование и расчеты элементов часовых механизмов и приборов» в этой связи, может представить для работников промышленности, несомненно, большой практический интерес.

В настоящей книге изложены расчеты основных узлов часов и часовых приборов обычной механической конструкции переносного типа, как наиболее характерных в современной технике, а именно: пружинного двигателя, основной колесной передачи, спускового механизма и системы баланс-спираль, даны конструкции этих узлов и соотношения между размерами основных деталей. Эти рекомендации позволяют, при конструировании, придать деталям наиболее целесообразную форму.

В главе I рассмотрены вопросы плоскостной и пространственной компоновки часового механизма, соображения и обоснования по выбору расположения мостов, центров основной колесной системы и фиксирующих (направляющих) штифтов и колонок. Эти вопросы, не имевшие ранее отражения в литературе по часовым механизмам, важны с точки зрения повышения точности базировки и взаиморасположения основных деталей, уменьшения несоосности отверстий в подшипниках, а вследствие этого и уменьшения перекоса осей основной колесной передачи. В параграфе 5 этой главы дано теоретическое обоснование некоторых соотношений, ранее считавшихся эмпирическими. Указаны условия, при которых пружина в барабане имеет наиболее рациональную конструкцию, изложена последовательность расчета пружинного двигателя. Для того, чтобы не увеличивать объем книги, при освещении материалов расчета пружинного двигателя, даны ссылки на материалы других литературных источников, в частности, на работы профессора Гевондяна Т. А.

В главе II приводятся краткие сведения о спусковых регуляторах, применяемых в приборах времени переносного типа, даны соображения по выбору параметров наиболее распространенного в настоящее время свободного неравноплечевого анкерного спуска, методика его геометрического построения и расчет основных угловых и линейных размеров.

В главе III рассмотрены свободные колебания системы баланс-спираль с точки зрения нарушений изохронизма, вызываемого различными причинами, как-то: нелинейностью момента инерции и нелинейностью восстанавливающего момента спирали, угловым смещением точек крепления концов спирали, изменением бокового давления на подшипники оси баланса.

В главе IV дана последовательность, расчета спускового регулятора по кинетической энергии, основой которой послужила теория, разработанная проф. Дроздовым Ф. В., с тем, однако, изменением, что в основ-

ном энергетическом уравнении не учитывается работа, затрачиваемая на освобождение. Расчеты и экспериментальная проверка показывают, что при наличии в часовом механизме свободного анкерного спуска, энергия импульса расходуется на удары и на преодоление всех видов трения в колеблющейся системе.

В главе V изложены общие требования, предъявляемые к соединениям деталей, представлены конструкции наиболее характерных соединений, встречающихся в часовых механизмах и приборах.

В последней, VI главе, даны конструкции типовых деталей часовых механизмов, к которым относятся подшипники, трибы, оси и колеса.

Материал книги расположен в такой последовательности, в какой обычно производятся работы на заводах по конструированию и расчету часовых механизмов.

Имея в виду, что отдельные элементы часовых механизмов имеются в конструкциях различных приборов другого назначения, расчеты и, рекомендации по конструктивному оформлению деталей и узлов, приведенные в книге, представляют известный интерес не только для конструкторов часовых, но и приборостроительных заводов. Книга авторов Романова А. Д. и Калининой В. Ф. явится также серьезным пособием для студентов приборостроительных факультетов индустриальных институтов и широкого круга инженерно-технических работников приборостроительных заводов.

В процессе выполнения настоящей работы §§ 4, 5, 6 и частично § 8, где рассматривается вопрос определения углов входа и выхода у колес с часовым профилем зацепления, написан В. Ф. Калининой. Остальной материал книги подготовлен А. Д. Романовым, причем в главу III включены материалы теоретических и экспериментальных исследований автора в области изохронизма собственных колебаний системы баланс-спираль часового механизма.

К. БРИЦКО.

Введение

Часовые механизмы и приборы имеют широкое применение во всех областях науки, техники, народного хозяйства и используются всюду, где течение того или иного процесса или физического явления необходимо выразить в зависимости от времени. Общеизвестно, что часовые механизмы являются измерителями времени в виде различных часов общественного и индивидуального пользования. Большая группа приборов времени предназначена для исследования различных физических явлений и процессов, когда наличие часового механизма позволяет автоматически записывать (регистрировать) изменение изучаемого явления. Такие механизмы, снабженные регистрирующими устройствами, называются **самопищущими** или **регистрирующими** приборами. В связи с внедрением автоматизации в промышленности, большое развитие получают приборы времени, регламентирующие выполнение тех или иных технологических процессов.

Техника измерения времени является, в некоторой степени, отражением общего развития науки и техники той или иной эпохи. Так, с развитием механики и машиностроения получают распространение механические часы, с внедрением электричества в жизнь и быт людей быстро начинает развиваться производство электрических часов и установок, позволяющих унифицировать время в пределах данного района, города. Открытия в области атомной физики были использованы для создания атомных часов, отличающихся исключительно высокой точностью.

Многообразие принципов устройства, конструктивного выполнения, назначения и условий эксплуатации составляют те особенности часовых механизмов, которые определяют габаритные размеры, вес, продолжительность действия, сроки службы, точность работы, период колебаний и т. д. Так, башенные часы, работающие в течение десятков и даже сотен лет, вес которых достигает нескольких тонн, естественно не могут сравниваться с миниатюрными часами, диаметр корпуса которых составляет всего 12—15 мм, а вес 8—10 г. Большое разнообразие часовых механизмов можно отметить по сроку службы, по точности хода и т. д. Одни механизмы работают непрерывно в течение ряда лет, в то время как срок эксплуатации других исчисляется минутами и секундами. Для

часов бытового назначения суточное отклонение хода в среднем составляет $1 \div 3$ минуты, а для астрономических часов, являющихся эталонными, оно не более 0,002 сек.

В настольных часах Гарднера, баланс которых подвешен на тонкой стальной ленте и совершает крутильные колебания, период равен 15 секундам.

В часовом механизме все постоянно вращающиеся детали совершают равномерно-прерывистое движение, которое обусловливается наличием спускового регулятора. В отличие от других приборов, где применяются регуляторы центробежного типа, действующие на механизм непрерывно, в часовом механизме регулятор оказывает периодическое воздействие на регулируемую ось. Движения и остановки, чередуясь между собой в строгой последовательности, создают в единицу времени поворот регулируемой оси на определенный угол, обуславливая ее равномерно-прерывистое движение.

Спусковые регуляторы имеют следующие характерные особенности:

а) малые угловые скорости регулятора, что создает незначительный расход энергии, необходимой для работы механизма в течение продолжительного времени;

б) колебательный характер движения регулятора, поддерживаемый незначительным расходом энергии;

в) высокая точность регулирования вследствие колебательного движения регулятора, недостижимая при применении тормозных регуляторов, независимо от их конструктивного и технологического выполнения;

г) малая степень неравномерности регулирования.

Изменение движущего момента в определенных пределах оказывает незначительное влияние на период колебания регулятора.

Обладая большей точностью регулирования, спусковые регуляторы находят широкое применение во всех приборах, где число оборотов должно быть стабильным.

Для характеристики точности регулирования с применением спускового регулятора рассмотрим следующий пример.

Часы, дающие ошибку в показаниях времени, равную одной минуте в сутки, считаются неточными, в то время как относительная погрешность их составляет всего $\frac{1}{24 \cdot 60} 100 \approx 0,07\%$. Для большинства измерительных приборов, применяемых в технике, точность измерения порядка $1 \div 2$ процентов считается вполне удовлетворительной. Для хронометра, дающего в среднем ошибку суточного хода в две секунды, отно-

сительная погрешность составляет $\frac{2}{24 \cdot 60 \cdot 60} 100 \approx 0,002\%$.

Эта точность недостижима при применении какого-либо другого типа механического регулятора независимо от совершенства его конструкции, качества изготовления, сборки и регулировки. Применение спускового

регулятора позволяет создать прибор, обладающий высокой степенью точности, большой продолжительности действия при незначительных габаритных размерах механизма.

Основой спускового регулятора является колеблющееся тело, совершающее колебания с определенной частотой или периодом. В качестве такого тела может быть маятник, баланс, упругая металлическая пластина и др. Различают колеблющиеся системы двух видов: 1) с собственной частотой колебаний и 2) без собственной частоты колебаний. Если колеблющаяся система, будучи изолированной от механизма, может совершать свободные колебания, то такая система относится к первому виду, если собственные колебания невозможны, то эта система относится ко второму виду. Примерами систем с собственной частотой колебаний являются маятник и баланс. Якорь с молоточком механизма боя будильника может служить примером системы без собственных колебаний. Собственные колебания возможны при наличии в системе восстанавливающей силы или восстанавливающего момента.

Колебания груза, подвешенного на винтовой цилиндрической пружине, совершающего возвратно-поступательное движение, происходит под действием восстанавливающей силы, создаваемой пружиной. Колебания баланса, снабженного спиральной плоской или винтовой пружиной, совершающего круговое движение в плоскости, перпендикулярной его оси, происходит под действием восстанавливающего момента пружины. Восстанавливающий момент при колебаниях маятника создается составляющей силы тяжести, когда маятник отклонен на некоторый угол от линии равновесия. В зависимости от назначения и требований, предъявляемых к часовому механизму, применяются регуляторы с собственной или без собственной частоты колебаний. Достоинством регуляторов с собственной частотой колебания является то, что период их мало зависит от воздействия спускового механизма, чем обеспечивается высокая точность работы прибора. Все приборы, применяемые как измерители времени, имеют регулятор с собственной частотой колебаний.

В ряде случаев точность работы механизма бывает второстепенным фактором, а главным является его безотказанность в действии. Тогда применяют регуляторы без собственной частоты колебаний (механизм боя будильника, реле времени, пожарный извещатель и др.).

Область применения маятника весьма ограничена; он может использоваться только в часах и приборах, работающих в стационарных условиях. Кроме того, маятник не позволяет осуществить конструкцию прибора с малыми габаритными размерами и малыми периодами колебания. Колеблющаяся система баланс-пружина может работать в любом положении, занимаемом ею в пространстве, при этом возможно осуществить как большие, так и малые периоды колебания в малых габаритных размерах механизма. Поэтому балансовые регуляторы имеют самое широкое распространение и применяются не только в переносных, но и стационарных часах и различных приборах.

В динамическом отношении система баланс-пружины значительно

сложнее, чем маятник, что в свою очередь усложняет условия регулирования и понижает точность работы часовогом механизма. Всякий часовой механизм представляет из себя типичную автоколебательную систему, характеризующуюся следующими признаками:

а) наличием постоянно действующего источника энергии, являющегося генератором незатухающих колебаний регулятора;

б) вполне определенной направленностью движения от источника энергии к регулятору (энергия поступает только в одном направлении);

в) преобразованием одного вида движения в другой (поступательного или вращательного в колебательное);

г) наличием клапана, регулирующего поступление энергии от источника к регулятору. Передача энергии происходит при вполне определенном положении регулятора;

д) наличием обратной связи, т. е. воздействием регулятора на клапан, и управление его работой. Регулятор сам управляет поступлением энергии;

е) необратимостью процесса; движение может передаваться только от источника энергии к регулятору;

ж) нелинейностью системы; дифференциальные уравнения, описывающие вынужденные колебания регулятора, являются нелинейными.

Если рассмотреть принципиальную схему прибора времени механической конструкции (фиг. 1), состоящую из четырех основных частей,



Фиг. 1. Принципиальная схема часового механизма.

то можно видеть, что она имеет все характерные признаки автоколебательной системы. Во всяком часовом механизме имеется источник энергии (гиревой или пружинный двигатель, электромеханический привод и др.), и работа часовогом механизма прекратится, как только иссякнет запас энергии или ее будет недостаточно для поддержания колебаний регулятора.

Передача энергии происходит в одном направлении: от источника энергии через передаточный механизм (основную колесную систему) к клапану (спуску), причем все детали передаточного механизма совершают вращательное движение. Спуск преобразует вращательное движение колесной системы в колебательное движение регулятора.

Энергия от двигателя к регулятору, посредством спуска, поступает не непрерывно, а периодически, когда освобождена колесная система. Обратная связь выражается в том, что не только спуск воздействует на регулятор, но и регулятор воздействует на спуск, освобождая палету из-под зуба спускового колеса, подготавливая условия для передачи импульса, который может происходить только при вполне определенном положении регулятора и деталей спуска.

Автоколебательные системы характерны тем, что автоматически приходят в состояние установившегося режима работы, причем это состояние устойчиво. Устойчивость движения в часовом механизме может быть показана на простом примере. Возьмем балансовые часы, снабженные пружинным двигателем. Амплитуда колебаний баланса, как известно, зависит от количества энергии, поступающей от двигателя или от момента, развиваемого заводной пружиной. Установившийся режим работы характеризуется тем, что энергия, поступающая к балансу, равна энергии, затрачиваемой при его работе, при этом амплитуда колебаний остается неизменной. Если быстро повернуть часы в плоскости колебания баланса, то в результате внешнего воздействия (дополнительного импульса) амплитуда возрастает на некоторую величину. С увеличением скорости возрастает и сопротивление движению. Вследствие того, что энергия импульса, получаемая от двигателя, остается постоянной, а сопротивление движению возросло, будет иметь место нарушение баланса энергии, так как работа сил сопротивлений больше работы движущих сил. Амплитуда будет уменьшаться и стремиться к своему постоянному значению.

Если затормозить баланс, а затем освободить его, сообщив ему незначительной силы толчок, то можно заметить, как амплитуда колебания будет постепенно увеличиваться до тех пор, пока опять не достигнет значения, соответствующего данной величине момента двигателя. Нарастание амплитуды происходит потому, что на этом участке движения работа движущих сил больше работы сил сопротивлений. Таким образом, после того, как случайное внешнее воздействие, вызывающее увеличение или уменьшение амплитуды колебания баланса, устранено, амплитуда стремится к своему постоянному значению. Это свойство автоматического поддержания заданного режима работы характерно для любой автоколебательной системы. В свою очередь постоянство амплитуды стабилизирует период колебания, что повышает точность работы часового механизма. Таким образом, в самой принципиальной основе спускового регулятора заложена его высокая точность. Однако следует иметь в виду, что точность и стабильность работы часового прибора в значительной степени зависит от параметров спуска и регулятора, а также от конструктивного и технологического выполнения всего часового механизма в целом.

Конструктор по часовым механизмам должен знать, в каком направлении следует менять те или иные параметры, чтобы добиться желаемых результатов при работе прибора.

ГЛАВА I.

Основы конструирования часовых механизмов

§ 1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОНСТРУКЦИЯМ ЧАСОВЫХ МЕХАНИЗМОВ.

Из всех требований, предъявляемых к часовым механизмам, есть одно общее требование, характеризующее часовой механизм и отличающее его от других механизмов — требование минимальных потерь на трение. Если трение в машинах, являющееся неизбежным фактором, уменьшает коэффициент полезного действия, но не вызывает существенных качественных изменений в ее работе, то трение в часовом механизме прямо характеризует работу прибора. Трение во всех видах вредно отражается на работе часового механизма, так как вызывает изменение периода колебания регулятора, а следовательно, и изменение точности хода. Особое значение имеет не столько абсолютная величина потерь на трении, сколько их характер изменения во времени, обусловливающий постоянство (стабильность) точности часовогого механизма.

Постоянство потерь на трение достигается соответствующим выбором конструкции узла, детали, выбором соответствующих материалов и качеством механической и термической обработки, подбором смазки и т. д.). В зависимости от назначения часовогого механизма, эти условия выполняются различно. Так, в хронометре, точнейшем приборе времени переносного типа, к которому предъявляются высокие требования постоянства хода при непрерывной его работе в течение длительного времени, стабилизация потерь на трение достигается применением особой конструкции спуска, выбором высококачественных материалов, обладающих высокими механическими свойствами. Все детали хронометра изготавливаются с большой точностью, а поверхности их тщательно шлифуются и полируются. Этим достигается не только уменьшение трения, но и устойчивость против коррозии. Детали из цветных металлов и сплавов подвергаются гальваническим покрытиям. Подшипники изготавливаются из твердых минералов рубина и алмаза. Оси и валы закаливаются до высокой твердости. Сборка и регулировка производятся высококвалифицированным механиком-часовщиком. Для получения качественных характеристик хронометров, они подвергаются длительным всесторонним испытаниям, результаты которых после математической обработки используются для составления аттестата.

В тех случаях, когда к часовому механизму не предъявляются высокие требования точности и постоянства хода, обработка деталей, сборка и регулировка приборов осуществляется с пониженными требованиями.

Характерной особенностью приборостроения, и в особенности часо-

вого производства, является малая металлоемкость и относительно большая трудоемкость. Несмотря на то, что в часовых механизмах применяются дорогостоящие материалы, стоимость их, отнесенная на единицу изделия не превышает 20% от общей себестоимости. Отсюда вполне понятным становится значение технологичности и экономичности конструкции, особенно в условиях крупносерийного и массового производства. При этом под технологичностью конструкции следует понимать не только трудозатраты, относящиеся к изготовлению изделия на предприятии, но и затраты на изготовление запасных частей и производства ремонта. Значение технологичности конструкции возрастает с уменьшением габаритных размеров часового механизма. Чем меньше размеры прибора и выше серийность, тем сложнее задачи, стоящие перед конструктором. В ряде случаев конструктор, исходя из требований надежности, точности и технологичности конструкции, вынужден вести работу в поисках совершенно новых конструктивных решений. При конструировании прибора времени должны быть решены следующие основные вопросы:

- 1) В заданных габаритных размерах прибора планировка механизма должна быть произведена так, чтобы, не создавая «узких» мест в конструкции, детали имели максимальные размеры. Это позволит при принятой точности изготовления уменьшить относительную погрешность, повысить надежность взаимодействия деталей и точность работы прибора.
 - 2) Уменьшение номенклатуры деталей с целью сокращения затрат, связанных и с освоением нового изделия в производстве и с подготовкой производства.
 - 3) Использование стандартных и нормализованных узлов и деталей, применяемых на предприятии или в данной отрасли промышленности.
 - 4) Сокращение номенклатуры марок материалов и их сортаментов.
 - 5) Применение в конструкции недефицитных и недорогостоящих материалов, обладающих хорошей обрабатываемостью. Это необходимо для улучшения качества поверхностей деталей и повышения производительности оборудования.
 - 6) Изыскание возможности уменьшения требуемой точности обработки путем придания деталям соответствующей формы и выбора характера соединения.
 - 7) Использование высокопроизводительных методов обработки.
 - 8) Использование нормализованных режущего и мерительного инструментов, приспособлений, механизмов.
 - 9) Придание такой формы деталям, при которой повышается относительная стойкость инструмента (штампов, резцов, фрез и др.).
 - 10) Разработка ведомости запасных частей механизма, подвергающихся наибольшему износу или поломке.
 - 11) Расчет размерных цепей с целью обеспечения правильного взаимодействия и взаимозаменяемости деталей и узлов механизма.
- Следует заметить, что осуществление принципа взаимозаменяемости

в часовых механизмах не всегда возможно. Уменьшение габаритных размеров часовых механизмов (миниатюрные наручные часы) на существующем уровне техники часовочного производства не позволяют осуществить принцип полной взаимозаменяемости. Поэтому, наряду с взаимозаменяемостью, в отдельных соединениях применяется метод селективной сборки, т. е. метод подбора или спаривания деталей.

На пути к осуществлению принципа взаимозаменяемости в часовых механизмах необходимо повышение точности обработки и качества рабочих поверхностей, уменьшение трения и износа, сужение диапазона изменения параметров отдельных узлов и деталей.

§ 2. Эмпирические соотношения в часовом механизме

Для переносных часов многолетней практикой установлены эмпирические соотношения между размерами основных деталей. Соотношения эти различны для различных калибров часов.

Под калибром часов понимается наибольший диаметр платины, выраженный в миллиметрах. Так, наручные часы К-26 имеют диаметр платины, равный 26 мм, карманные часы калибром К-43 имеют диаметр платины, равный 43 мм.

В западно-европейских странах калибр часов измеряется числом линий, которая принимается равной 2,256 мм. Так, часы калибром 10 3/4" имеют диаметр платины, приблизительно равный 24,25 мм.

Понятие о калибре относится к часам, имеющим платину в форме диска или цилиндра. Однако его можно распространить и на часы, имеющие прямоугольную форму. В этом случае под калибром часов понимается выражение

$$d = \sqrt{1,27 ab}, \quad (1)$$

где «*a*» и «*b*» — стороны прямоугольника (в мм).

Калибр часов, характеризуя габаритные размеры механизма, определяет, в известной мере, и размеры его отдельных деталей, так как имеется в виду, что при проектировании механизма целесообразно использованы его габаритные размеры.

Эмпирические соотношения между размерами некоторых деталей механизма и калибром часов, облегчают выполнение плоскостной и пространственной компоновки часов при проектировании.

Так, ориентировочно можно принимать следующие соотношения:

а) диаметр спускового колеса $D_{ck} = (0,18 \div 0,19) D_{пл}$ (2);

б) диаметр баланса с винтами $D_b = (0,40 \div 0,43) D_{пл}$ (3);

в) внутренний диаметр барабана $D_1 = (0,30 \div 0,35) D_{пл}$ (4);

Эти соотношения даны для часов обычной кинематической схемы, предназначеннной для отсчета текущего времени с односуточной продолжительностью хода.

Для других механических приборов времени (секундомеров, хроноскопов, счетчиков, тахометров) или для часов с большей продолжительностью хода, эти соотношения будут весьма приближенными или совсем неприемлемыми. Кроме того, и указанные соотношения следует понимать как приближенные (ориентировочные), используемые в начальной стадии проектирования, которые в дальнейшем, путем расчета или конструктивных соображений, могут корректироваться. То обстоятельство, что только на несколько деталей даны эмпирические соотношения, указывает на исключительную их важность в работе часового механизма. В самом деле, от размеров барабана зависит запас энергии, скрытый в деформированной пружине, предназначенный для приведения в движение всей колесной системы и для поддержания колебаний баланса. От величины энергии, поступающей в виде периодических импульсов (толчков) от барабана к балансу, зависят его размеры и продолжительность колебаний. От размеров баланса зависит его масса и момент инерции, что определяет регулирующую способность колеблющейся системы и, в конечном итоге, точность хода часов.

Чем больше момент инерции баланса при данной амплитуде колебания, тем выше его регулирующая способность, тем выше точность хода часов.

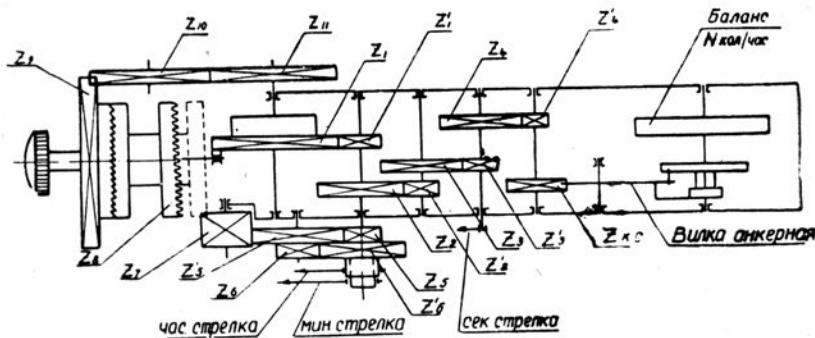
От диаметра спускового колеса зависят размеры остальных деталей спуска, представляющего в кинематическом отношении сложную систему. При малых размерах деталей спуска неизбежные производственные погрешности в значительной мере усложняют не только кинематику, но и динамику системы спуск-баланс, уменьшая надежность взаимодействия отдельных деталей и вызывая погрешности в показаниях часов. Этим в первую очередь объясняется то положение, что малогабаритные наручные часы при прочих равных условиях не могут не только конкурировать, но даже достичь той точности, которую имеют крупнокалиберные (карманные и настольные) часы. Встречаются лишь отдельные марки наручных часов высокой точности (10—15 секунд в сутки). Достигается это ценой больших затрат труда и времени. В ряде случаев даже длительная регулировка не достигает цели, часы, как говорят, «не поддаются» регулировке. Поэтому, для конструктора является чрезвычайно важным, в заданных габаритных размерах механизма, получить наибольшие размеры указанных деталей, конечно, не допуская «узких» мест в конструкции.

§ 3. Кинематический расчет часового механизма.

а. Расчет передаточного механизма.

Основой для кинематического расчета часового механизма, для выбора схемы передачи и определения количества зубчатых пар является условие отсчета времени или число оборотов рабочей оси. Так, для часов условием их кинематического расчета будет число оборотов часовой и

минутной стрелок в единицу времени. Рассмотрим порядок кинематического расчета на примере часов с секундной стрелкой, расположенной в центре механизма (фиг. 2). Исходя из заданной продолжительности



Фиг. 2. Кинематическая схема часов.

стии работы « t » в часах и задаваясь числом оборотов барабана n_b за то же время определим передаточное отношение между осью минутной (центральной) стрелки и барабаном.

$$i_1 = \frac{n_m}{n_b} t , \quad (5)$$

где n_m — число оборотов минутной стрелки в час., а n_b — число оборотов барабана за время « t ».

Число оборотов барабана для нормальных пружин от 2 до 10. Поэтому если i_1 , окажется более 10, то его можно уменьшить, увеличив n_b . Однако более шести число оборотов барабана брать не рекомендуется, так как увеличение n_b вызывает значительное падение момента из-за уменьшения поперечного сечения пружины. Варьирование числом оборотов барабана возможно только при малой продолжительности работы (не более 2-х суток). Если необходимо обеспечить продолжительность работы механизма в пять и более суток, что встречается в настенных и настольных балансовых часах, то потребуется ввести дополнительную зубчатую пару между барабаном и центральной осью. При работе пружинного двигателя следует иметь в виду, что « n_b » — число оборотов барабана, соответствующее заданной продолжительности хода без учета резерва, который обычно составляет $30\% \div 50\%$ и доходит до 150% (для точных часов) от заданной продолжительности хода. При передаче непосредственно с барабана на центральный триб передаточное отношение более $7 \div 8$ брать не рекомендуется, так как увеличение i_1 вызывает резкое уменьшение диаметра центрального триба и его оси, что нежелательно, особенно в часах с секундомером, где центральная ось пустотелая. Для часов с секундомером лучше брать малое значение i_1 и увеличивать число зубьев триба до $14 \div 16$. Это позволит несколько уменьшить

модуль зацепления и увеличить диаметр окружности впадин трибки. Для часов с секундной стрелкой имеем:

$$i_2 = \frac{n_c}{n_m} \quad (6),$$

где n_c и n_m — число оборотов секундной и минутной стрелок в час

$$\text{или } i_2 = \frac{60}{1} = 60.$$

$$\text{Число оборотов спускового колеса } n_{ck} = \frac{N}{2Z} \quad (7),$$

где: N — число полуколебаний или ударов баланса в час;
 Z — число зубьев спускового колеса.

Передаточное отношение от секундного колеса до триба спускового колеса

$$i_3 = \frac{n_{ck}}{n_c} = \frac{N}{2Z n_c} \quad (8)$$

Если принять для часов $T = 0,4$ сек. ($N = 18000$ ударов/час.)

$$Z=15, n_c = 60 \text{ и } i_3 = 10,$$

то передаточное отношение от центрального колеса до триба спускового колеса, рассчитанное по формуле

$$i_4 = \frac{n_{ck}}{n_m} = i_2 \cdot i_3 = \frac{n_c}{n_m} \cdot \frac{N}{2Z n_c} = \frac{N}{2Z n_m}$$

составит при принятых значениях $i_4 = 600$.

Это число принято считать неизменным для всех анкерных часов с периодом колебания $T = 0,4$ сек. независимо от того, имеется ли секундная стрелка или она отсутствует. Для часов без секундной стрелки условие $i_3 = 10$ не является обязательным.

Таким образом, передаточное отношение от барабана до триба спускового колеса

$$i_{\text{общ}} = i_1 \cdot i_4 = i_1 i_2 i_3 = \frac{Z_1 Z_2 Z_3 Z_4}{Z_1^1 Z_2^1 Z_3^1 Z_4^1} \quad (9)$$

Рекомендуется брать $i_1 = 6 \div 8$.

Тогда $i_{\text{общ.}} = (6 \div 8) \cdot 600 = 3600 \div 4800$.

Число зубьев трибов от центральной оси до спускового колеса должно уменьшаться, а передаточное отношение каждой пары увеличиваться. Это определяется тем условием, что при больших значениях передаточ-

ных отношений вблизи барабана, значительно уменьшается диаметр окружности впадин триба, а следовательно, и диаметр цапфы. При возрастании передаточных отношений имеется возможность разместить колесную передачу в меньших габаритных размерах, что является весьма существенным при общей компоновке механизма.

Для того, чтобы произвести компоновку механизма, необходимо знать диаметры колес и трибов, а следовательно, и их модули, которые определяют двумя способами. Определив модуль зацепления первой пары (барабан — центральный триб), модули последующих пар определяют через коэффициент измельчения, под которым подразумевается отношение модуля последующей пары к модулю предыдущей, т. е.

$$\epsilon = \frac{m_2}{m_1} \text{ или } m_2 = \epsilon m_1, \quad (10)$$

где $\epsilon < 1$.

Тогда $\frac{m_3}{m_2} = \epsilon$, $m_3 = m_2 \epsilon = m_1 \epsilon^2$. В общем случае

$$m_k = m \epsilon^{k-1} \quad (11)$$

Ориентировочно можно принимать $\epsilon = 0,80 - 0,90$. Зная модуль зацепления, определяют диаметры начальных окружностей колес и трибов по формулам $d_1 = Z_1 m_1$, $d_1^1 = Z_1^1 m_1$; $d_2 = Z_2 m_2$; $d_2^1 = Z_2^1 m_2$ и т. д. (12) и диаметры наружных окружностей по формулам $d_{1H} = (Z_1 + 3) m_1$;

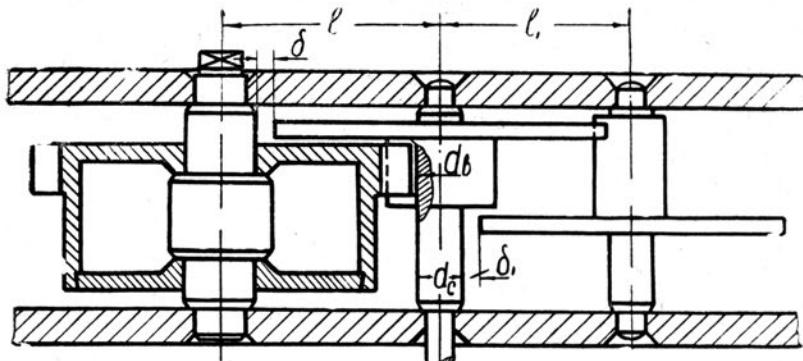
$$d_{2H} = (Z_2 + 3) m_2 \text{ и т. д.} \quad (12a).$$

Расчет элементов профилей зубьев колес и трибов производится только после принятого варианта компоновки, когда вопрос о диаметрах колес и трибов окончательно решен.

Может оказаться, что диаметры некоторых колес, подсчитанных, с использованием коэффициента ϵ , не удовлетворяют требованиям удачного расположения других деталей при компоновке механизма. Тогда производится корректировка диаметров колеса и триба данной пары и производится пересчет модуля по формуле $m_k = \frac{d_k + d_k^1}{2(Z_k + Z_k^1)}$ (13) или принимается другое значение коэффициента ϵ

Можно к решению этого вопроса подойти и по-другому. Исходя из конструктивных размеров барабана, сначала найти внешний диаметр центрального колеса, который принимается максимальным с учетом необходимого радиального зазора δ между зубьями колеса и валом барабана (фиг. 3), пользуясь формулой (12a), определить модуль колеса Z_1 , а затем рассчитать начальный и внутренний диаметр триба по формулам

$$d = Z_1^1 m_1 \text{ и } d_B = d (Z_1^1 - 3) m_1 \quad (14)$$

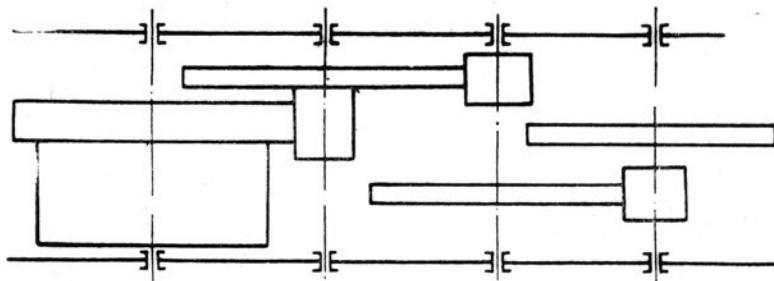


Фиг. 3. Схема к определению диаметров колес и трибов.

и расстояние l между осями. Считая, что диаметр стержня триба d_c равен диаметру окружности впадин d_b и задаваясь зазором δ_1 найти диаметр внешней окружности промежуточного колеса. Далее таким же способом можно найти диаметр секундного колеса. Зазоры δ , δ_1 и т. д. следует брать минимальные с учетом неточности изготовления и с двухкратным запасом. В дальнейшем, при уточнении размеров зубчатой передачи, эти зазоры должны несколько увеличиться.

Рассмотренный метод определения модулей зубчатых колес позволяет в полной мере использовать габаритные размеры прибора и получить детали передаточного механизма максимальными, что важно с точки зрения их изготовления. При пользовании этим методом предусматривается выполнение не только плоскостной, но и пространственной компоновки. В пользу этого метода говорит и то, что удачная компоновка и размещение колес на осях позволяет сократить габаритные размеры механизма по высоте, что во всех случаях важно, а иногда и крайне необходимо.

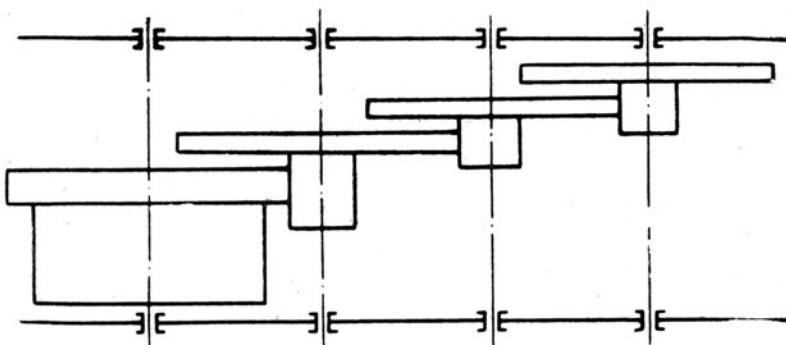
Существенным с точки зрения нагрузки на подшипники является расположение колес и трибов на осях. Добиться одинаковой нагрузки на подшипники в полной мере не удается, однако при правильном разме-



Фиг. 4. Схема расположения колес и трибов на осях.

щении колес и трибов на осях, можно в некоторой степени этот недостаток устранить.

На фиг. 4 показан пример такого размещения колес и трибов на осях, при котором уменьшаются габаритные размеры механизма по высоте и в некоторой степени достигается выравнивание давления в подшипниках. Пример менее удачного размещения колес и трибов на осях показан на фиг. 5, при котором увеличиваются габаритные размеры механизма по высоте (расположение цепочкой), уменьшаются зазоры между колесами и увеличиваются давления на подшипники, расположенные ближе к колесам.



Фиг. 5. Схема расположения колес и трибов на осях цепочкой.

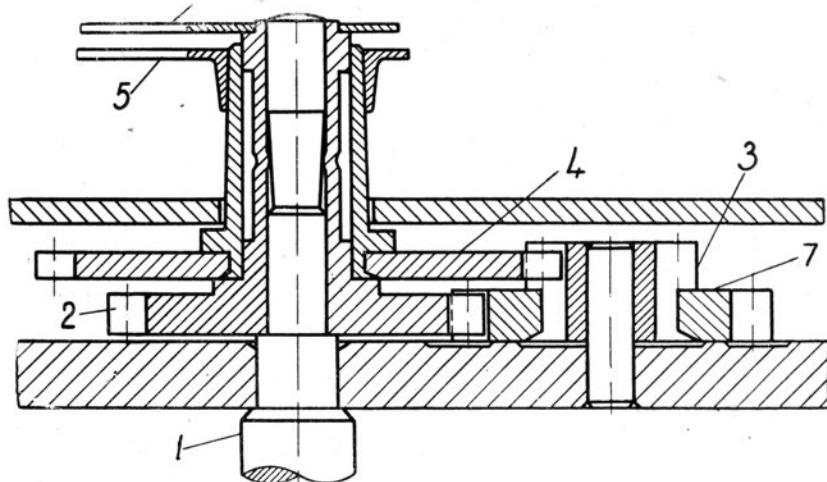
6. Расчет стрелочного механизма

Стрелочный механизм (фиг. 6), состоящий обычно из двух пар зубчатых колес, служит для передачи движения от центрального триба (1) к часовому колесу (4), на оси которого насажена часовая стрелка (5). Минутная стрелка (6) насажена на уступ триба минутной стрелки (2), соединенного с осью центрального триба (1) фрикционно. Существует два варианта стрелочного механизма с передаточными отноше-

ниями $\frac{1}{12}$ и $\frac{1}{24}$. В первом случае часовая стрелка вращается со скоростью два, а во втором — один оборот в сутки. Наиболее распространенным является первый вариант отсчета времени, применяемый в бытовых часах с оцифровкой часовой шкалы от 1 до 12. В часах специальногоназначения иногда применяются часовые шкалы с оцифровкой от 1 до 24 (железнодорожный транспорт, морской флот, авиация и др.).

По первому варианту передаточное отношение стрелочного механизма составляет $i_{c.m.} = \frac{1}{12}$, и могло бы быть осуществлено одной зубчатой

парой, если бы не было двух дополнительных требований, а именно:
 1) часовая и минутная стрелки должны находиться на одной оси враще-



Фиг. 6. Конструктивная схема стрелочного механизма.

ния и 2) направление вращения стрелок должно совпадать. Исходя из этих требований приходится применять две зубчатые пары, причем в отличие от передаточного механизма, здесь ведущими являются трибы, а ведомыми колеса. Передаточное отношение стрелочного механизма должно выдерживаться точно. Для подбора зубчатых пар разлагают передаточное отношение на два множителя в виде простых правильных дробей. Десятичные дроби применять не рекомендуется, так как это ведет к тому, что точного значения $i_{\text{с.м.}}$ зубчатыми колесами воспроиз-

вести нельзя. Это легко видеть, если перевести $\frac{1}{12}$ в десятичную дробь, что дает 0,0833(3). Вообще при расчете зубчатых пар, от которых зависят условия отсчета времени, не допускается какое-либо округление передаточного отношения во избежание грубых ошибок в отсчете времени

Осуществить передаточное отношение $\frac{1}{12}$ можно двумя зубчатыми парами $i_{\text{с.м.}} = \frac{1}{12} = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{4} = \frac{Z_5}{Z_5^1} \cdot \frac{Z_6}{Z_6^1}$ (фиг. 2).

Наиболее распространеными являются следующие варианты:

- 1) $Z_5 = 10 \quad Z_6 = 8$
 $Z_5^1 = 30 \quad Z_6^1 = 32$
- 2) $Z_5 = 12 \quad Z_6 = 8$
 $Z_5^1 = 32 \quad Z_6^1 = 36$

Так как расстояние между осями сцепляющихся колес стрелочного механизма одинаково, то можно написать:

$$(Z_5 + Z_5^1) m_5 = (Z_6 + Z_6^1) m_6 \quad (15)$$

При условии, если $Z_5 + Z_5^1 = Z_6 + Z_6^1$, то $m_5 = m_6$, т. е. модули всех колес стрелочного механизма, — включая паразитное колесо Z_7 (которое может и отсутствовать) и переводное колесо Z_8 , — одинаковы, что имеет некоторое преимущество в технологическом отношении перед другими вариантами при условии, если все зубчатые колеса изготавливаются одним и тем же инструментом, методом обкатки.

в. Кинематический расчет заводного механизма

Кинематический расчет зубчатой передачи заводного механизма не ограничен какими-либо определенными условиями, как это имеет место в передаточном и стрелочном механизмах. Здесь приходится руководствоваться главным образом эксплуатационными требованиями и конструктивными соображениями и возможностями.

Передаточное отношение заводного механизма (фиг. 2) может быть выражено как:

$$i_{3 M} = \frac{Z_9}{Z_{10}} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_{11}} = \frac{Z_9}{Z_{10}}.$$

Заводное колесо Z_{10} , являясь в передаче связующим (паразитным), не участвует в создании передаточного отношения, однако число зубьев его, а следовательно и диаметр существенно влияют на работу заводного механизма.

Заводной триб имеет обычно 14÷18 зубьев. При малом диаметре колеса Z_{10} (при отношении $\frac{Z_9}{Z_{10}}$, близком к единице) зацепление заводного триба с заводным колесом получается ненадежным, так как это зацепление двух прямозубых цилиндрических колес, оси которых, расположенные в одной плоскости, пересекаются под прямым углом. Передача эта весьма несовершенна, но в технологическом отношении проста и заменяет собой в принципе коническую передачу, более трудоемкую в производстве. Передача в заводном механизме (заводной триб — заводное колесо) цилиндрическими колесами широко применяется в часах и в других точных приборах при условии, если передаваемые моменты и скорости вращения малы, а работа происходит периодически и кратковременно.

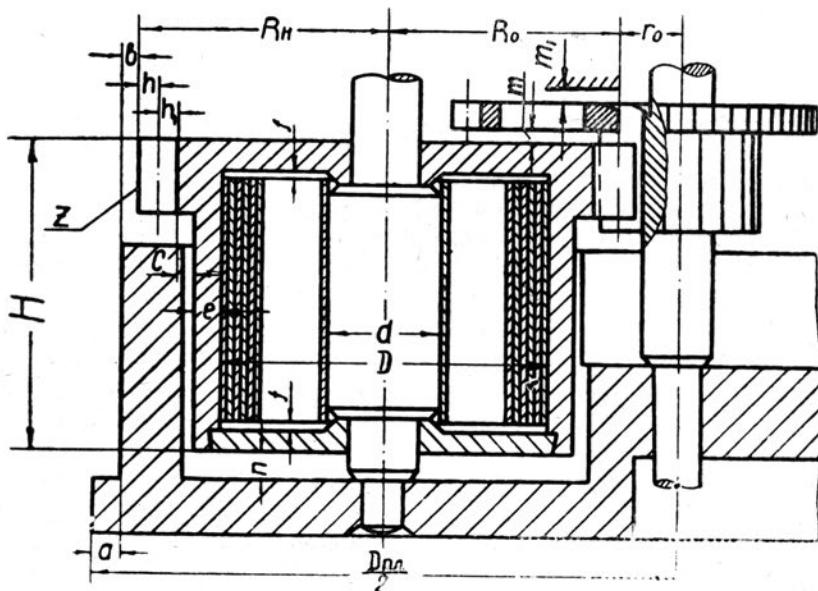
В случаях, когда необходимо передавать значительные врачающие моменты, что имеет место в крупных механизмах, применяется коническая передача.

При малом числе зубьев Z_{10} погрешности в изготовлении зубчатой пары (заводной триб — заводное колесо), а также их осевые и радиальные перемещения вследствие неизбежных зазоров, нарушают плавность зацепления, что не позволяет полностью осуществлять заводку пружины. Поэтому желательно увеличение диаметра заводного колеса, поскольку это конструктивно возможно за счет уменьшения диаметра барабанного колеса Z_{11} , что ведет к увеличению передаточного отношения $i_{z.m.}$ и усилия, необходимого при заводке пружины. Ориентировочно можно принимать:

$$\frac{Z_9}{Z_{10}} = \frac{1}{3} \text{ и } \frac{Z_{10}}{Z_{11}} = \frac{1}{2} + \frac{2}{3}$$

§ 4. Определение размеров заводного барабана

Модуль зацепления зубчатой пары (барабан — центральный триб), как исходный для расчета остальной зубчатой передачи, может быть определен из чертежа (фиг. 7). На основании принятых обозначений имеем:



Заменив $R_0 = i_1 r_0$ и подставив в (16) получим:

$$a + b + h + (2i + 1) r_0 = \frac{D_{\text{пл}}}{2} \quad (17)$$

Ориентировочно можно принимать: $a \approx 0,015 D_{\text{пл}}$; $b \approx 0,01 D_{\text{пл}}$; $h \approx 1,5 m_1$.

Подставив $r_0 = \frac{Z_1^1 \cdot m_1}{2}$ в (17), определим модуль зубчатой пары (барабан — центральный триб).

$$m_1 = \frac{0,475 D_{\text{пл}}}{1,5 + (2i + 1) \frac{Z_1^1}{2}} \quad (18)$$

Определим внутренний радиус барабана R .

Из чертежа (фиг. 7) имеем $2(R_0 - h_1 - C - e) = 2R$
или $R = R_0 - h_1 - c - e$

(19)

Ориентировочно можно принимать:

$$h_1 \approx h \approx 1,5 m_1$$

$$c \approx 0,02 R$$

$$e \approx 0,06 R$$

Подставим эти значения в (19) и заменяя

$$R_0 = \frac{Z_1^1 m_1}{2}, \text{ определим } R.$$

$$R = \frac{(Z_1^1 - 3) m_1}{2,16} \quad (20)$$

Высота барабана H определяется в зависимости от заданной высоты механизма и от размещения колесной передачи в процессе выполнения пространственной компоновки. Величина зазоров m , m_1 и n , которые должны быть достаточными, чтобы исключить возможность касания деталей и остановки механизма, определяются с учетом биения по плоскости и перекоса осей вращающихся деталей. При малых габаритных размерах механизма по высоте и при увеличении диаметров барабана и колес, влияние перекоса осей и плоскостного биения на величину зазоров будет возрастать. Кроме того, необходимо учитывать и величину радиальных и осевых зазоров в подшипниках, которые в этом случае должны иметь малые значения. Однако эти зазоры должны быть достаточными, чтобы имело место свободное вращение деталей. В таблице № 1 даны значения зазоров в подшипниках осей передаточного механизма, спуска и регулятора некоторых конструкций карманных и наручных часов.

В таблице № 2, составленной на основании данных отечественных часовых заводов, приведены предельные размеры барабана в зависимо-

Таблица № 1.

Значение осевых и радиальных зазоров в механизмах карманных и наручных часов

Наименование узла № по порядку	Величина зазоров в микромах				наручные часы «Заря» К-20 «Комета»	
	Клр. часы К-43		нар. часы К-26			
	h = 6,9	осев.	h = 3,9	радиальн.		
1 Вал барабана	20÷30	8÷15	5÷15	22÷46	6÷20	
2 Барабан	15÷20	10÷20	10÷30	27÷48	5÷15	
3 Центральный триб	30÷50	15÷25	20÷50	5÷20	27÷47	
4 Промежуточный триб	30÷50	10÷20	15÷30	15÷25	8÷20	
5 Секундный триб	30÷50	10÷20	15÷25	10÷20	27÷45	
6 Триб спускового колеса	30÷50	8÷15	15÷25	10÷20	10÷20	
7 Ось вилки	20÷50	8÷15	15÷25	14÷32	26÷41	
8 Ось баланса	30÷50	8÷15	20÷30	5÷15	5÷13	
				23÷57	28÷56	
					6÷13	

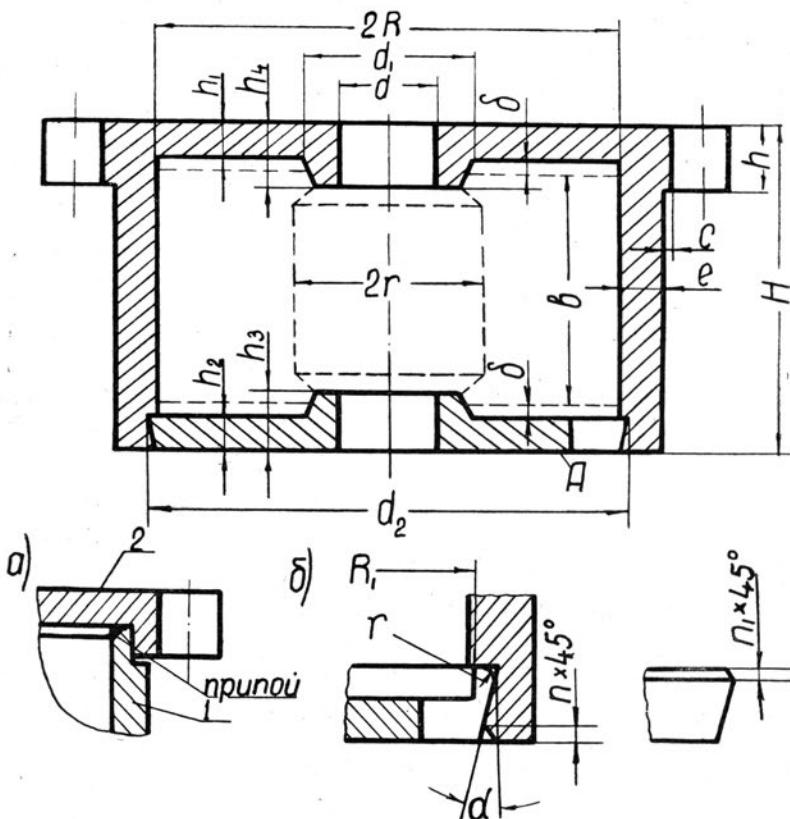
h — высота комплекта часов в мм.

Таблица № 2

Основных размеров барабанов пружинных двигателей (фиг. 8)

№ п. п.	Обозначения	Размеры
1	d	(0,27÷0,38) R
2	d ₁	(0,5 ÷ 0,55) R
3	d ₂	(2,1 ÷ 2,6) R
4	h	расчетная величина
5	h ₁	(0,04÷0,08) R
6	h ₂	(0,04÷0,10) R
7	h ₃	(0,12÷0,25) R
8	h ₄	(0,10÷0,20) R
9	c	(0,01÷0,03) R
10	e	(0,03÷0,09) R
11	v	H-(2δ + h ₁ + h ₂)
12	δ	(0,05÷0,07) v
13	H	в зависимости от размеров механ.
14	r	(0,26÷0,43) R
15	α	3°÷7°
16	n	(0,01÷0,10) h ₂
17	n ₁	(0,07÷0,10) h ₂
18	r ₁	(0,1 ÷ 0,12) h ₂

сти от внутреннего радиуса R . Как видно из таблицы, размеры барабана колеблются в широких пределах. Величина «с» (фиг. 8) должна быть такой, чтобы при фрезеровании зубьев на наружной поверхности корпуса барабана не оставалось рисок от фрезы. Посадка крышки в коническую расточку барабана должна осуществляться при незначительном усилии, при этом необходимо обеспечить надежность соединения, которая зависит от величины натяга, упругих свойств материалов и раз-



Фиг. 8. Схема к определению размеров заводного барабана.

меров соединяемых деталей. Толщина стенки корпуса «е» должна иметь минимальное значение, при этом корпус барабана будет обладать пружинящими свойствами. Однако, в крупногабаритных часах, где пружина имеет большой запас энергии, в случае мгновенного роспуска, проходящего при срыве одного из концов пружины с крючка, наблюдается разрыв стенки барабана, особенно в тех случаях, когда по технологическим соображениям корпус барабана 1 изготавливается отдель-

но от зубчатого венца 2 (фиг. 8-а). Тогда размер «е» необходимо увеличивать для придания стенке корпуса необходимой прочности. Однако при этом затрудняется посадка крышки в корпус. Это можно устраниТЬ, уменьшая угол α . С этой же целью притупляется внутренняя кромка крышки по радиусу g или снабжается фаской n_1 , а в корпусе предусматривается фаска n (фиг. 8-б). В малогабаритных барабанах для увеличения ширины пружины b в крышке вводится расточка радиусом R_1 несколько большим, чем радиус барабана R . Эта расточка, кроме того, облегчает условия посадки крышки, уменьшает вероятность прорывания ее относительно корпуса барабана. Для удобства разборки барабана в крышке предусматривается паз A .

§ 5. Расчет пружинного двигателя.

Точность работы часовогоМ механизма или другого какого-либо прибора, снабженного пружинным двигателем, зависит во многом от того, насколько правильно выбраны параметры заводной пружины.

До появления работы (4) профессора Гевондяна Т. А. расчет пружинных двигателей производился на основании данных Швейцарской часовой промышленности, работ Зандера, Дегалье и т. д.

Указанные в этих работах данные в своем большинстве представляют эмпирические зависимости без достаточного теоретического обоснования. Это лишает конструктора возможности критического подхода к решению задачи о выборе оптимальных параметров барабана и заводной пружины. Ниже излагается методика определения оптимальных значений параметров пружинного двигателя и последовательность его расчета в процессе проектирования прибора.

В руководствах по деталям приборов (8) рекомендуются следующие соотношения размеров:

а) отношение радиуса оси барабана r к толщине пружины h

$$\frac{r}{h} = 13 \div 15;$$

б) отношение толщины пружины h к внутреннему радиусу барабана R

$$\frac{h}{R} = \frac{1}{35} \div \frac{1}{50};$$

в) отношение свободного числа витков пружины n_{cb} к числу витков заденной пружины n_2

$$\frac{n_{cb}}{n_2} = 0,317 \div 0,533;$$

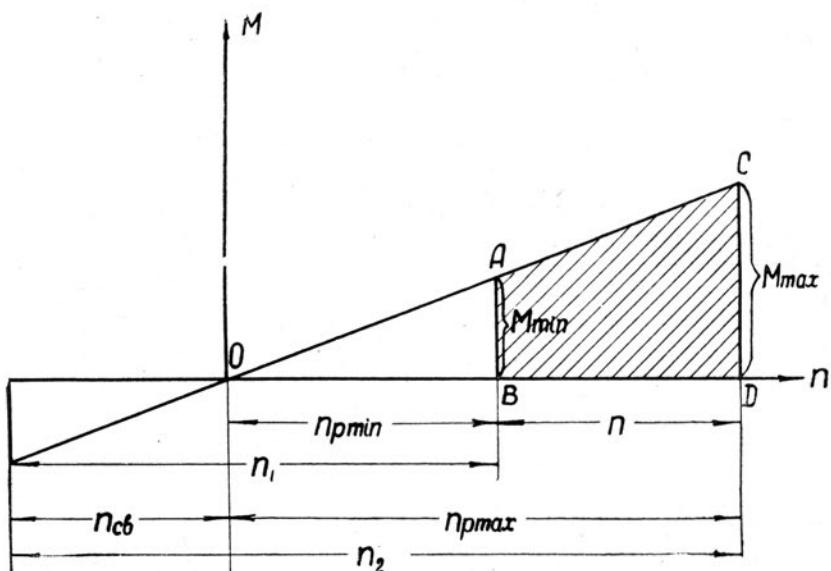
г) число оборотов барабана

$$n = 6 \div 7$$

Выясним, каким образом установлены эти соотношения.

До расчета размеров пружинного двигателя конструктору должны быть известны минимальный момент пружины M_{min} , максимальный момент пружины M_{max} и число оборотов барабана n за все время работы механизма.

Пользуясь этими данными из графика работы идеально-нагруженной свободной пружины (фиг. 9), следует:



Фиг. 9. Диаграмма работы идеально-нагруженной свободной плоской спиральной пружины.

$$\frac{M_{max}}{M_{min}} = \frac{n_{p_{max}}}{n_{p_{min}}} = \frac{n_{p_{min}} + n}{n_{p_{min}}} = c \quad (21)$$

где c — известное числовое значение согласно выше принятого условия.

Из выражения (21) и графика работы (фиг. 9) можно найти следующие данные:

1. Минимальное число рабочих витков пружины в спущенном состоянии $n_{p_{min}}$:

$$n_{p_{min}} = \frac{n}{c - 1} \quad (22)$$

2. Максимальное число рабочих витков пружины в заведенном состоянии $n_{p\max}$

$$n_{p\max} = \frac{nc}{c - 1} \quad (23)$$

3. Число витков пружины в заведенном состоянии n_2 :

Из графика (фиг. 9) следует, что

$$n_2 = n_{cb} + n_{p\max}, \quad (24)$$

где n_{cb} — число витков распущенной пружины вне барабана.

Обычно при расчете груженных двигателей число витков n_{cb} берут в зависимости от числа витков пружины в заведенном состоянии n_2 из соотношения $\frac{n_{cb}}{n_2} = 0,317 \div 0,533$.

Однако, проф. Гевондян Т. А. в своей работе (4) показал, что число свободных витков пружины n_{cb} выбирать произвольно нельзя, так как оно зависит от механических свойств материала пружины, ее термообработки и усадки. Им предложена формула для определения n_{cb} в следующем виде:

$$n_{cb} = \frac{n_2}{\pi} \bar{\Theta}_{cp} \quad (25)$$

где n_2 — число витков тугозаведенной пружины на оси барабана;

$\bar{\Theta}_{cp}$ — среднее значение угла остаточной деформации, определяемое графическим или расчетным путем по экспериментальным данным для конкретной пружины.

Обозначая отношение $\frac{\bar{\Theta}_{cp}}{\pi}$ через k_1 можно написать, что $n_{cb} = k_1 n_2$. (26)

Тогда формулу (24) можно переписать в виде $n_2 = k_1 n_2 + n_{p\max}$. (27)

Перенося первое слагаемое правой части в левую часть и подставляя вместо $n_{p\max}$ его значение (23), найдем выражение для n_2 в виде:

$$n_2 = \frac{nc}{(c - 1)(c - k_1)} \quad (28)$$

4. Число витков пружины в спущенном состоянии n .

Из графика (9) следует, что $n_1 = n_{cb} + n_{p\min}$.

Выражая n_{cb} через n_1 , а последнее через (28) и подставляя вместо $n_{p\min}$ его выражение (22), находим:

$$n_1 = \frac{n[1 + k_1(c - 1)]}{(c - 1)(1 - k_1)} \quad (30)$$

5. Зависимость между отношениями $\frac{r}{R}$ и $\frac{R}{h}$.

Выше было указано, что в практике приборостроения рекомендуется отношение $\frac{R}{h}$ брать в пределах от 35 до 50, а отношение $\frac{r}{R}$ в пределах от 0,36 до 0,43. *)

Обозначим первое отношение через k_2 , а второе — через k_3 , т. е. положим:

$$\frac{R}{h} = k_2 \quad (a)$$

$$и \frac{r}{R} = k_3 \quad (b)$$

Из равенства площадей, занимаемых пружиной в спущенном и заведенном состояниях, следует, что

$$R^2 - r_1^2 = r_2^2 - r^2 \quad (31)$$

$$\text{или } (R - r_1)(R + r_1) = (r_2 - r)(r_2 + r) \quad (32)$$

Расположение витков пружины в барабане в спущенном и заведенном состояниях (рис. 10) дает основание определить число витков пружины в спущенном состоянии, как

$$n_1 = \frac{R - r_1}{h} \quad (33)$$

$$\text{отсюда } R - r_1 = n_1 h \quad (34)$$

Аналогично число витков пружины в заведенном состоянии

$$n_2 = \frac{r_2 - r}{h} \quad (35)$$

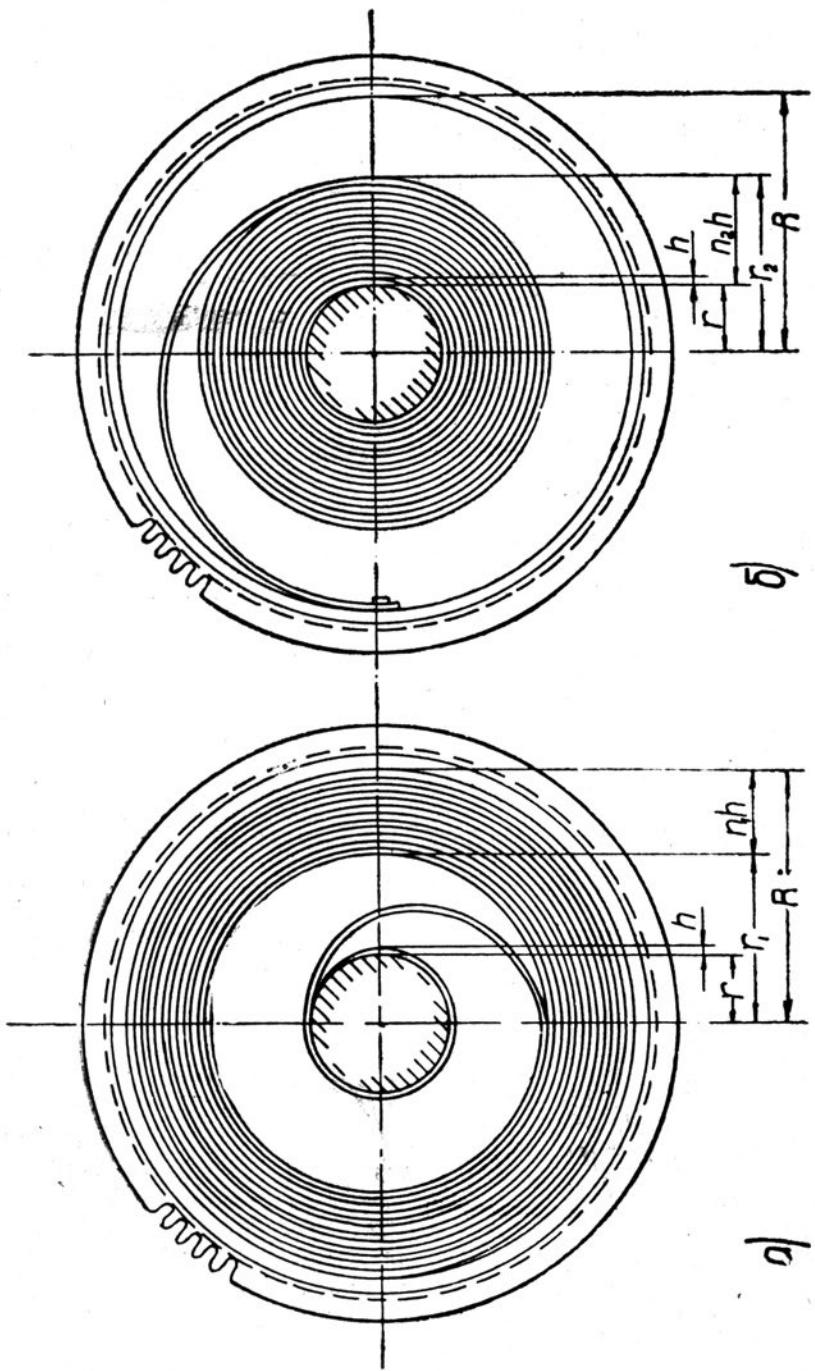
$$\text{откуда } r_2 - r = n_2 h \quad (36)$$

Подставляем в (32) вместо разности радиусов правые части выражения (34) и (36). Тогда после сокращения на h получим: $n_1(R + r_1) = n_2(r_2 + r)$. . . (37)

Подставляя вместо r_1 и r_2 их значение из (34) и (36), находим:

$$n_1(2R - n_1h) = n_2(2r + n_2h) \quad . . . \quad (38)$$

* Предельные числовые значения $\frac{r}{R}$ найдены из известных числовых значений $\frac{h}{R}$.



Фиг. 10. Схема расположения витков пружины в барабане: а) в спущенном состоянии; б) в заведенном состоянии.

Пользуясь соотношениями (а) и (б), выразим толщину пружины h и радиус оси барабана через коэффициенты k_2 и k_3 :

$$n_1 \left(2R - n_1 \frac{R}{k_2} \right) = n_2 \left(2r + n_2 \frac{R}{k_2} \right) \quad (39)$$

Сокращая на R , раскрывая скобки и производя соответствующие преобразования, находим зависимость коэффициента k_2 от k_3 в виде:

$$k_2 = \frac{n_1^2 + n_2^2}{2(n_1 - k_3 n_2)} \quad (40)$$

6. Зависимость между отношениями $\frac{r}{R}$ и $\frac{R}{h}$ при условии нормальной пружины

Из выражений (34) и (36) следует, что $r_1 = R - n_1 h$. . . (41)

$$\text{и } r_2 = n_2 h + r \quad . . . \quad (42)$$

При условии нормальной пружины, когда $r_1 = r_2$, получаем:

$$R - n_1 h = n_2 h + r \quad . . . \quad (43)$$

Выражая h и r через коэффициенты k_2 и k_3 , находим:

$$1 - \frac{n_1}{k_2} = k_3 + \frac{n_2}{k_2}, \quad (44)$$

откуда

$$k_{2(h)} = \frac{n_1 + n_2}{1 - k_3} \quad (45)$$

Индексом «н» указано, что данное выражение относится только к случаю нормальной пружины.

7. Зависимость числа оборотов барабана n от коэффициентов k_2 и k_3

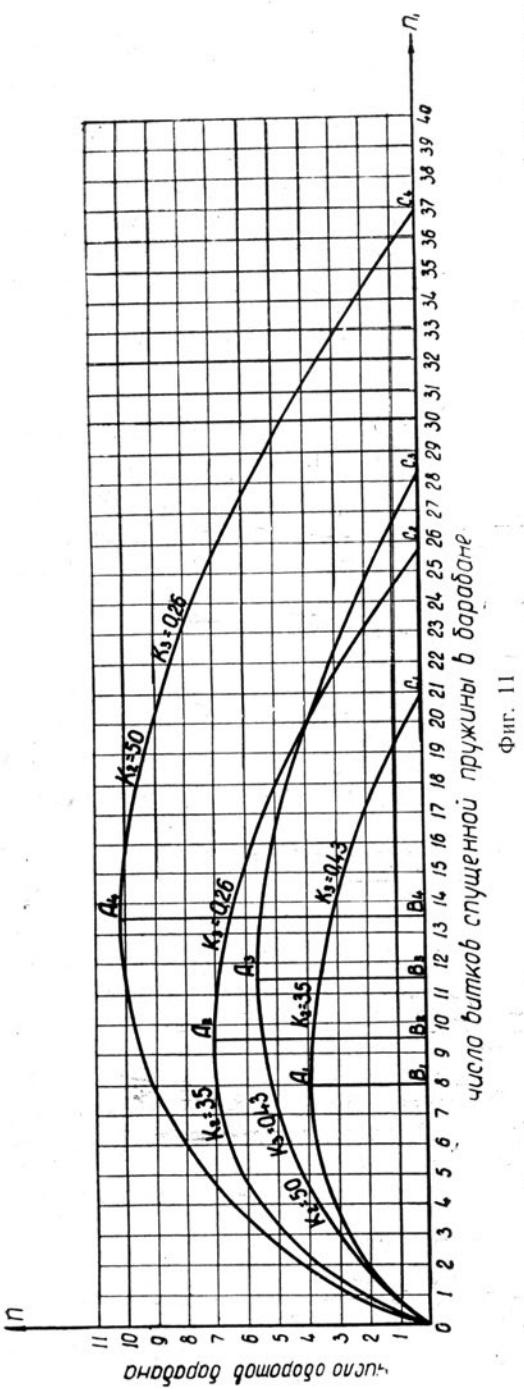
Выше было найдено (40), что

$$k_2 = \frac{n_1^2 + n_2^2}{2(n_1 - k_3 n_2)}.$$

Заменяя n_2 через $(n_1 + n)$, после преобразований получим квадратное уравнение относительно числа оборотов n в виде:

$$n^2 + 2(n_1 + k_2 k_3) n + 2(n_1 + k_2 k_3 - k_2) n_1 = 0 \quad . . . \quad (46)$$

Из этого уравнения следует, что при известных числовых значениях



k_2 и k_3 число оборотов барабана n зависит только от числа витков спущенной пружины n_1 . Решая уравнение (46) относительно n , имеем:

$$n = -(n_1 + k_2 k_3) \pm \sqrt{k_2^2 k_3^2 + 2k_2 n_1 - n_1^2} \quad (47)$$

Так как число оборотов не может быть отрицательным, то очевидно

$$n = \sqrt{k_2^2 k_3^2 + 2k_2 n_1 - n_1^2} - (n_1 + k_2 k_3). \quad (48)$$

Задаваясь предельными числовыми значениями коэффициентов k_2 и k_3 , которые, как известно, лежат в пределах $k_2=35 \div 50$ и $k_3=0,26 \div 0,43$, получим четыре уравнения для определения $n=f(n_1)$.

Задаваясь последовательно числом витков в спущенном состоянии n_1 , находим соответствующие значения n .

По полученным данным и построены график зависимости числа оборотов барабана и числа витков спущенной пружины в барабане (фиг. 11).

Из рассмотрения кривых зависимости $n=f(n_1)$ следует, что число оборотов барабана будет различным в зависимости от значений коэффициентов k_2 и k_3 . Причем, наибольшее число оборотов барабана дает та пружина, у которой наименьшее значение коэффициента k_3 и наибольшее k_2 .

Следовательно, кривая с коэффициентами $k_2=50$ и $k_3=0,26$ является кривой максимальных

значений чисел оборотов барабана, а кривая с коэффициентами $k_2=35$ и $k_3=0,43$ — кривой минимальных значений чисел оборотов.

Далее из графика следует, что по мере возрастания числа витков спущенной пружины, число оборотов барабана вначале возрастает от 0 до максимального значения, после чего, при дальнейшем возрастании n_1 число оборотов падает. При этом возрастание числа оборотов барабана от нуля до максимума происходит быстрее, чем падение от максимума до нуля.

8. Условие, при котором пружина в барабане развивает максимальное число оборотов.

Для определения максимального значения числа оборотов барабана найдем частную производную выражения (48) по n_1

$$\frac{\partial n}{\partial n_1} = -1 + \frac{k_2 - n_1}{\sqrt{k_2^2 k_3^2 + 2k_2 n_1 - n_1^2}} \quad (49)$$

Приравнивая правую часть нулю, находим:

$$k_2 - n_1 = \sqrt{k_2^2 k_3^2 + 2k_2 n_1 - n_1^2} \quad (5)$$

Возведем в квадрат обе части этого равенства и после приведения подобных членов получим:

$$n_1^2 - 2k_2 n_1 + 0,5k_2^2(1 - k_3^2) = 0 \quad (51)$$

Решая это квадратное уравнение относительно n_1 , найдем:

$$n_1 = k_2 \pm k_2 \sqrt{1 - 0,5(1 - k_3^2)} \quad (52)$$

Так как $n_1 < k_2$, то перед радикалом следует взять знак минус, тогда:

$$n_1 = k_2 \left(1 - \sqrt{\frac{1 + k_3^2}{2}} \right) \quad (53)$$

Полученная формула и является условием, при котором пружина в барабане развивает максимальное число оборотов. Если теперь в (53) подставить вместо $n_1 = \frac{R - r_1}{2}$, $k_2 = \frac{R}{h}$ и $k_3 = \frac{r}{R}$ и из полученного выражения найти r_1 , то окажется, что в этом случае

$$r_1 = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}} \quad (54)$$

Это, как известно, является условием для нормальной пружины. Следовательно, **максимальное число оборотов** соответствует случаю, при котором

$$r_1 = r_2 = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}}, \quad \text{т. е. случаю применения нормальных пружин.}$$

Подставляя в (53) вместо коэффициентов k_2 и k_3 их предельные числовые значения, найдем число витков пружины в спущенном состоянии n_1 , при которых числа оборотов барабана будут максимальными. Результаты произведенных вычислений представлены в таблице № 3 (столбец 4).

Таблица № 3
Максимальные значения чисел оборотов барабана

№ п. № п.	Числовые значения коэффициентов		Число витков пружины в спущенном состоянии n_1	Максимальное число оборотов барабана n
	k_2	k_3		
1	2	3	4	5
1	35	0,43	8,15	3,80
2	35	0,26	9,45	7,04
3	50	0,43	11,50	5,50
4	50	0,26	13,50	10,10

Подставляя найденные числовые значения n_1 в выражение (48), при соответствующих коэффициентах k_2 и k_3 , найдем числовые значения максимальных оборотов барабана (см. таблицу, столбец 5).

Среднее значение максимального числа оборотов барабана, подсчитанное на основании данных таблицы № 3, составляет

$$n_{\text{max}} \text{ сред.} \approx 6,6,$$

т. е. оно лежит в пределах 6÷7 оборотов, что и рекомендуется практикой приборостроения.

Если теперь в формулу (48) подставить вместо n_1 его выражение (53), то получим формулу для подсчета максимального числа оборотов, выраженную только через коэффициенты k_2 и k_3 , в виде

$$n_{\text{max}} = k_2(\sqrt{2(1 + k_3^2)} - k_3 - 1) \quad (55)$$

9. Зависимость внутреннего радиуса барабана от ширины пружины

При конструировании приборов с пружинным двигателем необходимо знать, хотя бы ориентировочно, габаритные размеры барабана по диаметру и высоте, так как эти размеры являются исходными при размещении зубчатой передачи в заданных габаритных размерах прибора.

Для установления зависимости между внутренним радиусом барабана R и шириной пружины b предполагаем, что нам известны:

- Минимальный момент пружины — M_{\min}
- Минимальное рабочее число витков — n_{\min}
- Число витков пружины в спущенном состоянии — $n_{p\min}$.
- Коэффициент $k_2 = \frac{R}{h}$.

Минимальный момент пружины определяется, как известно, по формуле:

$$M_{\min} = \frac{E b h^3}{12L} \cdot 2\pi n_{p\min} \quad (56)$$

или

$$M_{\min} = \frac{E b h^3}{6L} \cdot \pi n_{p\min}. \quad (57)$$

Перенесем члены, числовые значения которых известны согласно принятому предположению, в левую часть:

$$\frac{6 M_{\min}}{\pi E n_{p\min}} = \frac{b h^3}{L}. \quad (58)$$

Числовое значение левой части (58) известно.

Обозначим его через k , тогда:

$$k = \frac{b h^3}{L} = \frac{6 M_{\min}}{\pi E n_{p\min}} \quad (59)$$

Выразим толщину и рабочую длину пружины через внутренний радиус барабана. Согласно выражения (a) имеем:

$$h = \frac{R}{K_2}$$

Для определения рабочей длины пружины воспользуемся формулой длины пружины в барабане в спущенном состоянии:

$$L_{\text{сп. раб.}} = \pi n_1 (R + r_1) \quad (60)$$

Из выражения (41) следует, что $r_1 = R - n_1 h$. Подставляя вместо r_1 его значение в (60) и выражая толщину пружины h через R , окончательно получим выражение рабочей длины пружины через внутренний радиус в виде:

$$L_{\text{сп.раб.}} = \frac{\pi n_1 (2k_2 - n_1)}{k_2} \cdot R \quad (61)$$

Обозначая известные числовые значения через k_4 , получим:

$$L_{\text{сп. раб.}} = k_4 R \quad (62)$$

Подставим теперь в (59) вместо h и $L_{\text{сп. раб.}}$ их выражения через внутренний радиус, тогда:

$$k = \frac{b R}{k_2^3 k_4} \quad (63)$$

отсюда

$$R = \sqrt{\frac{k \cdot k_2^3 \cdot k_4}{b}} \quad (64)$$

Согласно поставленному условию при выводе данной формулы числовые значения коэффициентов k , k_2 и k_4 известны. Следовательно, внутренний радиус барабана является функцией только ширины пружины b . Исходя из габаритных размеров прибора, конструктор, задаваясь b или R , может найти из формулы (64) неизвестную величину.

При расчете и выборе ширины пружины нельзя не учитывать потери пружинного двигателя на трение, условий смазки и т. д. Как известно, в любом пружинном двигателе между витками пружины находится смазка, назначение которой сводится к уменьшению межвиткового трения. Опытами многих ученых установлено, что нельзя полностью выдавить слой масла между плоскими соприкасающимися поверхностями. Это дает основание предполагать, что межвитковое трение в пружинных двигателях невелико, а потери в моменте пружины вызываются главным образом межвитковой прилипаемостью. Последнее подтверждается многочисленными опытами, проведенными автором с пружинными двигателями в условиях смазки.

На основании законов гидродинамики, автором выведена формула продолжительности контакта между плоскими прямоугольными пластинами, при наличии между ними слоя масла, в виде:

$$t = \frac{b L^3 \eta}{2 F} \left(\frac{1}{H_0^2} - \frac{1}{H_x^2} \right), \quad (65)$$

где b — ширина пластины;

L — длина пластины;

η — динамическая вязкость масла;

F — отрывное усилие;

H_0 — начальная толщина слоя масла, при которой начинается отрыв;

H_x — конечная толщина слоя масла, при которой заканчивается процесс отрыва, подчиняющийся законам гидродинамики;

t — продолжительность контакта.

Данная формула характеризует прилипаемость между плоскими пластинами прямоугольной формы. Если бы пружина была распрямлена

по всей длине и между основанием, на котором она лежала, и поверхностью пружины находился слой масла, то и к пружине можно было бы применить данную формулу. В этом случае усилие, необходимое для разъединения пружины от поверхности основания, можно было бы определять из формулы (65).

Но так как пружина представляет собою плоскую спираль, каждая точка которой в процессе работы описывает в пространстве сложную кривую, то явление прилипаемости в пружинном двигателе оказывается значительно сложнее, чем это представлено формулой (65). Однако при расчетах пружинных двигателей в условиях работы с той или иной смазкой, формулой (65) можно пользоваться хотя бы для приближенного определения эффекта смазки на работу. Для этого только необходимо правую часть выражения (65) удвоить на основании того, что пружине приходится преодолевать прилипаемость с внутренней и внешней сторон поверхности. Таким образом, формула окончательно будет выглядеть, как:

$$t = \frac{b L^3 \eta}{F} \left(\frac{1}{H_0^2} - \frac{1}{H_x^2} \right) \quad (66)$$

Из выражения (66) следует, что прилипаемость между витками пружины зависит от момента, развиваемого пружиной (так как отрывное усилие есть функция момента пружины), скорости роспуска пружины, площади межвиткового соприкосновения и свойств масла, вводимого между витками пружины.

Экспериментальные исследования, проведенные автором, показали, что кроме перечисленных причин прилипаемость между плоскими твердыми телами зависит еще от:

- а) качества чистоты обработки поверхности;
- б) твердости стали;
- в) химического состава стали;
- г) количества масла, вводимого между контактирующими поверхностями;
- д) качества очистки от загрязнений контактирующих поверхностей.

При этом оказалось, что прилипаемость тем выше, чем выше качество чистоты обработки поверхности, чем выше твердость стали, чем больше количество примесей в стали, чем меньше количество масла между соприкасающимися поверхностями и чем выше качество очистки от загрязнений контактирующих поверхностей.

Следовательно, формула (66) дает только теоретическое значение продолжительности контакта и перечисленные выше факторы не учитывает. Явление прилипаемости в пружинном двигателе является положительным фактором, способствующим уменьшению эксцентричности роспуска витков пружины при заводе и спуске, за счет возникновения сопротивления между смежными витками при их отделении друг от друга. Высокая прилипаемость между витками пружины способствует плавному изменению момента пружины, что повышает точность работы механизма.

Поэтому смазку для пружинных двигателей необходимо подбирать таким образом, чтобы она препятствовала эксцентричному роспуску пружины, и сокращала потери момента пружины на преодоление межвитковой прилипаемости, так как в противном случае это приведет к преждевременной остановке механизма, вследствие недостаточности момента пружины, необходимого на преодоление этого сопротивления.

Таким образом, при проектировании пружинных двигателей необходимо стремиться к тому, чтобы **межвитковое трение во всех случаях было минимальным**, что достигается применением масел, обладающих высокой маслянистостью, а **межвитковая прилипаемость соответствовала моменту и скорости пружины, развиваемых ею в процессе спуска**. Последнее можно осуществить соответствующим подбором масел на основании формулы (66) с обязательной экспериментальной проверкой на приборе «прилипаемости» по всем фактором, не учитываемым данной формулой.

При неправильном подборе масла, между витками пружины возникает низкая прилипаемость, вследствие чего соседние витки будут свободно отходить друг от друга, смещаясь эксцентрично относительно оси барабана и создавая большое межвитковое трение в местах их сгущения. Это ведет к скачкообразному роспуску пружины в барабане и следовательно, к скачкообразному изменению момента, а в конечном счете — к снижению точности работы прибора.

Конструктор должен учитывать это при выборе соотношений между R и b по формуле (64), так как эти размеры связаны с межвитковой прилипаемостью.

При проектировании следует стремиться к тому, чтобы ширина пружины была близка к величине внутреннего радиуса барабана (особенно у мощных пружин), т. е. следует брать $R \approx b$ (67).

Увеличение ширины пружины ведет к увеличению межвитковой прилипаемости. Поэтому $b \geq R$ можно рекомендовать только для мощных пружин типа патефонных.

Уменьшение ширины пружины менее R ($b < R$) можно рекомендовать для механизмов малых габаритных размеров, в которых пружины имеют малые крутящие моменты. Вследствие малой величины b в таких пружинных двигателях прилипаемость не велика даже при больших значениях L . Невелико при этом и межвитковое трение.

10. Условие, при котором пружина в барабане имеет наиболее рациональную конструкцию.

Предположим, что нам известен минимальный момент пружины M_{min} и число оборотов барабана n . Требуется определить, при каком числовом $C = \frac{M_{max}}{M_{min}}$ конструкция пружины будет наиболее рациональной. Для этого обратимся к рис. 12, на котором даны три диаграммы идеально нагруженной свободной пружины с одним и тем же минимальным момен-

том. Из этого рисунка следует, что для получения необходимого момента M_{min} и заданного числа оборотов барабана можно в механизме применить любую из трех пружин, моменты которых изменяются в зависимости от числа оборотов пружины (в процессе завода) по прямым OB , O_1B_1 и O_2B_2 с углами наклона к оси абсцисс α , α_1 и α_2 .

Известно, что работа идеально нагруженной пружины может быть выражена площадью треугольника, образованного осью абсцисс с прямой, характеризующей изменение момента пружины с увеличением числа оборотов оси при заводе) и ординатой, представляющей максимальный момент пружины, т. е. в нашем случае площадью треугольников OBD , O_1B_1D и O_2B_2D .

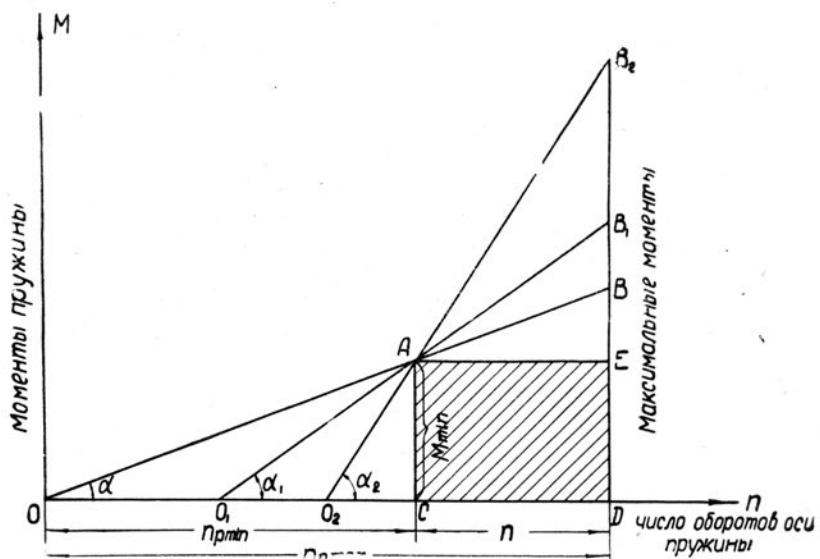
Площадь каждого треугольника можно представить в виде суммы трех площадей, а именно:

$$\text{пл. } OBD = \text{пл. } OAC + \text{пл. } ACDE + \text{пл. } ABE \quad \dots \quad (68)$$

$$\text{пл. } O_1B_1D = \text{пл. } O_1AC + \text{пл. } ACDE + \text{пл. } AB_1E \quad \dots \quad (69)$$

$$\text{пл. } O_2B_2D = \text{пл. } O_2AC + \text{пл. } ACDE + \text{пл. } AB_2E \quad \dots \quad (70)$$

Каждое из слагаемых выполняет вполне определенные функции: первое слагаемое представляет собою работу, необходимую для созда-



Фиг. 12. Диаграммы идеально-нагруженных свободных пружин с одинаковым минимальным моментом.

ния минимального момента пружины, второе слагаемое — работу, необходимую для приведения механизма в действие и для поддержания этой работы в течение заданного времени, и третье слагаемое — излишек работы, создаваемой пружиной (в случае применения тормозного регу-

лятора этот излишек поглощается регулятором за счет создания тормозного момента).

Выражая работу каждого участка через минимальный момент и соответствующий угол деформации, получим, в общем случае, для каждой пружины суммарную работу в виде:

$$A = \pi n p_{min} \cdot M_{min} + 2\pi n M_{min} + \pi n (M_{max} - M_{min}), \quad (71)$$

где $n p_{min}$ — минимальное рабочее число витков пружины;

M_{max} — максимальный момент пружины.

Обозначая отношение $\frac{M_{max}}{M_{min}}$ через c и подставляя в выражение (71) вместо $M_{max} = c M_{min}$ находим, что

$$A = \pi M_{min} n p_{min} + 2n + n (c-1) \dots \quad (72)$$

Из вышесказанного ясно, что $n p_{min} = \frac{n}{c-1}$, подставляя которое в (72) находим:

$$A = \pi n M_{min} \frac{c^2}{c-1} \quad (73)$$

При известных значениях M_{min} и n работа пружины зависит только от коэффициента « c ». Принимая « c » за переменную величину, найдем частную производную выражения (73) по « c »

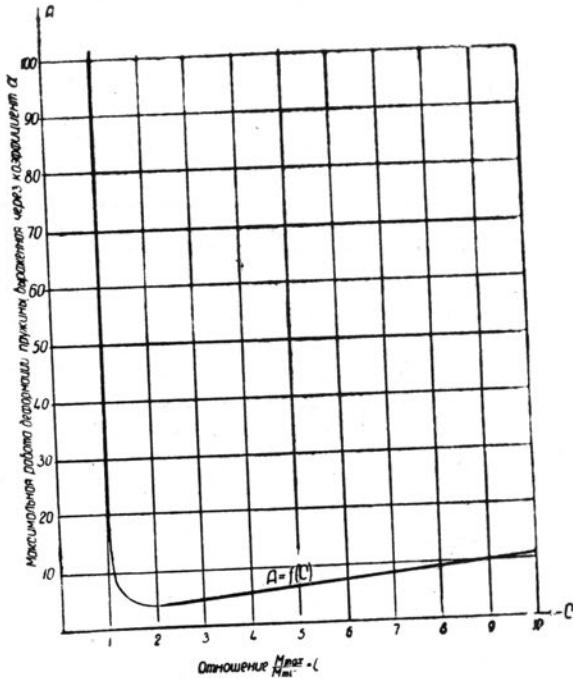
$$\frac{\partial A}{\partial c} = \pi n M_{min} \frac{c(c-2)}{(c-1)^2} \quad (74)$$

Для определения максимального или минимального значения функции $A=f(c)$ приравниваем выражение (74) нулю и находим, что $c=2$ (75)

Следовательно, при $c=2$ функция $A=f(c)$ имеет максимум или минимум. Для решения этого вопроса исследуем формулу (73). Подставив вместо « c » числовые значения от 1 до 10, при этом постоянное значение произведения ($\pi n M_{min}$) обозначим через α , тогда формула (73) примет вид:

$$A = \alpha \frac{c^2}{c-1} \quad (76)$$

Числовые значения работы деформации идеально нагруженных пружин даны в таблице № 4. По этим данным построен график зависимости максимальной работы деформации пружины от числового значения коэффициента « c » (см. фиг. 13).



Фиг. 13. Зависимость работы деформации плоской спиральной пружины от коэффициента С.

Из этого графика следует, что при $c=2$ функция $A=f(c)$ достигает минимума, т. е.

$$A_{\min} = 4\pi n M_{\min} \quad (77)$$

Кроме того, при $c > 2$ кривая зависимости $A=f(c)$ возрастает медленно и, наоборот при $c < 2$ кривая возрастает резко.

Максимальная работа деформации идеально нагруженной свободной пружины, как известно, выражается формулой [8]

$$A = \frac{\sigma_{iz}^2 V}{6E} \quad (78)$$

где σ_{iz} — напряжение на изгиб;

E — модуль упругости 1-го рода;

V — объем пружины, равный произведению bhL .

Таблица № 4

**Зависимость максимальной работы деформации
от числового значения коэффициента С**

№ № п. п.	Числовые значения коэффициента С	Максимальная работа дефор- мации пружины, выраженная через коэффициент α
1	1,01	102,02 α
2	1,05	22 α
3	1,2	7,2 α
4	1,4	4,90 α
5	1,5	4,5 α
6	2	4 α
7	2,4	4,12 α
8	2,8	4,38 α
9	3	4,5 α
10	4	5,33 α
11	5	6,25 α
12	6	7,20 α
13	7	8,16 α
14	8	9,14 α
15	9	10,12 α
16	10	11,10 α

Так как работа пружины, определяемая выражениями (73) и (78), одна и та же, то из равенства правых частей этих выражений следует:

$$\frac{C^2}{C - I} = \frac{\sigma_{iz}^2 V}{6\pi n E M_{min}} \quad (79)$$

Известно, что $\sigma_{iz} = \frac{M_{max}}{W}$. Тогда будем иметь:

$$\frac{C^2}{C - I} = \frac{M_{max}^2 V}{6\pi n E M_{min} W^2} \quad (80)$$

Выражая объем пружины V и момент сопротивления W через размеры пружины, а максимальный момент через минимальный, после соответствующего преобразования находим выражение коэффициента C через размеры пружины в виде:

$$C = \frac{\pi E n}{6 M_{min}} \frac{b h^3}{L} + 1. \quad (81)$$

Для рассматриваемых трех пружин (фиг. 12) отношение $\frac{\pi E n}{6 M_{min}}$ есть величина постоянная. Обозначая его через β имеем:

$$c = \beta \frac{b h^3}{L} + 1. \quad (82)$$

Из полученного выражения видно, что коэффициент С является функцией размеров пружины.

При $C=2$

$$L = \beta b h^3. \quad (83)$$

Так как по условию поставленной задачи все три рассматриваемые пружины (фиг. 12) передают механизму одну и ту же минимально-необходимую работу, определяемую площадью прямоугольника АСДЕ, то при $C=2$ пружина используется наиболее целесообразно, так как при этом значении С, отношение минимально необходимой работы к полной энергии пружины, имеет максимальное значение и равно $\frac{1}{2}$.

При значениях $C>2$ и $C<2$ это отношение меньше $\frac{1}{2}$.

Приравнивая выражение (73) и (78), находим выражение для объема пружины в общем случае, когда $C \neq 2$.

$$V = \frac{6\pi E n M_{min} c^2}{(c - 1) \sigma_{iz}^2}. \quad (84)$$

При $C=2$ объем пружины будет

$$V = \frac{24\pi E n M_{min}}{\sigma_{iz}^2}. \quad (84a)$$

Анализируя формулы (84) и (84a), видим, что числовое значение объема пружины можно определить до расчета отдельных ее элементов, так как до проектирования пружинного двигателя конструктору известны: минимальный момент M_{min} (определяется по кинематической схеме прибора и по потерям в отдельных узлах механизма), число оборотов барабана — n (обычно конструктор им задается, исходя из технических требований на прибор) и, наконец, физико-механические характеристики пружинной ленты E и σ_{iz} (берутся по табличным или экспериментально полученным данным, исходя из материала пружинной ленты и эксплуатационных условий работы прибора).

11. Теоретическое определение коэффициента k_2 .

В практике приборостроения при проектировании пружинных двигателей коэффициентом k_2 , характеризующим отношение $\frac{R}{h}$ в данном барабане, обычно задаются. Однако весьма важно было бы это отношение определять теоретически. Для вывода формулы k_2 поступаем следующим

образом. Напишем выражение объема пружины через ее элементы, т. е ширину — b , толщину — h и длину — L .

$$V = b h L \quad \dots \quad (85)$$

Выразим буквенное значение размеров пружины через коэффициенты k , k_2 и k_4 . Из рассмотренного выше мы знаем, что ширина пружины определяется по формуле (64) в виде:

$$b = \frac{k \cdot k_2^3 k_4}{R^2}. \quad (86)$$

Толщина пружины $h = \frac{R}{k_2}$ и, наконец, длина пружины в спущенном состоянии $L_{\text{раб.}}$ согласно формуле (62) равна:

$$L_{\text{сп. раб.}} = k_4 R.$$

Подставляя найденные значения b , h и L в формулу (85), находим объем пружины, выраженный через коэффициенты в виде:

$$V = k \cdot k_2^2 k_4^2 \quad (87)$$

С другой стороны, объем пружины определяется формулой (84), согласно которой:

$$V = \frac{6 \pi n M_{\min} E C^2}{(C - 1) \sigma_{\text{из}}^2}$$

Приравнивая (84) и (87), имеем:

$$k \cdot k_2^2 \cdot k_4^2 = \frac{6 \pi n M_{\min} E C^2}{(C - 1) \sigma_{\text{из}}^2}. \quad (88)$$

Заменяя в (88) k и k_4 их выражениями (59) и (61) и преобразовывая, находим:

$$k_2 = \frac{C E}{2 n_1 \sigma_{\text{из}}} \sqrt{\frac{n \cdot n p_{\min}}{C - 1}} + \frac{n_1}{2}. \quad (89)$$

Подставляя вместо n его выражение (22), окончательно находим значение коэффициента k_2 , равного отношению $\frac{R}{h}$, в виде:

$$K_2 = \frac{1}{2} \left[\frac{C E n}{(C - 1) n_1 \sigma_{\text{из}}} + n_1 \right]. \quad (90)$$

Следовательно, отношение $\frac{R}{h}$ зависит от отношения $\frac{M_{\max}}{M_{\min}}$, а также от числа оборотов барабана, числа витков пружины в спущенном состоянии и от физико-механических свойств пружинной ленты, т. е. от E и σ_{iz} .

12. Порядок расчета пружинного двигателя.

Для расчета пружинного двигателя по предлагаемому методу необходимо знать:

- 1) минимальный момент пружины — M_{\min} ;
- 2) максимальный момент пружины — M_{\max} ;
- 3) число оборотов барабана — n .

Подобного рода задачи встречаются при проектировании приборов с пружинным двигателем, снабженных спусковым или тормозным регулятором, когда параметры регулятора заданы или определены тем или иным путем и требуется рассчитать пружинный двигатель обеспечивающий работу прибора по заданным техническим требованиям.

Ниже будет рассмотрен второй частный случай расчета пружинного двигателя применительно, главным образом, к малогабаритным часам и приборам, когда размеры барабана известны (см. § 4) и требуется определить размеры пружины, а следовательно, и M_{\max} и M_{\min} , необходимые для расчета регулятора.

Расчет для первого случая следует производить в такой последовательности:

1. Находим отношение $C = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$.

2. Находим минимальное рабочее число витков пружины

$$n_{p\min} = \frac{n}{C - 1}$$

3. Находим максимальное рабочее число витков пружины

$$n_{p\max} = \frac{n C}{C - 1}.$$

4. Определяем коэффициент $k_1 = \frac{n_{cb}}{n_2}$

По формуле проф. Гевондяна Т. А.

$$k_1 = \frac{n_{cb}}{n_2} = \frac{\bar{\Theta}_{cp}}{\pi}.$$

Задаемся значением коэффициента k_1 в пределах от 0,317 до 0,533.

5. Находим число витков спущенной пружины в барабане n_1 по формуле:

$$n_1 = \frac{n[1 + k_1(C - 1)]}{(1 - k_1)(C - 1)}.$$

6. Находим число витков заведенной пружины в барабане n_2 по формуле:

$$n_2 = \frac{nC}{(1 - k_1)(C - 1)}$$

7. Проверяем правильность найденных значений n_1 и n_2 по формуле:

$$n = n_2 - n_1$$

8. Находим числовое значение коэффициента $k_2 = \frac{R}{h}$ по формуле:

$$k_2 = \frac{1}{2} \left[\frac{CEn}{(C - 1)n_1\sigma_{us}} + n_1 \right],$$

где E — модуль упругости 1-го рода, определяется исходя из физико-механических свойств пружинной ленты [4, стр. 251];
 σ_{us} — напряжение на изгиб.

9. Находим числовое значение коэффициента $k_3 = \frac{r}{R}$ из формулы:

$$K_2 = \frac{n_1^2 + n_2^2}{2(n_1 - k_3 n_2)}.$$

Практикой рекомендуется коэффициент k_3 брать в пределах от 0,26 до 0,43.

При определении коэффициента k_3 из формулы (40) может случиться, что найденное числовое значение k_3 не лежит в пределах, рекомендуемых практикой приборостроения. Это обстоятельство указывает на то, что конструктор, выбирая значения для C и n , неправильно взял числовое значение коэффициента $k_1 = \frac{n_{cb}}{n_2}$.

Для определения точного значения k_1 необходимо найти числовое зна-

чение n_1 при соответствующих величинах k_2 и k_3 (причем числовое значение коэффициента k_3 должно лежать в рекомендуемых практикой пределах) из формулы:

$$n = \sqrt{k_2^2 k_3^2 + 2k_2 n_1^2 - n_1^2} - (n_1 + k_2 k_3).$$

Зная, какое должно быть число витков спущенной пружины в барабане при заданных коэффициентах k_2 и k_3 , находим соответствующее числовое значение коэффициента k_1 по формуле (30), подставляя известные числовые значения n , С и n_1 .

10. Находим числовое значение коэффициента k по формуле:

$$k = \frac{6 M_{\min}}{\pi E n p_{\min}}.$$

11. Находим числовое значение коэффициента k_4 по формуле:

$$k_4 = \frac{\pi n_1 (2k_2 - n_1)}{k_2}.$$

12. Устанавливаем зависимость между внутренним радиусом барабана R и высотой пружины h , исходя из габаритных размеров прибора по формуле:

$$R = \sqrt{\frac{k k_2^3 k_4}{b}}.$$

13. Задаемся числовым значением R или b и находим соответствующее неизвестное.

14. Находим толщину пружины h по формуле:

$$h = \frac{R}{k_2}$$

15. Находим радиус валика барабана r с учетом толщины первого внутреннего витка пружины

$$r = r_o r_o + h = k_3 R.$$

16. Находим радиус оси — $r_o r_o$

$$r_o r_o = r - h$$

17. Находим рабочую длину пружины $L_{\text{раб}}$.

$$L_{\text{раб}} = k_4 R.$$

18. Находим полную длину пружины (с учетом длины отожженной части пружины).

$$L_{\text{пол.}} = L_{\text{раб.}} + L_{\text{кон.}}$$

Полная длина пружины $L_{\text{пол.}}$, т. е. длина заготовки, складывается из упругой части и части, отожженной с обоих концов, для закрепления к оси валика и стенке барабана. Длина концов $L_{\text{кон.}}$ складывается из длины отожженной части внутреннего конца — $L_{\text{o.v.}}$ и из длины отожженной части наружного конца — $L_{\text{o.h.}}$, т. е.

$$L_{\text{кон.}} = L_{\text{o.v.}} + L_{\text{o.h.}}$$

Длина внутреннего отожженного конца с учетом перехода определяется формулой [4, стр. 29, 258].

$$L_{\text{o.v.}} = (2,5 \div 3,0) \pi m h,$$

где m — коэффициент прочности берется в пределах:

$$m = 15 \div 25 \quad [4, \text{стр. 251}];$$

h — толщина пружины.

Длина наружного отожженного конца определяется по формуле:

$$L_{\text{o.h.}} = (1,25 \div 1,50) \pi m h.$$

19. Проверяем правильность найденных числовых значений размеров пружины по формуле:

$$M_{\min} = \frac{E b h^3}{6 L_{\text{раб}}} \pi n p_{\min}.$$

Подставляя в данную формулу найденные числовые значения b , h , $L_{\text{раб.}}$ и $n p_{\min}$, находим числовое значение минимального момента. Совпадение вычисленного момента с заданным подтверждает правильность расчета. В противном случае, следует искать допущенную в расчете ошибку.

При расчете пружинного двигателя для второго случая исходными величинами являются:

- 1) внутренний радиус барабана — R ;
- 2) ширина или высота пружины — b ;
- 3) число оборотов барабана — n_1 , принимаемое с учетом запаса заданной продолжительности работы (см. § 3);

$$4) \text{ отношение моментов } C = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}, \text{ обычно } C=2.$$

- 5) внешний радиус заведенной пружины равняется внутреннему радиусу спущенной пружины $r_1 = r_2$ (для нормальной пружины).

Расчет производится в следующей последовательности:

1. Находим минимальное рабочее число витков пружины (формула 22).
2. Находим максимальное рабочее число витков пружины (формула 23).

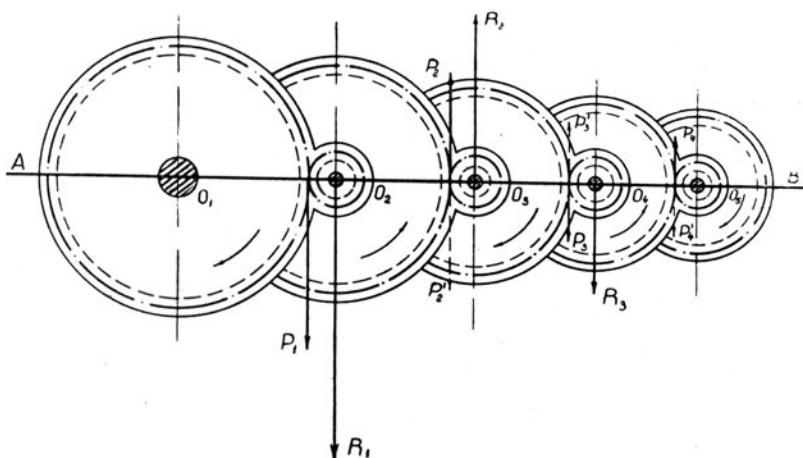
3. Определяем коэффициент $k_1 = \frac{N_{cb}}{N_2}$ руководствуясь соображениями изложенными выше (§5—3).
4. Находим число витков спущенной пружины в барабане (формула 30).
5. Находим число витков заведенной пружины в барабане (формула 28).
6. Задаемся числовым значением коэффициента $k_3 = \frac{r}{R}$
7. Находим числовое значение коэффициента $k_2 = \frac{R}{h}$ (формула 40).
8. Определяем толщину пружины h .
9. Определяем радиус оси барабана r с учетом толщины первого внутреннего витка пружины (см. порядок расчета пружинного двигателя пункт 15).
10. Находим радиус оси r_0 (см. порядок расчета пружинного двигателя пункта 16).
11. Определяем числовое значение коэффициента k_4 (формула 61).
12. Находим рабочую длину пружины $L_{раб.}$ (формула 62).
13. Находим полную длину пружины (с учетом длины отожженной части пружины (см. порядок расчета пружинного двигателя (пункт 18)
14. Определяем минимальный момент пружины M_{min} .
(формула 57).
15. Определяем максимальный момент пружины M_{max} .
(формула 21).

При выборе коэффициента k_3 , от которого зависит и коэффициент k_2 , следует иметь в виду, что уменьшение k_3 вызывает увеличение числа оборотов барабана, а уменьшение k_2 — увеличение толщины пружины h , что ведет к увеличению моментов пружины M_{max} и M_{min} .

§ 6. Выбор расположения осей основной колесной системы

Назначение основной колесной системы в часовом механизме состоит в передаче энергии от двигателя к регулятору. Величина поступающей к регулятору энергии зависит от потерь в кинематической цепи. Чем больше эти потери, тем меньшее количество энергии поступает к регулятору. Определение величины потерь является весьма важным делом в практике проектирования приборов. В настоящее время при проектировании приборов эти потери определяют приближенно, принимая коэффициент полезного действия зубчатой пары равным $0,96 \div 0,97$. Усилие, пе-

редаваемое от спускового колеса к анкеру, по своей величине является переменным, так как потери в зубчатой передаче непрерывно меняются, вследствие погрешности отдельных деталей, допущенных при их изготовлении. (бение колес и трибов, перекосы осей и др.), а главным образом — вследствие изменения величины давления в подшипниках, зависящего от формы сопрягаемых профилей и расположения осей колесной системы, что при проектировании обычно не принимается во внимание.



Фиг. 14. Схема расположения центров колесной системы на одной прямой.

Предположим, что мы имеем механизм, в котором оси основной колесной системы расположены по прямой АВ (фиг. 14). Тогда очевидно, что окружные усилия, действующие в зацеплении, будут направлены перпендикулярно к линии центров АВ. Так как эти усилия (P_1, P_2, P_3 и т. д.) со стороны ведущих колес и силы реакции (P_1^1, P_2^1, P_3^1 и т. д.) со стороны ведомых трибов параллельны, то результирующие давления в цапфах будут равны их сумме, т. е.

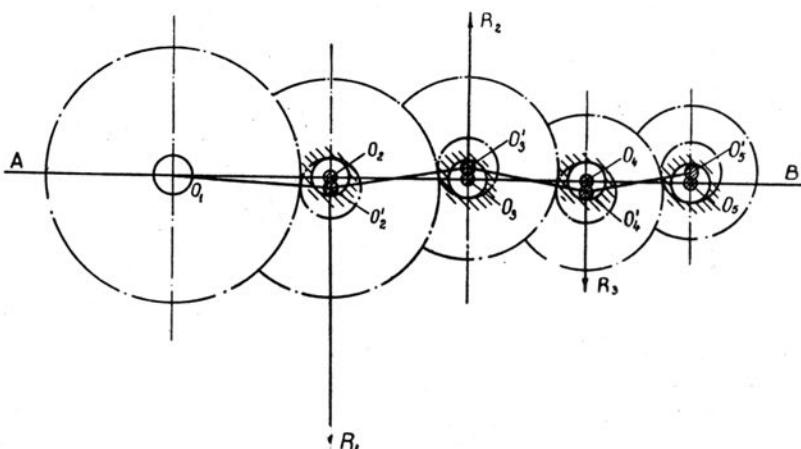
$$R_1 = P_1 + P_2^1$$

$$R_2 = P_2 + P_3^1$$

$$R_3 = P_3 + P_4^1 \text{ и т. д.}$$

При данном расположении осей, давления в подшипниках будут максимальными, следовательно, и трение также будет максимальным. Следует заметить, что расположение осей в механизме не только отражается на величине трения, но и на характере зацепления. Известно, что в приборах между цапфами и подшипниками имеются большие зазоры. Под действием результирующих усилий цапфы переместятся в направлении

действия сил, выбирая при этом зазор. Так, в рассматриваемом случае цапфы осей колесной системы переместятся в соответствующих направлениях и займут новые положения (фиг. 15). Переход цапф из положений O_2 , O_3 , O_4 и O_5 в новое ведет к увеличению расстояний между центрами зубчатых колес, так как $O'_2 O'_3 > O_2 O_3$, $O'_3 O'_4 > O_3 O_4$ и $O'_4 O'_5 > O_4 O_5$ и, следовательно, уменьшает продолжительность зацепления, что в целом отразится на точности работы прибора. Особенно характерно это для часов малого калибра, где высота головок зубьев колес и трибов очень мала.

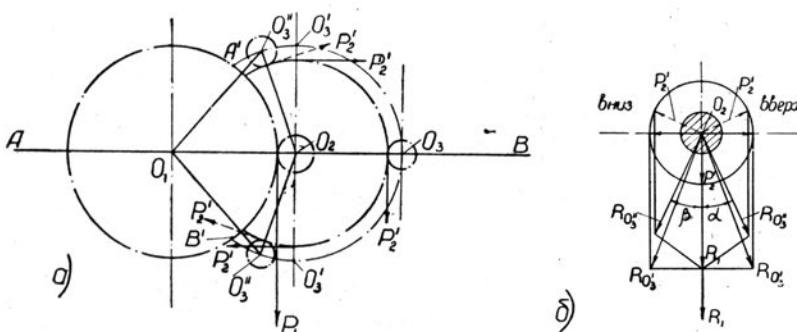


Фиг. 15. Смещение цапф при действии результирующих усилий.

Для определения наилучшего расположения осей колес в механизме обратимся к схеме (фиг. 16 а). Из точки O_2 через O_3 проводим дугу до пересечения с окружностью колеса O_1 в точках A' и B' . Ось колеса O_3 может располагаться в любой точке дуги $A' B'$. При перемещении центра колеса O_3 вверх направление силы реакции R'_2 будет меняться и результирующая R_1 будет уменьшаться (фиг. 16 б), достигая минимального значения вблизи точки A' . При перемещении центра O_3 вниз по дуге $A' B'$ результирующая также будет уменьшаться, достигая минимального значения вблизи точки B' . Следовательно, для уменьшения результирующего давления в подшипниках оси колеса O_2 необходимо центр колеса O_3 расположить как можно ближе к колесу O_1 , предусматривая некоторый зазор между окружностями колеса и триба.

Вопрос о том, вблизи какой точки — A' или B' — расположить центр колеса O_3 , решается, исходя из того, каким механизмом проектируется и каковы его условия работы. Из рассмотрения (фиг. 16 б) следует, что в положениях близких к точкам A' и B' , результирующие давления по своей величине одинаковы, но различны по направлению, так как при

перемещении точки O_3 вверх результирующая меняет свое направление в пределах угла α , а при перемещении вниз — в пределах угла β . Если принять точку O_1 неподвижной, то в случае положения точки O_3 вблизи A' , вследствие имеющегося зазора в подшипнике, цапфа колеса O_2 под действием результирующего давления переместится, удаляясь от O_1 и,



Фиг. 16. Схема к определению наилучшего расположения центров колес.

наоборот, приближаясь к O_1 , если O_3 расположить вблизи B' . Следовательно, расстояние $O_1 O_2$ будет увеличиваться или уменьшаться. При увеличении расстояния между центрами продолжительность зацепления уменьшается, и наоборот. Отсюда следует, что если проектируется механизм с большой скоростью вращения колес (малый период колебания баланса), где продолжительность зацепления должна быть минимальной, центр колеса O_3 должен располагаться вблизи точки A' . И наоборот, в часовых механизмах с большей продолжительностью хода и высокой точностью работы, где требуется наибольшая продолжительность и плавность зацепления, центр колеса O_3 следует располагать вблизи точки B' .

В механизмах невысокой точности центр колеса O_3 может находиться в точках A' или B' . Наилучшее положение точки O_3 находится на пересечении прямых $O_1 O''_3$ и $O_2 O''_3$ (фиг. 16 а), где:

$$O_1 O''_3 = R_{1n} + r_{3n} + \delta_1$$

$$\text{и } O_2 O''_3 = R_2 + r_3$$

В этих равенствах:

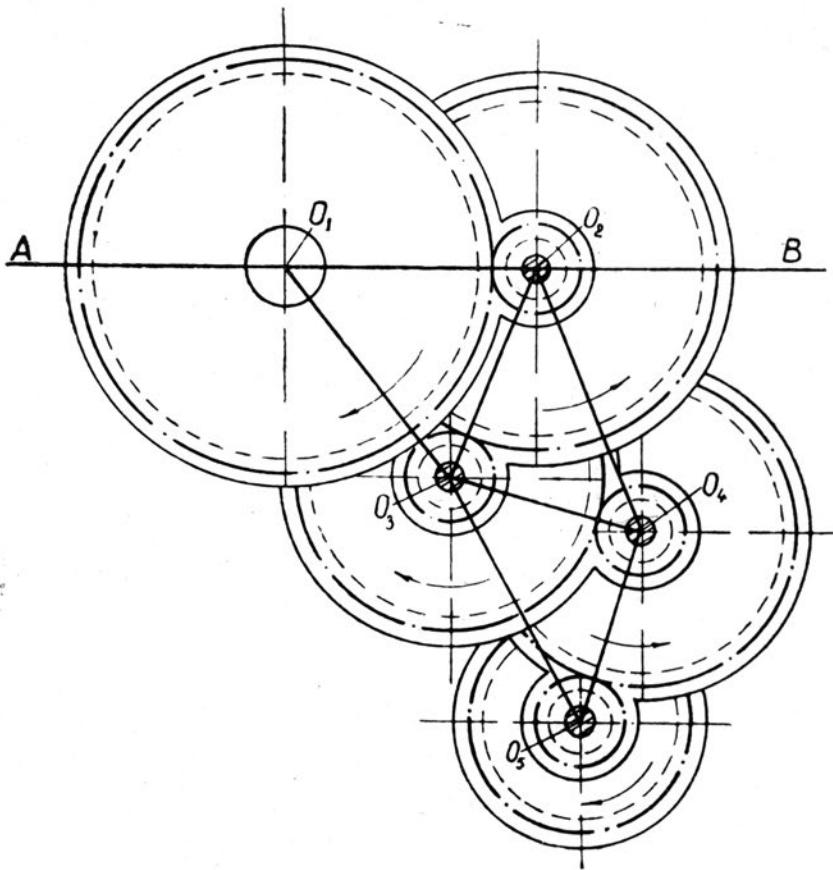
R_{1n} — радиус внешней окружности первого колеса;

r_{3n} — радиус внешней окружности триба третьего колеса;

R_2 — радиус начальной окружности второго колеса;

r_2 — радиус начальной окружности третьего колеса;

δ_1 — зазор между внешними окружностями первого колеса и триба третьего колеса.



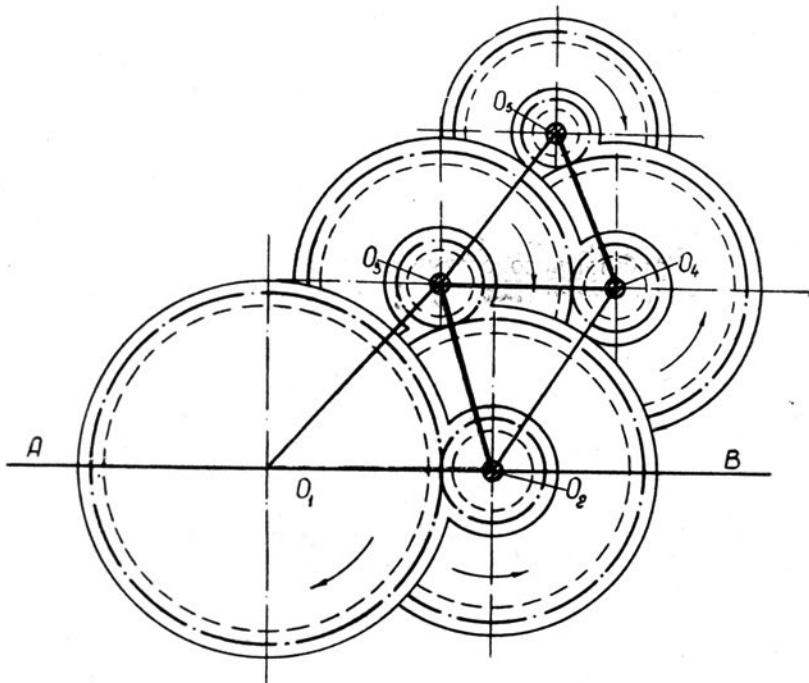
Фиг. 17. Расположение центров колес при увеличении глубины зацепления.

Зазор δ_1 принимается конструктивно, исходя из габаритных размеров прибора с учетом погрешностей изготовления (радиальное биение колес и трибов, несоосность отверстий в подшипниках, радиальные зазоры и др.).

Для определения положения центров колес O_4 и O_5 поступаем аналогичным образом. В результате находим наивыгоднейшие положения центров колес для механизмов повышенной точности и большой продолжительности работы (фиг. 17) и быстродействующего механизма (фиг. 18). Рассматривая эти схемы, можно видеть, что каждая из них является зеркальным изображением другой и что при данном расположе-

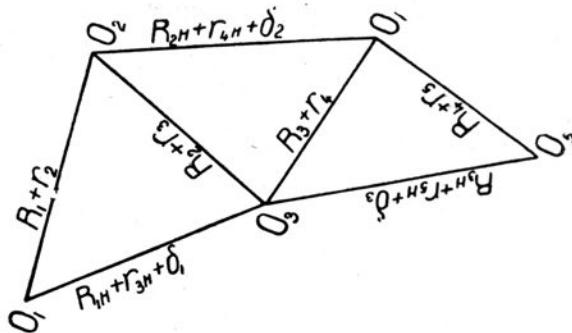
жении прямые, соединяющие центры колесной системы, образуют неправильный многоугольник, состоящий из отдельных треугольников, стороны которых соответственно равны сумме радиусов начальных окружностей сцепляющихся колес и сумме радиусов наружных окружностей и зазора между ними (фиг. 19).

Добавление новой зубчатой пары колес определяется построением соответствующего треугольника к данной схеме.



Фиг. 18. Расположение центров колес при уменьшении глубины зацепления.

Все эти рассуждения относительно выбора схемы расположения центров основной колесной системы механизма относились к случаю, когда ведущее колесо (O_1) вращается по часовой стрелке (фиг. 17 и 18). Если направление вращения изменится на обратное (против часовой стрелки), то изменятся направления результирующих давлений. В результате этого на схеме (фиг. 17) будет иметь место удаление центров, а на схеме (фиг. 18) — сближение центров.



Фиг. 19. Схема к определению расстояний между центрами колес.

Из всего изложенного можно сделать заключение, что при проектировании любого часового механизма необходимо планировку его производить, так, чтобы габаритные размеры и давления в подшипниках получались минимальными, а глубина зацепления соответствовала назначению и условиям работы часового механизма.

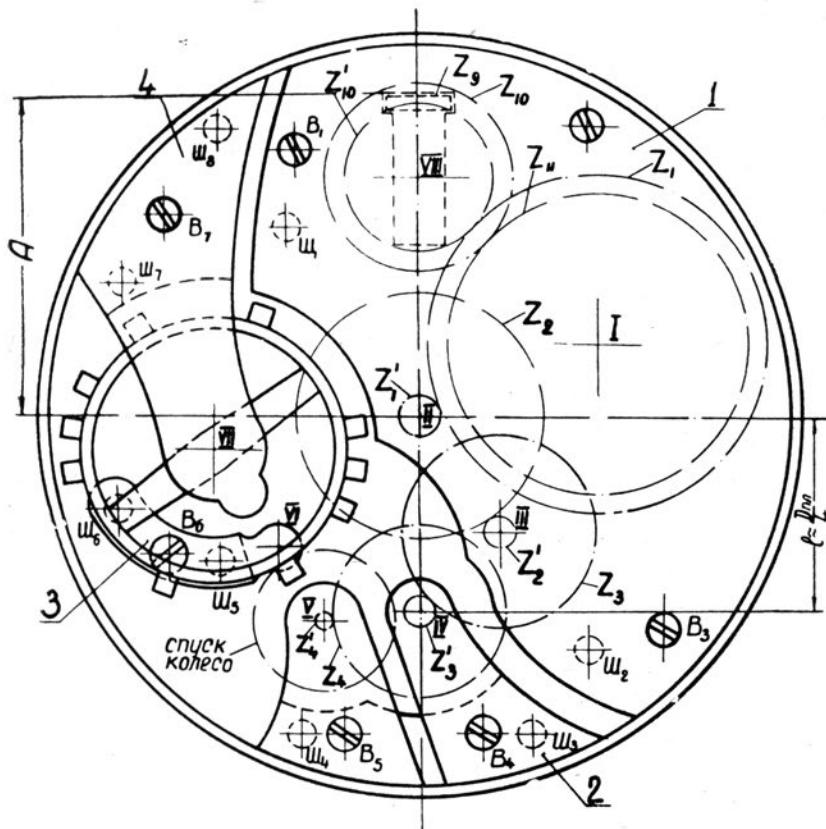
§ 7. Планировка часовового механизма.

После того, как произведен кинематический расчет и определены модули зубчатых пар от барабана до спускового колеса и от барабана до заводного триба, необходимо выполнить планировку механизма. Расположение осей основной колесной системы от барабана до спускового колеса производится на основании соображений, изложенных в § 6 и предопределяет в основном планировку всех деталей на платине — основании часового механизма. При цилиндрической (дисковой) форме платины ось вращения часовой и минутной стрелок обычно помещается в центре. Положение центра (I) барабана Z_1 определяется условиями сцепляемости его с центральным трибом Z_1 , и сцепляемости барабанного колеса Z_{11} с заводным колесом Z_{10} . В часах карманного типа (фиг. 20) ось заводного ключа и центры центрального (Z_2) и секундного (Z_4) колес располагаются на одной прямой, причем расстояние «l» принимается приблизительно равным $\frac{1}{4}D$ пл. Исходя из этого, положение точки Щ (центр промежуточного колеса) является вполне определенным и находится на пересечении дуг, проведенных из точек II и IV радиусами, равными сумме расстояний между центрами сцепляющихся пар. Положение заводного колеса Z_{10} не связано с диаметром барабана Z_1 , и оно выбирается в зависимости от размера A, определяющего положение заводного триба Z_9 в вырезе платины и барабанного моста. Желательно

увеличение размера A, что при выбранном отношении $\frac{Z_{10}}{Z_{11}}$ позволяет

увеличить размеры этих колес, а главное — увеличить размеры деталей механизма заводки часов и перевода стрелок, из которых наиболее сложными в изготовлении являются заводной триб и кулачковая муфта. Увеличение размеров этих деталей, а также остальных деталей заводного механизма улучшает их технологичность. Однако, размер «A» должен быть выбран таким, чтобы оставалась стенка в платине, отверстие в которой под заводной ключ обеспечивало бы хорошее его направление. При малом размере «A» затрудняется размещение рычажной системы механизма заводки часов и перевода стрелок.

Весьма важным является размещение на платине центров вращения спускового колеса, вилки и баланса (V, VI и VII). При дисковой форме платины обычно применяется прямая вилка, когда все указанные точки располагаются на одной прямой. Расстояние между точками V, VI и VII выбираются из таблицы [1, стр. 250] в зависимости от калибра часов. За неимением таблиц расстояния «C» и «I» (в случае свободного анкер-

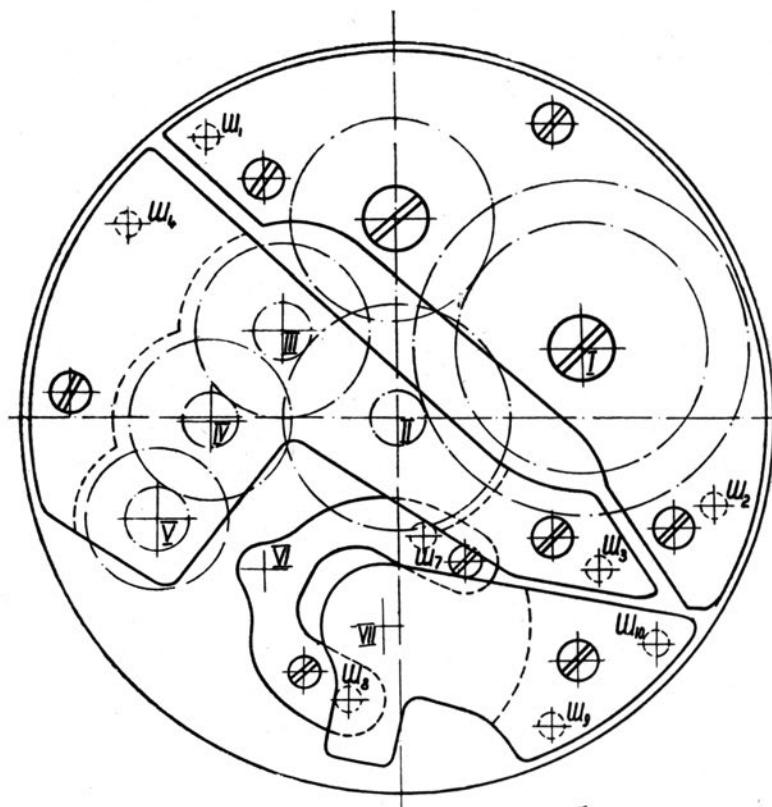


Фиг. 20. Схема планировки карманных часов К-43.

ного спуска) могут быть определены ориентировочно по следующим соотношениям: $C = (0,55 \div 0,60) d$ и $L = (1,25 \div 1,30) d$, где $C = V - VI$ и $L = V - VII$, а d — диаметр спускового колеса, причем размер « C » уточняется при построении спуска. Затем из точки V радиусом, равным $C+1$ проводят дугу. На этой дуге выбирают точку VII так, чтобы проведенная из этой точки окружность, радиус которой равен радиусу баланса (форм. 2), не пересекала окружность центрального триба и не выходила за контур уступа платины. После этого следует соединить точки V и VII прямой, на которой будет располагаться точка VI .

В часах, не имеющих секундной стрелки (малогабаритные наручные часы), условия планировки несколько упрощаются, так как при этом точка IV не обязательно должна находиться на оси ординат на расстоянии $l \approx \frac{1}{4}D_{pl}$. Это создает лучшие возможности для расположения точек V , VI , VII .

Иногда бывает более целесообразным, из условий планировки, при-



Фиг. 21. Схема планировки наручных часов «Весна».

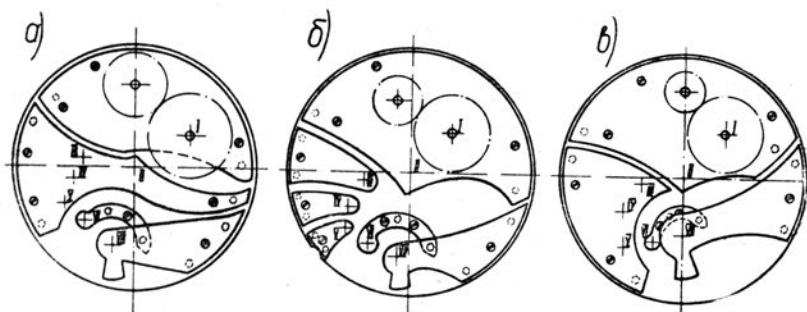
менять боковую вилку (если платина имеет прямоугольную форму). Такое решение принято, например, в наручных часах марки «Звезда».

Когда положение основных точек определено, необходимо решить вопрос о количестве и контуре мостов, в которых помещаются цапфы осейtribов основной колесной системы, вилки и баланса. При этом следует руководствоваться требованиями точности базировки деталей и условиями удобства сборки и разборки механизма.

Платина в соединении с мостами составляет наиболее трудоемкую и ответственную часть механизма, от конструкции которой зависит во многом качество часов. Базировка должна обеспечивать неизменное положение деталей относительно платины после многократных сборок. Степень точности базировки при избранной точности изготовления деталей зависит от площади и расположения базирующих поверхностей и от расположения фиксирующих штифтов или колонок. Необходимо предусматривать возможно большую опорную поверхность мостов. Лучше, если мост касается платины двумя плоскими поверхностями, наиболее удаленными одна от другой.

При наличии двух опорных поверхностей у мостов обеспечивается большее постоянство осевых зазоров. Особенно это важно для оси баланса. Количество и контур мостов определяются расположением отверстий под цапфы осей, а также требованиями технологичности сборки. В большинстве случаев механизм часов имеет пять мостов, а именно: 1) мост барабана или заводного механизма, 2) мост центрального, промежуточного и секундного колес, 3) мост спускового колеса, 4) мост вилки и 5) мост баланса. Это обеспечивает технологичность сборки в условиях производства, а также удобства ремонта. На (фиг. 20) показана планировка карманных часов «КЧ» (К-43), где предусмотрено четыре моста: 1) мост барабана, центрального и промежуточного колес, 2) мост секундного и спускового колес, 3) мост вилки и 4) мост баланса.

Существует большое количество других вариантов конструкций комплекта часов (платины и мости) в зависимости от габаритных размеров механизма по высоте и от требований производства. Так, в пред-



Фиг. 21-А. Варианты планировки механизмов часов.

ставленах вариантах планировки механизма часов (фиг. 21 и 21 А) имеется возможность несколько уменьшить высоту механизма из-за того, что промежуточное колесо (точка III) не пересекает (в плане) окружность барабана.

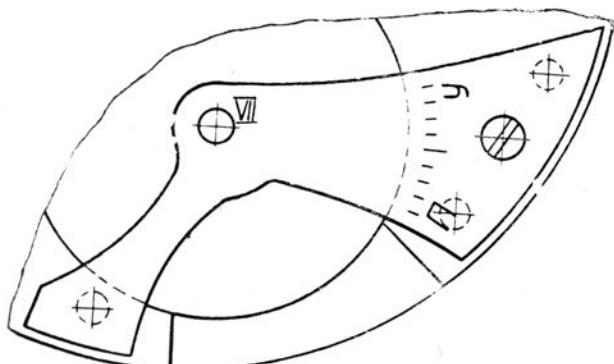
Для большей точности расположения отверстий и уменьшения вероятности появления перекоса осей необходимо стремиться придавать такую форму мостам, чтобы механическую обработку их можно было вести совместно из одной заготовки, с последующим разделением их путем разрезки на фрезерном станке. Это не только повышает точность изготовления, но и сокращает трудоемкость.

При работе часов, по ряду причин, приходит в негодность заводная пружина, которую требуется заменить. Если планировка механизма соответствует схеме (фиг. 21), то замена заводной пружины легко производится без значительной разборки механизма. Для этого следует только снять мост барабана и вынуть барабан, не затрагивая основной передачи к балансу.

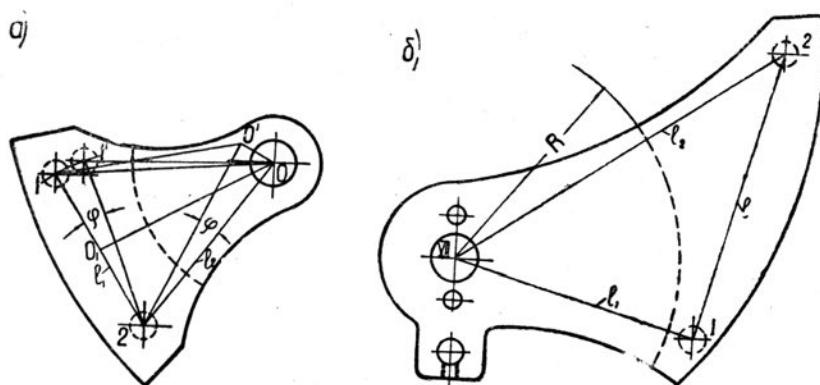
Следует иметь в виду, что после каждой повторной сборки механизма зазоры несколько меняются. В результате этого в работу вступают новые участки поверхностей профилей колес и трибов, что меняет режим трения и нарушает точность хода часов. С этой точки зрения указанная схема планировки является весьма удачной.

Часто приходится производить ремонт узла спуск-баланс в связи с многочисленными неисправностями в работе этой сложной части механизма. При этом необходимо снимать мости баланса, вилки и спускового колеса. Ввиду того, что эти мости по условиям планировки обычно однопорные (консольные) и с малой опорной поверхностью, наблюдается значительное изменение осевых зазоров, особенно в узле баланса, что вызывает не только нарушение точности хода часов, но и правильное взаимодействие деталей спуска и баланса. Поэтому, при планировке механизма необходимо по возможности предусматривать мост баланса с двумя опорными поверхностями. Это бывает трудно осуществить в малогабаритных часах, но вполне возможно в крупногабаритных и специальных часах и приборах. Не следует при этом упускать из вида удобства сборки (ладки) спуска и баланса. Примером удачного решения этого вопроса следует считать конструкцию балансового моста в наручных часах фирмы SYMA (фиг. 21 Б).

Весьма существенным является расположение опорных поверхностей мостов, а вместе с этим и фиксирующих деталей (шифтов или колонок) по отношению отверстий в подшипниках. Так как отверстия в платине и мостах под фиксирующие штифты и подшипники обрабатываются с некоторыми отклонениями от заданных координат, то при сборке может иметь место несовпадение центров отверстий верхнего и нижнего подшипников. Это вызывает перекос оси, величина которого будет зависеть еще и от расположения штифтов относительно отверстия в подшипнике. Раз допустимые отклонения центра отверстия 1 по координатам состав-



Фиг. 21-Б. Конструкция балансового моста с двумя опорными поверхностями.

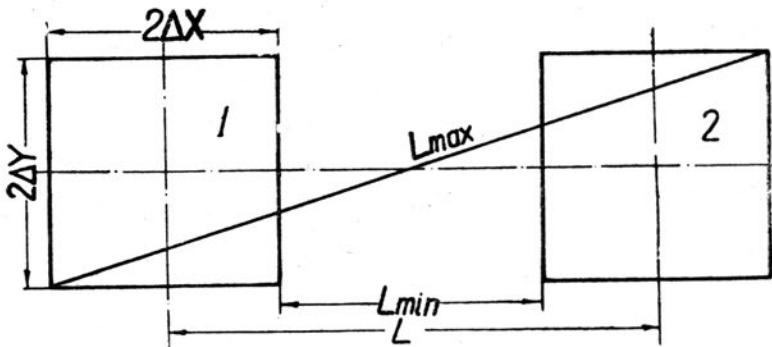


Фиг. 22. Схемы к определению несоосности отверстий (§ 7).

ляют $\pm\Delta x$ и $\pm\Delta y$, то, естественно, что центр отверстия может занимать любое положение в пределах квадратов со сторонами $2\Delta x$ и $2\Delta y$ (фиг. 23), а максимальное отклонение точки 1 от теоретического ее положения составляет $l = \sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2}$.

При $\Delta x = \Delta y = \Delta$, $l = \Delta\sqrt{2}$. Пусть отверстия в платине под штифты и подшипники обработаны без отклонений от заданных значений координат (диг. 22), а центр одного из штифтов моста смешен на величину δ , однако смешен так, что не нарушаются условия сборки. При таком положении произойдет смещение центра верхнего подшипника относительно нижнего на величину $00' = l_2 \varphi$, где $\varphi = \frac{\delta}{l_1}$,

$$\text{Отсюда } 00' = \delta \frac{l_2}{l_1} \quad (129)$$



Фиг. 23. Схемы к определению отклонений между центрами колес.

Из этого следует, что смещение (несоосность) отверстия в нижнем подшипнике относительно верхнего тем больше, чем больше отклонения координат штифта 1 от номинальных значений, чем дальше расположено отверстие в подшипнике относительно фиксирующих штифтов 1 и 2 и чем ближе между собой расположены штифты. При неудачном расположении фиксирующих штифтов несоосность может достигать значительной величины.

Нарушение нормального функционирования механизма в результате перекоса оси особенно часто может наблюдаться в малогабаритных часах и приборах при незначительной длине осей. Если соединить 0 с серединой l_1 (точка O_1) и постепенно приближать 0 к O_1 , то можно видеть, как l_2 уменьшается и при совпадении 0 с O_1 $l_2 = \frac{l_1}{2}$. При этом не-

соосность будет иметь минимальное значение, равное $\frac{\delta}{2}$. Это разумеется, самый лучший случай расположения фиксирующих штифтов, относительно отверстия в подшипнике, не всегда, однако, выполнимый. В общем случае, когда мост имеет несколько отверстий под цапфы, фиксирующие штифты следует располагать так, чтобы прямая, соединяющая их центры, проходила возможно ближе относительно всех отверстий в подшипниках. Во всех мостах, за исключением балансового, это условие в той или иной мере может быть выполнено, что можно предусмотреть при проектировании. В балансовом мосту (фиг. 22 б), имеющем большой вылет вследствие расточки под баланс радиуса R , отверстие под подшипник (точка VII) расположено на значительном расстоянии от штифтов 1 и 2 при сравнительно малом расстоянии между ними. Это неизбежно вызовет несоосность в верхнем и нижнем подшипниках, которая является причиной перекоса оси баланса. Для уменьшения несоосности отверстия 1, 2 и VII следует располагать так, чтобы прямые l_1 , l_1 и l_2 (фиг. 22 б) составляли равнобедренный треугольник ($l_1 = l_2$ и $l_1, l_2 < l$) или равносторонний треугольник.

§ 8. Расчет элементов зубчатой передачи

1. Требования, предъявляемые к зубчатой передаче

К зубчатым зацеплениям, применяемым для передачи движения от барабана до спускового колеса, предъявляются следующие основные требования:

1) Возможно большие передаточные отношения каждой пары. (Этим обеспечивается увеличение продолжительности работы часовогомеханизма и уменьшение его габаритных размеров).

2) Малые удельные давления в зубьях. (Этим достигается меньший износ и меньшая величина трения).

3) Большие боковые и радиальные зазоры в зубьях (для уменьшения возможности заклинивания передачи и остановки механизма при попадании пыли и мелких частиц, имея в виду малые передаваемые моменты).

4) Форма зубьев должна быть такой, чтобы была возможность полировать профиль с целью уменьшения трения и износа.

С этой же целью каждая зубчатая пара (колесо и триб), находящиеся в зацеплении, изготавливается из различных материалов, обладающих антифрикционными свойствами. Обычно колесо изготавливается из твердой (обработанной в холодном состоянии путем прокатки) латуни различных марок или другого цветного сплава, а триб — из высококуглеродистой стали.

Всем перечисленным требованиям в большей степени, чем любое другое, удовлетворяет часовое зацепление, являющееся видоизмененным, как принято называть, корректированным циклоидальным зацеплением.

Коррекция относится к замене эпициклоиды, очерчивающей головку зуба триба, дугой окружности, центр которой расположен на его начальной окружности, а радиус выбирается в зависимости от высоты головки, обычно меньшей, определяемой построением или расчетом. Головка зуба колеса по технологическим соображениям очерчивается также дугой окружности, причем высота головки сохраняет свою величину, т. е. высоту теоретического профиля. Ножки зубьев колеса и триба образованы радиальными прямыми, являющимися частным случаем гипоциклоиды, когда радиусы вспомогательных окружностей равны половине радиуса делительных окружностей.

Часовое зацепление, как и циклоидальное, в сравнении с эвольвентным, имеет ряд существенных недостатков, а именно:

1) высокая чувствительность к изменению расстояний между центрами колес, что вызывает необходимость высокой точности обработки как зубчатых колес и трибов, так и отверстий под цапфы их осей;

2) малая продолжительность зацепления ($\varepsilon < 1$), что нарушает плавность передачи;

3) отсутствие взаимозаменяемости. В то время как серия зубчатых колес эвольвентного профиля при одинаковом модуле может изготавливаться одним и тем же инструментом (червячной фрезой), в часовом зацеплении для каждого колеса и триба необходимо иметь свою фрезу.

Это вызывает увеличение номенклатуры инструмента и значительно усложняет условия производства. Получение точного профиля возможно только фрезерованием зубьев методом копирования (модульной фрезой), при этом, однако, невозможно сохранить постоянство шага. Метод обката при изготовлении колес с часовым зацеплением дает искажение профиля, а потому применяется только для неответственных передач (заводной и стрелочный механизм).

По данным С. В. Тарасова, для нормальной работы зубчатых колес с часовым профилем зацепления, отклонение в расстоянии между центрами колес не должно превышать $\pm 0,1$ м. Исходя из этого, при модуле $m=0,05$ мм, применяемом в малогабаритных наручных часах, указанное отклонение должно составлять не более $\pm 0,005$ мм. Такая высокая точность, предъявляемая к расположению центров сцепляющихся зубчатых пар, не обеспечивается обработкой отверстий под цапфы в кондукторах. Поэтому, в часовой промышленности нашел широкое применение другой технологический процесс обработки отверстий, позволяющий получать диаметр не только с малым допуском, но и с малым отклонением центра от заданных значений координат. Этот метод для индивидуального и мелкосерийного заключается в обработке отверстий на координатно-расточных машинах типа Sip и Hauser, а для крупносерийного и массового производства — применением специальных разметочных (керновочных) штампов, что позволяет производить сверление отверстий без применения кондукторов. Для окончательной обработки отверстий применяются калибровочные (репассажные) штампы. Если допустимые отклонения от номинальных значений координат центров отверстий 1 и 2 обозначить $\pm \Delta x$ и $\pm \Delta y$, то положение каждого центра определяется квадратом, стороны которого равны $2\Delta x$ и $2\Delta y$ (фиг. 23). Определим максимальные отклонения расстояний L между центрами 1 и 2. Из чертежа имеем:

$$L_{\max} = \sqrt{(L + 2\Delta x)^2 + (2\Delta x)^2} = L \sqrt{1 + \frac{4\Delta x}{L} + 8\left(\frac{\Delta x}{L}\right)^2} \quad (130)$$

Обозначая $\frac{4\Delta x}{L} + 8\left(\frac{\Delta x}{L}\right)^2 = \alpha$ и имея в виду, что $\alpha \leq I$, приближенно можем написать $L_{\max} = L \left[1 + \frac{2\Delta x}{L} + 4\left(\frac{\Delta x}{L}\right)^2 \right]$.

Так как $\frac{\Delta x}{L} \ll 1$, то членом $4\left(\frac{\Delta x}{L}\right)^2$ можно пренебречь.

$$\text{Тогда } L_{\max} = L + 2\Delta x \quad (131)$$

$$\text{Из чертежа имеем } L_{\min} = L - 2\Delta x \quad (132)$$

Расстояние между центрами 1 и 2 колес определяется по уравнению:

$$L = \sqrt{(X_1 - X_2)^2 + (Y_1 - Y_2)^2} \quad (133)$$

где X_1 и X_2 , абсциссы, а Y_1 и Y_2 ординаты точек 1 и 2.

Таким образом, изменение расстояния между центрами сцепляющейся пары колес равно удвоенному отклонению координат от их nominalных значений.

Полагая $2\Delta x = \delta$ найдем $\Delta x = \frac{1}{2}\delta$.

Так как $\delta = 0,1$ м, то $\Delta x = 0,05$ м (134).

По этой формуле можно определять допустимые отклонения координат центров сцепляющейся пары колес.

2. Построение теоретического профиля часового зацепления

Элементы профиля зубьев колеса и триба можно получить путем геометрического построения или на основании расчетных данных. При качении вспомогательной окружности триба r_2 по делительной окружности колеса R без скольжения, точка A описывает кривую $A A_1$, являющуюся участком эпициклоиды, очерчивающей профиль головки зуба колеса. При качении той же окружности по начальной окружности триба r точка A будет перемещаться по радиальной прямой $A_0 A_1$, образуя профиль ножки триба. Качение вспомогательной окружности r_1 колеса по делительной окружности r образует профиль головки триба, а качение той же окружности по делительной окружности R образует ножку зуба колеса. Путем геометрического построения можно найти размеры профиля зубьев, которые в дальнейшем уточняются на основании расчета. Не останавливаясь на рассмотрении метода построения зубчатого зацепления, выведем необходимые соотношения для аналитического определения размеров профилей зубьев, которые могут быть получены на основании схемы (фиг. 24).

Из чертежа имеем:

$$\begin{array}{c} \odot AB = R\alpha \\ \odot A_1 B = r_2 \delta \end{array} \quad | \quad (135)$$

Так как при отсутствии скольжения

$$\odot AB = \odot A_1 B, \text{ то } \alpha = \frac{r_2}{R} \delta \quad (136)$$

$$\begin{aligned} OA_1 &= \sqrt{(R + r_2)^2 + r_2^2 - 2r_2(R + r_2) \cos \delta} = \\ &= \sqrt{R^2 + 2r_2(1 - \cos \delta)(r_2 + R)} \end{aligned} \quad (137)$$

По теореме синусов имеем:

$$\frac{r_2}{\sin \gamma} = \frac{OA_1}{\sin \delta}; \sin \gamma = \frac{r_2 \sin \delta}{OA_1} = \frac{r_2 \sin \delta}{\sqrt{R^2 + 2r_2(1 - \cos \delta)(r_2 + R)}}$$

$$\text{и } \gamma = \arcsin \frac{r_2 \sin \delta}{\sqrt{R^2 + 2r_2(1 - \cos \delta)(r_2 + R)}} \quad (138)$$

Если принять за начало координат точку 0, то координаты точки A₁, принадлежащей профилю головки зуба, определяются по формулам:

$$X_{A_1} = OA_1 \sin(\alpha - \gamma) = \sqrt{R^2 + 2r_2(1 - \cos \delta)(r_2 + R)} \cdot \sin \left[\frac{r_2 \delta}{R} - \arcsin \frac{r_2 \sin \delta}{\sqrt{R^2 + 2r_2(1 - \cos \delta)(r_2 + R)}} \right] \quad (139)$$

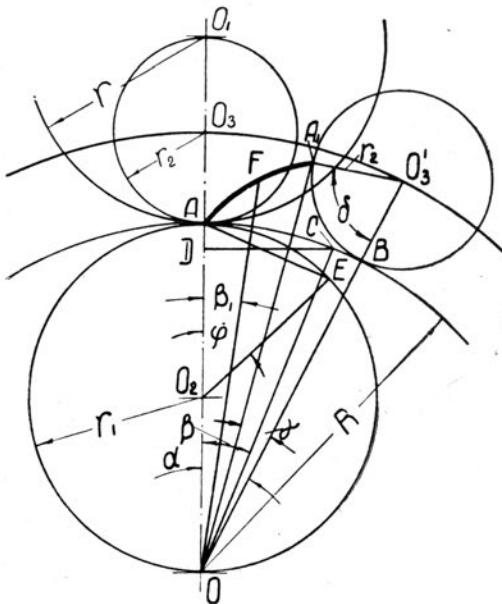
$$\text{и } Y_{A_1} = OA_1 \cos(\alpha - \gamma) = \sqrt{R^2 + 2r_2(1 - \cos \delta)(r_2 + R)} \cdot \cos \left[\frac{r_2 \delta}{R} - \arcsin \frac{r_2 \sin \delta}{\sqrt{R^2 + 2r_2(1 - \cos \delta)(r_2 + R)}} \right] \quad (140)$$

При $\delta = 0$, $X_{A_1} = X_A = 0$, $Y_{A_1} = Y_A = R$ и $OA_1 = R$

При $\delta = \pi$, $X_{A_1} = (R + 2r_2) \sin \frac{r_2}{R} \delta$, $OA_1 = R + 2r_2$ и

$$Y_{A_1} = (R + 2r_2) \cos \frac{r_2}{R} \pi$$

Задаваясь различными значениями угла δ , можно по формулам (139) и (140) подсчитать координаты соответствующих им точек эпициклоиды, а затем и построить профиль головки зуба колеса.



Фиг. 24. Схема к расчету профиля головки колеса.

Из того же чертежа (фиг. 24) имеем:

$$\begin{aligned}\odot AE &= r_1 \varphi \\ \odot AC &= R \beta\end{aligned}\quad (141)$$

Так как $\odot AE = \odot AC$, то $r_1 \varphi = R \beta$ (142)

$$\text{При } R = 2r_1 \quad \beta = \frac{\varphi}{2} \quad (143)$$

Далее имеем:

$$CD = R \sin \beta \quad (144)$$

$$AE = 2r_1 \sin \frac{\varphi}{2} = R \sin \frac{\varphi}{2} \quad (145)$$

Подставив в (144) $\beta = \frac{\varphi}{2}$, получим $CD = R \sin \frac{\varphi}{2}$

На основании этого и (145) можем написать $AE = CD$.

Таким образом, при повороте окружности r_1 на угол φ , точка Е совпадает с С, а точка А, описывающая гипоциклоиду, переместится в положение D, оставаясь на радиусе R, т. е. гипоциклоида превращается в радиальную прямую. Так как угловая ширина шага колеса равняется

$t^\circ = \frac{360^\circ}{Z}$, где Z — число зубьев колеса, то, отложив вправо от линии центров угол $\beta_1 = \frac{t^\circ}{4}$ и проводя прямую OF, можно графически определить

высоту головки зуба $h = OF - R$. Для аналитического определения OF, а следовательно, и высоты головки h, необходимо найти зависимость β_1 от δ . На основании схемы (фиг. 25) имеем:

$$\alpha = \beta_1 + \gamma \quad \text{или} \quad \beta_1 = \alpha - \gamma = \frac{r_2}{R} \delta - \arcsin \frac{r_2 \sin \delta}{\sqrt{R^2 + 2r_2(1 - \cos \delta)(r_2 + R)}} \quad (146)$$

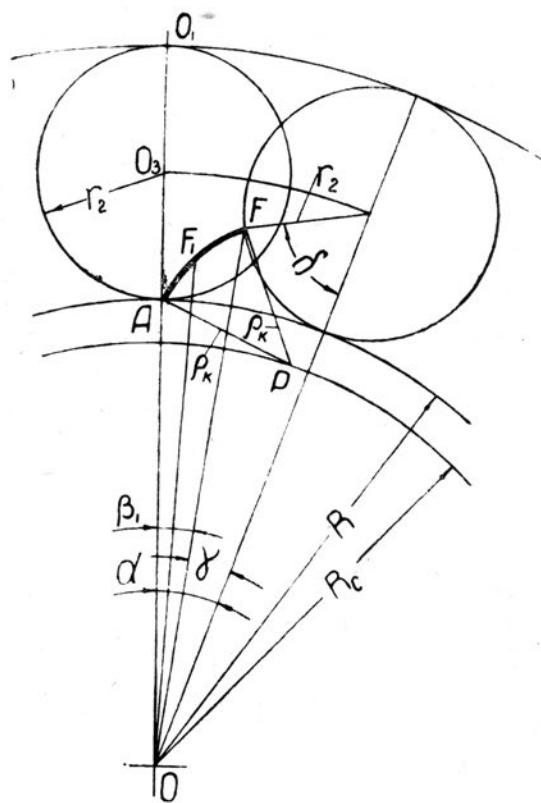
где значение γ взято из (138).

Подставив в (146) значение $\beta_1 = \frac{t_k}{4}$, где t_k° — угловая ширина зуба колеса и решая это уравнение методом подбора, находим δ , а затем и значение OF, равное радиусу наружной окружности колеса R_H . Отсюда высота головки зуба колеса $h_k = R_H - R$.

3. Определение радиусов ρ_k и R_c (фиг. 25)

Известными величинами являются R , OF , OF_1 и β_1 .

Необходимо определить радиус дуги, очерчивающей головку зуба колеса ρ_k и радиус окружности R_c , на которой располагается центр этой дуги.



Фиг. 25. Схема к определению радиуса головки зуба колеса.

Так как нам известны координаты трех точек эпициклоиды (A , F_1 и F), то через них может быть проведена только одна окружность ρ_k . Составляем три уравнения, из которых определяем ρ_k , X_p и Y_p :

$$\left. \begin{aligned} \rho_k &= \sqrt{(X_A - X_p)^2 + (Y_A - Y_p)^2} \\ \rho_k &= \sqrt{(X_F - X_p)^2 + (Y_F - Y_p)^2} \\ \rho_k &= \sqrt{(X_{F_1} - X_p)^2 + (Y_{F_1} - Y_p)^2} \end{aligned} \right\} \quad (147)$$

Радиус окружности R_c определяется по формуле:

$$R_c = \sqrt{X_p^2 + Y_p^2} \quad (148)$$

$$\text{Так как } X_A = 0 \text{ и } Y_A = R, \text{ то } \rho_k = \sqrt{X_p^2 + (R - Y_p)^2} \quad (148a)$$

Из уравнений (147) имеем:

$$X_p = \frac{(Y_{F_1} - R)(X_F^2 + Y_F^2 - R^2) - (Y_F - R)(X_{F_1}^2 + Y_{F_1}^2 - R^2)}{2[X_F(Y_{F_1} - R) - X_{F_1}(Y_F - R)]} \quad (148b)$$

$$Y_p = \frac{X_F(X_{F_1}^2 + Y_{F_1}^2 - R^2) - X_{F_1}(X_F^2 + Y_F^2 - R^2)}{2[X_F(Y_{F_1} - R) - X_{F_1}(Y_F - R)]} \quad (148b)$$

3. Определение размеров профиля зуба триба и колеса

Как уже указывалось выше часовое зацепление является видоизмененным циклоидальным зацеплением, в котором высота головки зуба, зависящая от радиуса дуги, очерчивающей профиль головки зуба, меньше теоретической, т. е. определяемой построением или расчетом. Различают четыре основные формы головки триба: 1) форма А ($\rho_t = \frac{1}{2} S_t$), 2) форма

$$B (\rho_t = \frac{2}{3} S_t) \quad 3) \text{ форма } C (\rho_t = \frac{5}{6} S_t) \quad \text{и } 4) \text{ форма } D (\rho_t = S_t).$$

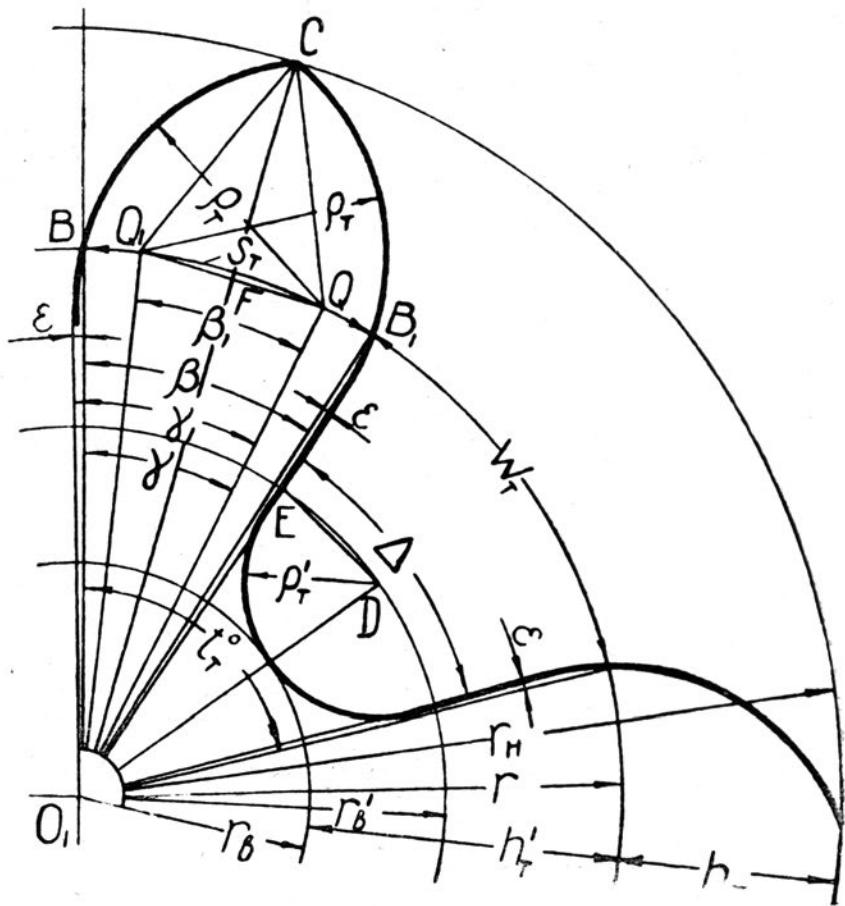
Первая форма головки зуба триба почти не применяется, а четвертая применяется иногда только для трибов с числом зубьев $Z_t = 6$.

Наиболее распространенными являются зубья трибов имеющие форму В и С. Толщина зуба по начальной окружности S_t зависит от числа зубьев триба Z_t . При $Z_t \leq 10$

$$S_t = 1,046 \text{ м}, \quad \text{при } Z_t = 10, \quad S_t = 1,256 \text{ м}$$

Исходными данными для расчета размеров профиля зуба триба являются число зубьев Z_t и модуль m .

Расчет профиля зуба триба и колеса производится в такой последовательности (см. фиг. 26 и 27).



Фиг. 26. Схема к расчету размеров профиля зуба триба.

$$1 \quad r = \frac{Z_t m}{2}$$

$$5 \quad \gamma = 2 \arcsin \frac{\rho_t}{2r}$$

$$2 \quad t_t^\circ = \frac{360^\circ}{Z_t}$$

$$6 \quad \epsilon = \gamma_1 - \gamma$$

$$3 \quad \rho_t = K K_1 m \quad \left(\text{где } K = \frac{2}{3} \text{ или } \frac{5}{6}, \quad K_1 = 1,046 \text{ или } 1,256 \right)$$

$$7 \quad \beta = t_t^\circ \frac{S_t}{t} = t_t^\circ \frac{S_t}{\pi m}$$

$$4 \quad \gamma_1 = \arcsin \frac{\rho_t}{r}$$

$$8 \quad \beta_1 = 2 \left(\gamma - \frac{\beta}{2} \right)$$

9 Радиус внешней окружности триба определяется из тр-ка $O_1OC = r_H$

$$r_t^2 = r_H^2 + r^2 - 2r_H r \cos \frac{\beta_1}{2}$$

$$\text{или } r_H = \sqrt{r_t^2 - r^2 \sin^2 \frac{\beta_1}{2}} + r \cos \frac{\beta_1}{2}$$

10 Высота головки зuba h_t

$$1 R = \frac{Z_k m}{2}$$

$$2 t^\circ = \frac{360^\circ}{Z_k}$$

$$3 \gamma_1 = \arccos \frac{R^2 + R_c^2 - r_k^2}{2R R_c}$$

$$4 \gamma_1^1 = \arcsin \frac{r_k}{R_c}$$

$$5 \epsilon = \gamma_1^1 - \gamma_1$$

$$6 \beta_2 = \frac{t^\circ}{2}$$

$$h_t = r_H - r = \sqrt{r_t^2 - r^2 \sin^2 \frac{\beta_1}{2}} - r \left(1 - \cos \frac{\beta_1}{2}\right)$$

$$11 \Delta = t^\circ - (\beta + 2\epsilon)$$

$$12 h_k^1 = h_t + 0,4m$$

$$13 r_B = -h_t^1$$

$$14 r_t^1 = \frac{r_B \sin \frac{\Delta}{2}}{1 - \sin \frac{\Delta}{2}}$$

$$7 \Delta_1 = \beta_2 - 2 \cdot \epsilon$$

$$8 h_k^1 = h_t + 0,6m$$

$$9 R_B = R - h_k^1$$

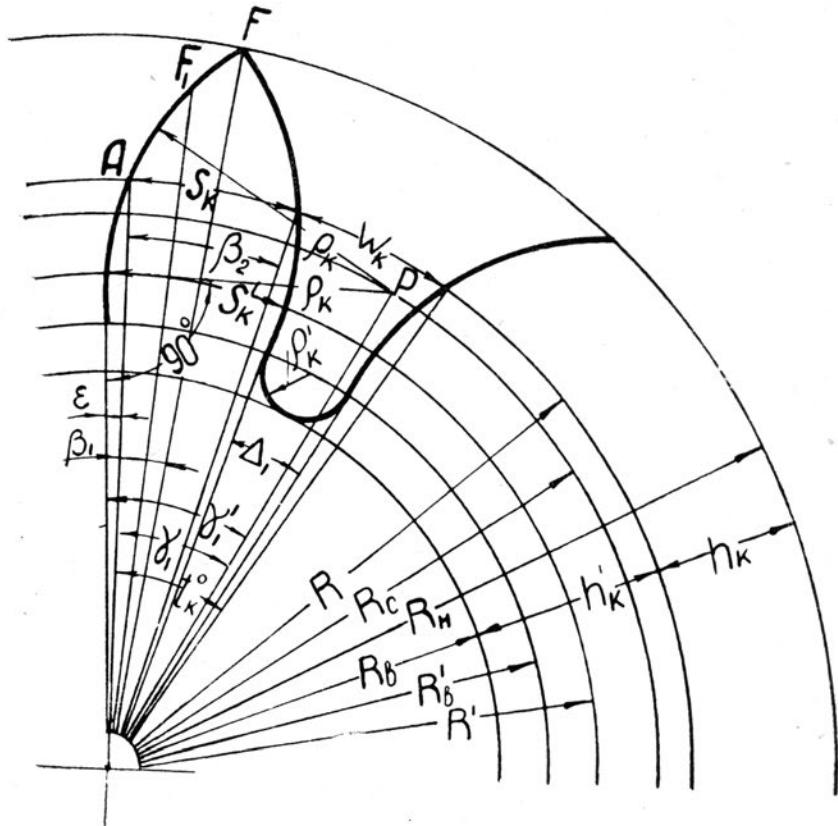
$$10 r_k^1 = \frac{R_B \sin \frac{\Delta_1}{2}}{1 - \sin \frac{\Delta_1}{2}}$$

$$11 R^1 = \frac{r_k}{\operatorname{tg} \gamma_1^1}$$

12 $S_k^1 = R^1(\beta_2 + 2\epsilon)$ - наибольшая толщина зuba

4. Определение углов входа и выхода у колес с часовым зацеплением

Как уже указывалось выше, часовое зацепление является видоизмененным циклоидальным зацеплением, в котором эпициклоида, очерчивающая головку зuba, заменена дугой окружности, а гипоциклоида, очерчивающая ножку зuba, превращается в радиальную прямую. Таким образом, в момент входа зубьев в зацепление происходит касание окружности головки с прямой ножкой зuba колеса (в случае, если ножка прямая), или касание окружности головки триба с окружностью головки колеса (в случае, если ножка является продолжением окружности головки), а в момент входа, в том или другом случае, касание головки колеса с прямой ножкой триба.



Фиг. 27. Схема к расчету размеров профиля зуба колеса.

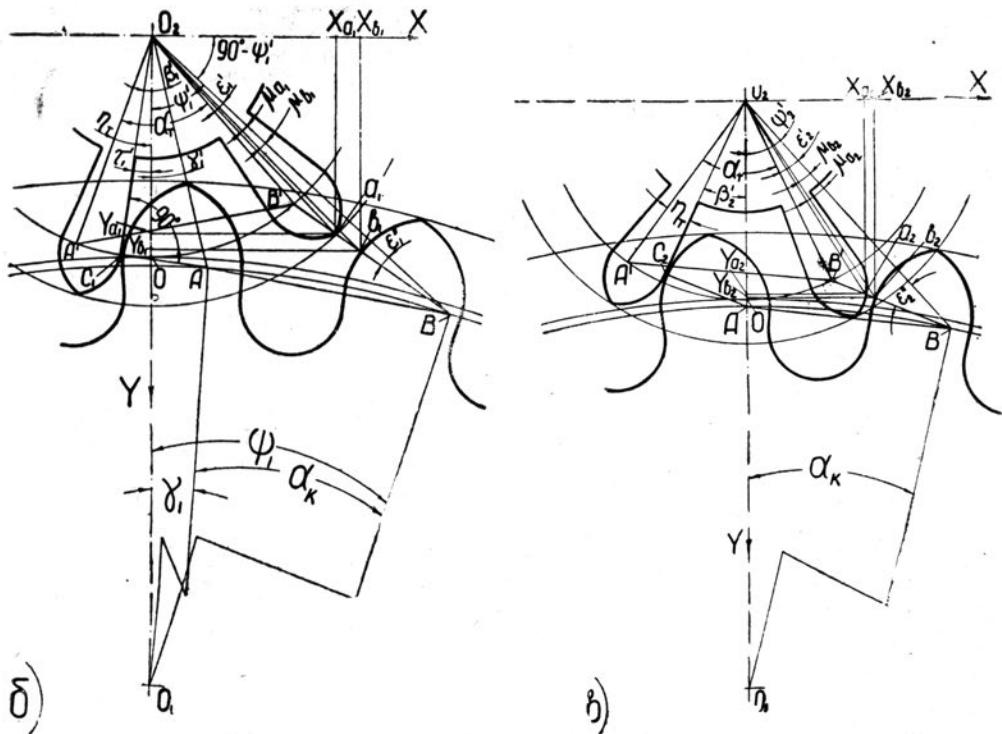
Определение углов входа и выхода весьма просто для первого случая, так как момент входа определяется пересечением вспомогательной окружности колеса с внешней окружностью триба, а момент выхода — пересечением вспомогательной окружности триба с внешней окружностью колеса. Определение же углов входа и выхода для второго случая крайне затруднительно.

Для определения аналитических зависимостей углов входа и выхода от параметров зубчатой передачи обычно рассматривают раздельно момент входа и выхода или совместно (фиг. 28 а), исходя из того, что при продолжительности зацепления, равной единице, наблюдается вход и выход зубьев из зацепления. При таком рассмотрении вопроса получаемые аналитические зависимости весьма сложны и неудобны в пользовании.

Автором был предложен более простой способ аналитического определения углов входа и выхода для часового зацепления с любой формой

профиля зубьев. Для определения углов входа и выхода были рассмотрены два положения, занимаемые колесами в процессе зацепления, предшествующие выходу зубьев из зацепления (фиг. 28 б и 28 в).

I положение. Головка колеса ведет триб, при этом касание происходит в начале ножки триба, т. е. на начальной окружности триба в точке C_1 (фиг. 28 б). Такое положение зубьев колеса и триба имеет место в любом часовом зацеплении.



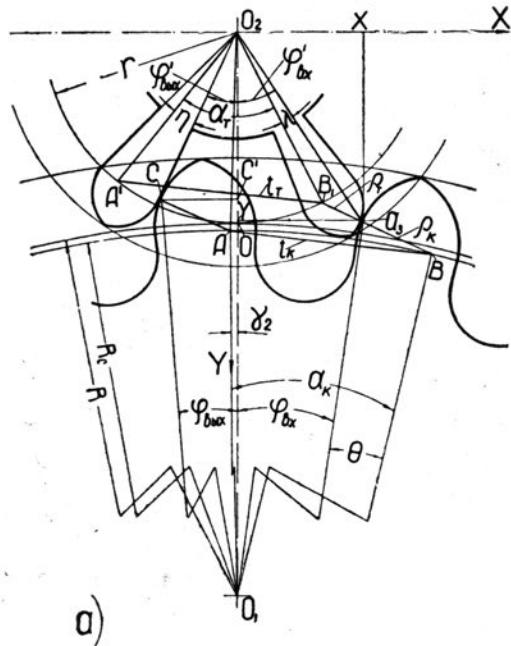
Фиг. 28. Схемы к определению углов входа и выхода.

II положение. Головка колеса ведет триб, при этом центр окружности головки зуба колеса находится на линии центров O_1O_2 (фиг. 28 в). Такое положение зуба колеса относительно зуба триба в некоторых частных случаях может и не быть, так как зацепление закончится ранее, но для определения углов входа и выхода, как видно будет ниже, это обстоятельство не имеет никакого значения.

Рассматривая I и II положения зубьев колеса и триба последовательно, находим:

- 1) Зазоры δ_1 и δ_2 между головками зубьев колеса и триба, вступающих в зацепление, т. е. расстояние a_1b_1 (фиг. 28 б) и a_2b_2 (фиг. 28 в).
- 2) Координаты точек a_1, b_1, a_2 и b_2 .

3) Составляем уравнение прямых a_1a_2 и b_1b_2 , предполагая, что они показывают последовательное положение точек пересечения окружностей головок зубьев колеса и триба с линией их центров BB' в процессе зацепления.



Фиг. 28. Схема к расчету углов входа и выхода.

$$1 \quad \alpha_k = \frac{360^\circ}{Z}$$

$$2 \quad \alpha_t = \frac{360^\circ}{Z'}$$

$$3 \quad \beta_1^1 = \arctg \frac{\rho_k}{r}$$

$$4 \quad \eta_t = 2 \arcsin \frac{\rho_t}{2r}$$

$$5 \quad O_2A = \sqrt{r^2 + \rho_k^2}$$

$$6 \quad \gamma_1 = \arccos \frac{L^2 + R_c^2 - \rho_k^2 - r^2}{2LR_c}$$

$$7 \quad \gamma_1 = \arcsin \frac{R_c \sin \gamma_1}{\sqrt{\rho_k^2 + r^2}}$$

$$8 \quad \psi_1 = \alpha_k + \gamma_1$$

$$9 \quad BO_2 = \sqrt{L^2 + R_c^2 - 2LR_c \cos \psi_1}$$

4) Находим точку пересечения этих прямых совместным решением полученных уравнений, которая и является точкой касания головок колеса и триба в момент входа в зацепление.

5) Определяем углы входа колеса и триба (фиг. 28 а).

6) Определяем углы выхода колеса и триба.

Расчетные формулы, получаемые при этом, весьма просты и включают в себя известные при проектировании параметры зубчатой передачи. Для вывода аналитических зависимостей по определению углов входа и выхода рассматривается последовательно I и II положения (фиг. 28 б и 28 в) зубьев колеса и триба, которые они занимают в процессе зацепления. Последовательность расчета определена непосредственно схемами (фиг. 28 а, 28 б, и 28 в).

$$10 \quad \psi_1^1 = \arccos \frac{L^2 + O_2 B^2 - R_c^2}{2L O_2 B}$$

$$11 \quad \epsilon_1^1 = (\psi_1^1 + \beta_1^1 + \eta_r) - (\gamma_1^1 + \alpha_r)$$

$$12 \quad BB^1 = \sqrt{(O_2 B)^2 + r^2 - 2r O_2 B \cos \epsilon_1^1}$$

$$13 \quad \delta_1 = a_1 b_1 = BB^1 - (\rho_k + \rho_r)$$

$$14 \quad \epsilon_1^{11} = \arcsin \frac{r \sin \epsilon_1^1}{BB^1}$$

$$15 \quad a_1 O_2 = \sqrt{B O_2^2 + (\delta_1 + \rho_k)^2 - 2(\delta_1 + \rho_k) B O_2 \cos \epsilon_1^{11}}$$

$$16 \quad \mu_{a1} = \arcsin \frac{(\delta_1 + \rho_k) \sin \epsilon_1^{11}}{a_1 O_2}$$

$$17 \quad b_1 O_2 = \sqrt{B O_2^2 + \rho_k^2 - 2\rho_k B O_2 \cos \epsilon_1^{11}}$$

$$18 \quad \mu_{b1} = \arcsin \frac{\rho_k \sin \epsilon_1^{11}}{b_1 O_2}$$

$$19 \quad X_{a1} = a_1 O_2 \sin(\psi_1^1 - \mu_{a1})$$

$$20 \quad Y_{a1} = a_1 O_2 \cos(\psi_1^1 - \mu_{a1})$$

$$21 \quad X_{b1} = b_1 O_2 \sin(\psi_1^1 - \mu_{b1})$$

$$22 \quad Y_{b1} = b_1 O_2 \cos(\psi_1^1 - \mu_{b1})$$

$$23 \quad \beta_2^1 = \arcsin \frac{\rho_k}{L - R_c}$$

$$24 \quad BO_2 = \sqrt{L^2 + R_c^2 - 2L R_c \cos \alpha_k}$$

$$25 \quad \psi_2^1 = \arcsin \frac{R_c \sin \alpha_k}{BO_2}$$

$$26 \quad \epsilon_2^1 = \psi_2^1 + \beta_2^1 + \eta_r - \alpha_r$$

$$27 \quad BB^1 = \sqrt{r^2 + O_2 B^2 - 2r O_2 B \cos \epsilon_2^1}$$

$$28 \quad \delta_2 = a_2 b_2 = BB^1 - (\rho_k + \rho_r)$$

$$29 \quad \epsilon_2^{11} = \arcsin \frac{r \sin \epsilon_2^1}{BB^1}$$

$$30 \quad a_2 O_2 = \sqrt{B O_2^2 + (\delta_2 + \rho_k)^2 - 2(\delta_2 + \rho_k) B O_2 \cos \epsilon_2^{11}}$$

$$31 \quad \mu_{a2} = \arcsin \frac{(\delta_2 + \rho_k) \sin \epsilon_2^{11}}{a_2 O_2}$$

$$32 \quad b_2 O_2 = \sqrt{B O_2^2 + \rho_k^2 - 2\rho_k B O_2 \cos \epsilon_2^{11}}$$

$$33 \quad \mu_{b2} = \arcsin \frac{\rho_k \sin \epsilon_2^{11}}{b_2 O_2}$$

$$34 \quad \mu_{a2} = \arcsin \frac{(\delta_2 + \rho_k) \sin \epsilon_2^{11}}{a_2 O_2}$$

$$35 \quad X_{a2} = a_2 O_2 \sin(\psi_2^1 - \mu_{a2})$$

$$36 \quad Y_{a2} = a_2 O_2 \cos(\psi_2^1 - \mu_{a2})$$

$$37 \quad X_{b2} = b_2 O_2 \sin(\psi_2^1 - \mu_{b2})$$

$$38 \quad Y_{b2} = b_2 O_2 \cos(\psi_2^1 - \mu_{b2})$$

39 Уравнение прямых

$$\frac{Y_{a_2} - Y_{a_1}}{X_{a_1} - X_{a_2}} = \frac{Y_a - Y_{a_1}}{X_{a_1} - X_a}$$

$$\text{где } \frac{Y_{a_2} - Y_{a_1}}{X_{a_1} - X_{a_2}} = K \text{ - пост.}$$

$$\frac{Y_{b_2} - Y_{b_1}}{X_{b_1} - X_{b_2}} = \frac{Y_b - Y_{b_1}}{X_{b_1} - X_b}$$

$$\text{где } \frac{Y_{b_2} - Y_{b_1}}{X_{b_1} - X_{b_2}} = K_1 \text{ - пост.}$$

$$\left. \begin{array}{l} Y_a = k(X_{a_1} - X_a) + Y_{a_1} \\ Y_b = k_1(X_{b_1} - X_b) + Y_{b_1} \end{array} \right\} (A)$$

40 Координаты точки касания зубьев в момент входа

Полагая в (A) $X_a = X_b = X_{a_3}$ и
 $Y_a = Y_b = Y_{a_3}$
 определяем X_{a_3} и Y_{a_3}

$$X_{a_3} = \frac{(k X_{a_1} + Y_{a_1}) - (k_1 X_{b_1} + Y_{b_1})}{K - K_1}$$

$$Y_{a_3} = k(X_{a_1} - X_{a_3}) + Y_{a_1} = \\ = k_1(X_{b_1} - X_{a_3}) + Y_{b_1}$$

$$41 \quad \varphi_{bx}^1 = \arctg \frac{X_{a_3}}{Y_{a_3}}$$

$$42 \quad \varphi_{bx} = \arctg \frac{X_{a_3}}{L - Y_{a_3}}$$

$$43 \quad \varphi_{byx}^1 = \alpha_r + \lambda - \varphi_{bx}^1 - \eta_r$$

$$44 \quad \lambda = \arccos \frac{r^2 + a_3 O_2^2 - \rho_r^2}{2r a_3 O_2}$$

$$\lambda = \arccos \frac{r^2 + X_{a_3}^2 + Y_{a_3}^2 - \rho_r^2}{2r \sqrt{X_{a_3}^2 + Y_{a_3}^2}}$$

$$45 \quad \Theta = \arccos \frac{R_c^2 + a_3 O_1^2 - \rho_k^2}{2R_c a_3 O_1}$$

$$\Theta = \arccos \frac{R_c^2 + X_{a_3}^2 +}{2R_c \sqrt{X_{a_3}^2 +}} \\ + \frac{(L - Y_{a_3})^2 - \rho_k^2}{+(L - Y_{a_3})^2}$$

$$46 \quad \gamma_2 = \alpha_k - \varphi_{bx} - \Theta$$

$$47 \quad CO_2 = \sqrt{L^2 + R_c^2 -} \\ - 2L R_c \cos \gamma_2 - \rho_k^2$$

$$48 \quad \varphi_{byx} = \arctg \frac{CO_2 \sin \varphi_{byx}^1}{L - CO_2 \cos \varphi_{byx}}$$

При $\delta_2 < 0$ (Фиг. 28г)

$$49 \quad X_{b_2} = b_2 O_2 \sin (\psi_2^1 - \mu_{a_2})$$

$$Y_{b_2} = b_2 O_2 \cos (\psi_2^1 - \mu_{b_2})$$

$$\mu_{a_2} = \arcsin \frac{(\rho_k - \delta_2) \sin \varepsilon_2^{11}}{a_2 O_2}$$

$$a_2 O_2 = \sqrt{BO_2^2 + (\rho_k - \delta_2)^2 -} \\ - 2(\rho_k - \delta_2) BO_2 \cos \varepsilon_2^{11}$$

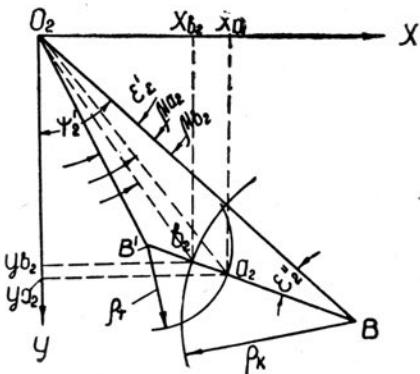
$$b_2 O_2 = \sqrt{BO_2^2 + \rho_k^2 -} \\ - 2BO_2 \rho_k \cos \varepsilon_2^{11}$$

$$\mu_{b_2} = \arcsin \frac{\rho_k \sin \varepsilon_2^1}{b_2 O_2}$$

Следует заметить, что определяемый уравнением (28) зазор δ_2 в рассматриваемом положении может быть и меньше нуля, а также равным нулю. Если $\delta_2 = 0$, то очевидно, что точки a_2 и b_2 совпадают, а это соответствует моменту входа зубьев в зацепление.

Если $\delta_2 < 0$, то окружность головок колеса и триба перекрываются. Это указывает на то, что касание зубьев, т. е. вход, произошел ранее. При этом положение точек a_2 и b_2 изменится. В этом случае расчетные формулы по определению координат точки b_2 будут иметь следующий вид: (см. форм. 49).

Изложенный метод аналитического определения углов входа и выхода позволяет производить анализ работы часового зубчатого зацепления и вносить изменения в его параметры в зависимости от назначения и условий работы часового механизма. Кроме того, значение углов входа и выхода является необходимым при определении усилий в подшипниках, возникающих в процессе работы зубчатой передачи,



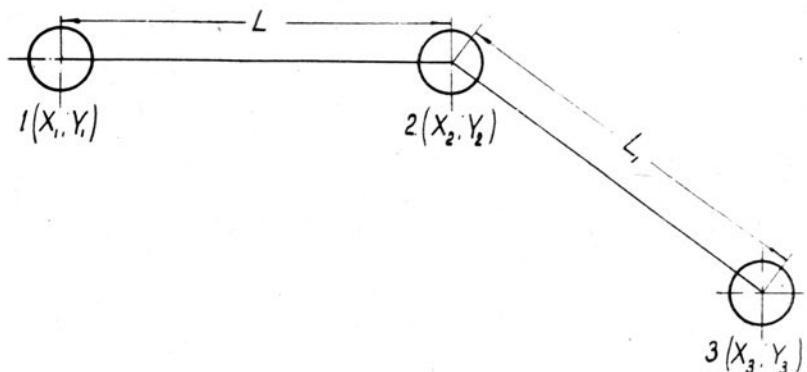
Фиг. 28.

§ 9. Расчет координат основных деталей механизма.

В часовой промышленности при разработке конструкций часов и приборов широко применяется простановка размеров в системе прямоугольных координат. Это значительно сокращает работы по оформлению чертежей и делает чертеж более удобным для пользования. Размеры в виде координат сведены в таблицы, которыми весьма удобно пользоваться. Положение точки на плоскости определяется ее координатами X и Y .

За начало координат принимают обычно левый нижний угол квадрата со стороной 200 мм, а ось центрального колеса совмещают с точкой, имеющей координаты $X=100,000$ и $Y=100,000$. При этом таблицы будут содержать только положительные значения координат, что является удобным в работе и уменьшает вероятность ошибки в вычислениях.

Иногда за начало координат принимают ось центрального колеса, что является менее удобным ввиду положительных и отрицательных значений координат. Первый вариант выбора начала координат получил наибольшее распространение. Для более быстрого нахождения на чертеже необходимых точек применяются их условные обозначения с прибавлением порядкового номера. Так почти на всех заводах часовой промышленности приняты следующие обозначения:



Фиг. 29. Схема к расчету координат.

I, II, III и т. д. — основные точки механизма (оси передаточного механизма, спуска, баланса и др.).

Ш₁, Ш₂, Ш₃ и т. д. — отверстия под штифты.

К₁, К₂, К₃ и т. д. — отверстия под колонки.

В₁, В₂, В₃ и т. д. — резьбовые отверстия.

Р₁, Р₂, Р₃ и т. д. — рабочие (вспомогательные, отверстия, используемые в качестве баз при обработке платины).

Номинальные значения координат особо ответственных деталей, както: осей зубчатой передачи, вилки, баланса, а также других кинематически связанных между собой деталей, определяются расчетным путем. Если известны координаты точки I ($X_1; Y_1$) и расстояние L между точками 1 и 2 (фиг. 29), то, задаваясь (по чертежу) одной из координат (X_2 или Y_2), определяем другую из уравнения $L = \sqrt{(X_1 - X_2)^2 + (Y_1 - Y_2)^2}$

Также определяются координаты третьей и последующих точек, когда известны координаты предыдущей точки и расстояние между данными точками. Расчет координат производится с точностью до 0,001 мм.

Глава II. Конструирование спускового механизма.

§ 1. Общие сведения о спусковых механизмах

В переносных часовых механизмах применяются исключительно регуляторы балансового типа, работающие со свободным или несвободным спуском. Несвободные спуски в кинематическом отношении проще свободных, более надежны в действии и технологичны, так как их детали могут изготавливаться с меньшей точностью и не требуют сложной регулировки в процессе сборки. Однако несвободные спуски имеют и крупные недостатки, которые ограничивают их область применения, а именно:

1) малая амплитуда колебания баланса, обусловленная конструкцией спуска (менее 180°), что, при больших значениях периода ($T=0,4$ сек), будет вызывать значительную погрешность в показаниях прибора от воздействия спуска и неуравновешенности баланса;

2) большие потери на трение, что вызывает нарушение изохронизма и необходимость в увеличении мощности и размеров двигателя.

В силу этих недостатков несвободные спуски в настоящее время в часах почти не встречаются и область применения их ограничена приборами, работающими с малыми периодами колебания и малой продолжительностью, где основным требованием является безотказность в действии (приборы для измерения малых промежутков времени; специальные секундомеры и хроноскопы, реле времени, приборы сигнализации и другие).

В часах и специальных приборах, где требуется сравнительно высокая точность и большая продолжительность работы, применяются свободные анкерные спуски, которые в сравнении с несвободными имеют следующие преимущества:

1) создают возможность получения большой амплитуды колебания, достигающей 300°—330°;

2) имеют специальное устройство (притяжку), обеспечивающую свободные колебания баланса при прохождении им дополнительной дуги;

3) малый расход энергии на трение, что дает возможность уменьшить размеры двигателя или увеличить амплитуду колебания баланса.

Большая амплитуда вызывает увеличение кинетической энергии баланса. Вследствие этого колебания его становятся более устойчивыми и внешние случайные воздействия (вибрация, резкие повороты механизма в пространстве и др.) оказывают меньшее влияние на точность хода. Уменьшается погрешность в показаниях и от воздействия спуска и неуравновешенности баланса.

Наличие притяжки позволяет сделать колебания баланса почти свободными, так как около 90% всего размаха баланса проходит совершенно свободно, не будучи связанным с деталями спуска. Это также повышает точность работы часового механизма. Все указанные положительные свойства свободного анкерного спуска способствовали широкому распространению его в переносных приборах времени, несмотря на имеющиеся в нем недостатки:

1) более сложную кинематику вследствие наличия дополнительного звена (вишки), которая делает работу спуска весьма чувствительной к изменению его размеров вследствие неточности изготовления;

2) возможность остановки на покое, снижающей надежность спуска в действии.

Однако при современных способах обработки удается получить необходимую точность изготовления деталей, а соответствующей регулировкой при сборке создать безотказную работу спускового регулятора в условиях вибрации в любом диапазоне частот и значительных ускорений (до 20 g).

Надежность работы свободного анкерного спуска и сравнительно высокая точность, которую он обеспечивает, дают основание для применения его не только в приборах средней точности, но и точной хронометрии. Так, в авиационном хронометре, где по условиям эксплуатации хронометровый спуск использовать нельзя, применяется свободный анкерный спуск. В практике свободный анкерный спуск применяется в часовых механизмах с периодами колебания баланса от 0,4 до 0,01 сек., причем период $T=0,4$ сек., является наиболее распространенным в часах и приборах. Балансовые часы всех типов, секундомеры, часы с секундомером, всевозможные саморегистрирующие приборы изготавливаются, в большинстве случаев, с периодом колебания баланса 0,4 сек. На этот основной период рассчитана работа аппаратов, применяемых для контроля точности хода часовых механизмов (ППЧ-4, П-12 и др.), в условиях производства. Однако для балансовых часов, работающих в стационарных условиях (настольные, настенные и др.) является целесообразным, с точки зрения повышения точности хода, увеличения периода, особенно в тех случаях, когда ось баланса занимает вертикальное положение. При этом, чтобы использовать существующую аппаратуру для контроля точности хода, необходимо изменение периода производить через 0,1 сек. (0,5; 0,6; 0,7 и т. д.). В последние годы, с целью уменьшения влияния неуравновешенности баланса на точность хода, начато производство наручных часов с периодом $\frac{1}{3}$ сек. Уменьшение периода колебания вызывает увеличение влияния трения на период колебания и, кроме того, возрастает вероятность остановки на импульсе и сокращается продолжительность работы, что необходимо иметь в виду при проектировании.

§ 2. Сравнительные данные свободных анкерных спусков

Существует несколько конструктивных разновидностей свободного анкерного спуска: 1) с острым зубом, когда плоскость импульса расположена на палете; 2) с острыми палетами, плоскость импульса расположена на зубе, имеющем форму клина. Сюда же относится и штифтовый спуск, в котором палета выполнена в форме цилиндрического штифта, 3) спуск с распределенным импульсом, где импульсные плоскости имеют палета и зуб спускового колеса.

Спуск с острым зубом в настоящее время почти не встречается. Недостатками его являются: малая прочность зубьев, широкие палеты и массивный якорь. Последнее обстоятельство вызывает увеличение момента инерции вилки и потери угловой скорости баланса в процессе удара при освобождении, что увеличивает неизохронность от воздействия спуска.

Спуск с острыми палетами еще не получил распространения, несмотря на то, что он имеет ряд положительных данных, к которым можно отнести:

- 1) технологичность деталей (колеса и палеты);

- 2) малый момент инерции вилки;
- 3) обеспечивается достаточная прочность и износостойкость колеса и палет;

4) малое сопротивление смазки при движении колеса по палете.

Последний фактор имеет очень важное значение в малогабаритных наручных часах и приборах.

Штифтовой спуск ввиду простоты изготовления деталей получил весьма широкое распространение и применяется в бытовых часах малой точности (будильники, карманные часы), а также в специальных приборах (счетчики, тахометры и др.). Наибольшим распространением пользуется свободный анкерный спуск с распределенным импульсом, конструктивно выполняемый в трех вариантах: 1) равноплечий спуск, в котором середины палет находятся на одинаковом расстоянии от оси вращения вилки; 2) неравноплечий спуск, когда плоскости покоя палет находятся на одинаковом расстоянии от оси вращения вилки и 3) полуравноплечий спуск (микст), являющийся промежуточным между двумя первыми.

Говорить о каких-либо явных преимуществах каждой конструктивной разновидности этого спуска не приходится, если учесть, что изменение параметров спуска не оказывает существенного влияния на период колебания и точность хода.

Расчет по теоретическим формулам показывает, что ни одна конструкция спуска не обеспечивает равенства полупериодов колебания. Однако отдают предпочтение неравноплечему спуску, для которого потери энергии на удар и на освобождение на обеих палетах примерно одинаковы. В последнее время начинает также широко применяться и полуравноплечий спуск. Дальнейшее изложение будет касаться только неравноплечего спуска.

§ 3. Построение неравноплечего анкерного спуска с распределенным импульсом

Правильное функционирование спуска с балансом может иметь место только при соблюдении определенных соотношений между угловыми и линейными величинами, при наличии необходимых зазоров между отдельными деталями, которые определяются в процессе их построения. Не касаясь вопроса о назначении отдельных деталей спуска и их взаимодействия, рассмотрим методику построения спуска в общем случае.

Построение спуска можно производить в любом положении, занимаемом его деталями. Однако для удобства принимают положение покоя колеса или окончание импульса на зубе. Второе положение, которое мы принимаем при построении, предпочтительнее первого, так как учитывает угол потери на палете.

Исходными данными при построении являются:

Z_{ck} — число зубьев спускового колеса;

R — радиус действующей окружности колеса;

$2\alpha_0$ — угол обхвата;

ψ_1 — угловая ширина палеты;

ψ_2 — угловая ширина зуба;

γ_1 — угол импульса на палете;

γ_2 — угол импульса на зубе;

α — угол покоя;

δ — угол падения;

τ_1 — угол притяжки на входной палете;

τ_2 — угол притяжки на выходной палете;

β — угол наклона плоскости покоя зуба;

$2\alpha_1$ — угол подъема баланса;

$2\alpha_2$ — угол подъема вилки;

ϵ — угол потерянного пути;

η — угол предохранения;

L — расстояние между осями вилки и баланса;

r_n — радиус предохранительной ролки.

Остальные линейные и угловые величины спуска определяются в процессе построения или расчета.

Ниже будут изложены основные соображения по выбору отдельных параметров спуска в зависимости от габаритных размеров часового механизма и предъявляемых к нему требований (§ 13)

В свободном анкерном спуске существуют следующие зависимости между величинами:

$$\psi_1 + \psi_2 + \delta = \frac{t^\circ}{2} \quad (a)$$

$$\psi_1 + \psi_2 = \psi$$

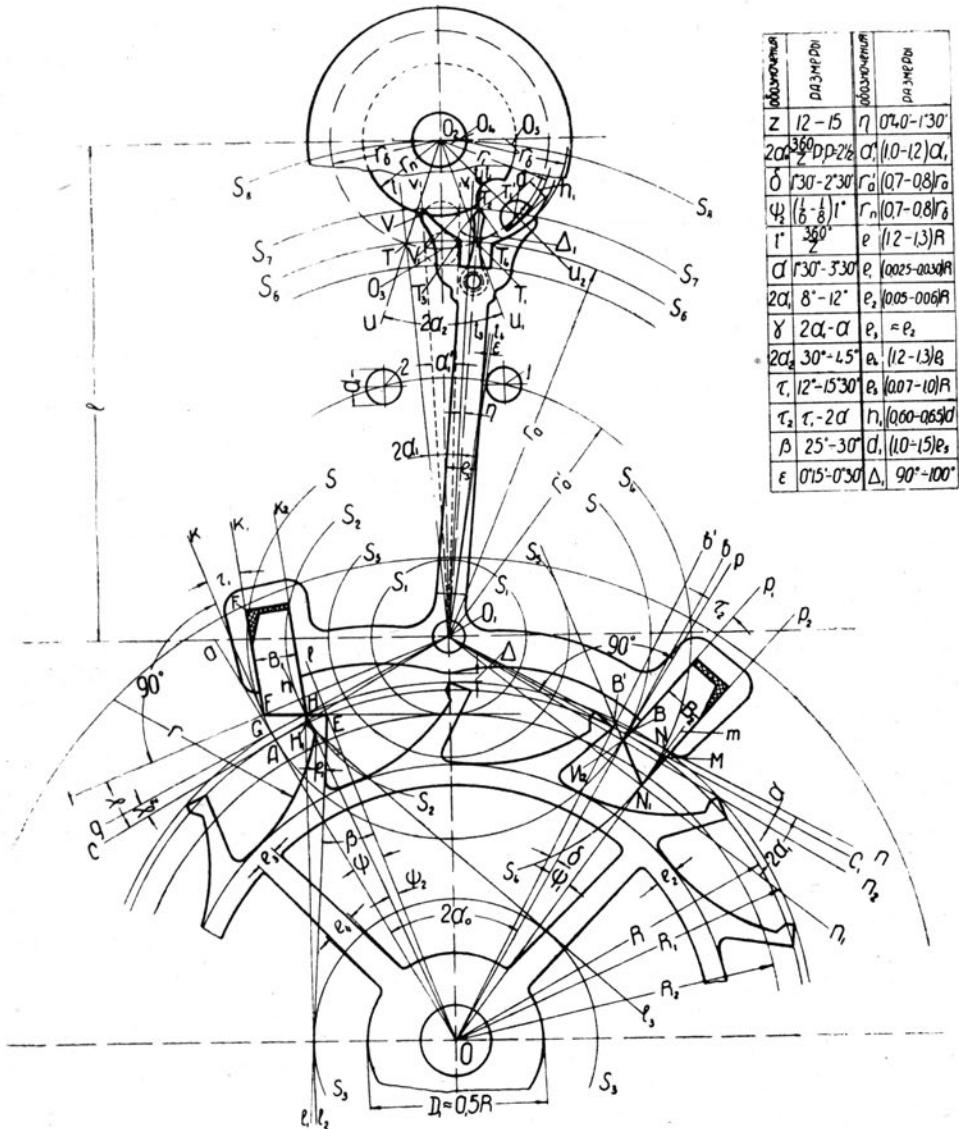
$$\alpha + \gamma_1 + \gamma_2 = 2\alpha_1 \quad (b)$$

где t° — угловая ширина шага спускового колеса, равная $\frac{360^\circ}{Z_{ck}}$;

Угол поворота вилки $\Theta_1^1 = 2(\alpha_1 + \epsilon)$; (в)

Полный угол покоя $\alpha^1 = \alpha + \epsilon$ (г)

Построение спуска производится в большом масштабе обычно 50:1 или 100:1 в зависимости от диаметра спускового колеса. При построении углов рекомендуется пользоваться тригонометрическими таблицами, во избежа-



Фиг. 30. Построение неразноплечего швейцарского анкерного спуска с распределенным импульсом.

ние значительных неточностей построения (фиг. 30). Из начала координат O проводим полуокружность, радиус которой R . Строим угол $2\alpha_0$, образованный лучами $0a$ и $0b$, пересекающими действующую окружность колеса в точках A и B . Через эти точки проводим касательные O_1C и O_1C_1 , пересекающиеся на оси ординат в точке O_1 , являющейся центром враще-

ния вилки. Из этой точки через А и В проводим окружность покоя SS. От луча 0a справа под углом ϕ проводим прямую 0l, которая пересекает действующую окружность колеса в точке Е. От касательной 0₁C откладываем угол λ и проводим луч 0lf, пересекающий окружность покоя в точке F. Точки Е и F соединяем прямой и продолжаем ее вправо. К этой прямой проводим касательную окружность S₁S₁ (импульсная окружность входной палеты). От прямой 0l слева под углом ϕ_2 проводим прямую 0h, пересекающую FE в точке Н. Через эту точку проводим внешнюю окружность спускового колеса (R₁). Эта окружность пересекает дугу SS в точке G, через которую проводим прямую 0lg, образующую с касательной 0₁C угол импульса на зубе γ_2 .

В точке F к прямой 0lf восстанавливаем перпендикуляр Fk, от которого справа под углом τ_1 проводим прямую Fk₁, а из точки Н параллельную ей прямую Нk₂. Через точку Н проводим внутреннюю палетную окружность S₂S₂. Из точки Е под углом β к радиусу R проводим прямую El₁ и к ней вспомогательную касательную окружность S₃S₃, а из точки Н к этой же окружности проводим прямую Hl₂. Эта прямая пересекает окружность R в точке H₁, из которой к S₃S₃ проводим касательную H₁l₃.

Размеры обода колеса указаны в таблице (фиг. 30). Радиус r выбирается из конструктивных соображений. К продолжению прямой FE проводим вспомогательную касательную окружность радиусом R₂. От прямой 0b вправо откладываем угол Φ_1 и проводим луч 0m, пересекающий действующую окружность в точке М. Через эту точку проводим внешнюю палетную окружность S₄S₄, которая пересекает внешнюю окружность колеса в точке N. Через эту точку проводим прямую 0₁p и от нее под углом $2\alpha_1$ прямую 0₁p₁, пересекающую окружность S₄S₄ в точке N₁. От касательной 0₁C₁ под углом α проводим прямую 0₁p₂, пересекающую окружность SS в точке N₂. Соединяя точки N₁ и N₂ прямой линией и продолжая ее вверх, проводим к ней касательную окружность S₅S₅ (импульсную окружность выходной палеты). В точке N₂ к прямой 0₁p₂ восстанавливаем перпендикуляр N₂P, справа от которого под углом τ_2 проводим прямую N₂P₁, а из точки N₁ параллельную ей прямую N₁P₂. От луча 0b слева под углом

проводим прямую 0b¹, которая пересекает действующую окружность колеса в точке B¹. В этой точке должно находиться острье зуба колеса в момент окончания импульса на входной палете. Разделив от точки Е окружность колеса на Z равных частей, заканчиваем построение остальных зубьев спускового колеса.

Далее переходим к построению вилки и двойной рольки. Строим углы подъема вилки и баланса, образованные лучами 0₁t, 0₁t₁, 0₂u и 0₂u₁. Через точки Т и Т₁ пересечения этих лучей проводим действующие окружности вилки и импульсной рольки, радиусы которых r_a и r_b . Проводим лучи 0₁v₂ и 0₁v₁ симметрично линии 0₁0₂, образующие угол α_1^1 . Затем из точки 0₃, лежащей на пересечении действующей окружности импульсной рольки и прямой 0₁0₂, проводим окружность импульсного штифта (эллипса), которая должна быть вписана в угол α_1^1 . Проводим окружность предохранительной рольки r_n . От луча 0₁t₁ слева под

углом η проводим прямую O_1t_2 , которая пересекает окружность r_n в точке T_2 . Через эту точку проводим дугу S_7S_7 , которая пересекает луч O_1t_1 в точке T_1^1 . В этой точке будет находиться острие копья в рассматриваемом положении вилки. Ширина выреза в предохранительной рольке VV_1 ограничена углом α_1^1 , а глубина должна быть такой, чтобы в положении равновесия баланса острие копья свободно проходило в вырезе. От точки пересечения луча O_1t_1 с окружностью предохранительной рольки откладываем дугу VV_1 и строим вырез в рольке. Через середину дуги VV_1 проводим луч O_2u_2 , в точке пересечения которого с окружностью радиуса r_6 будет находиться центр эллипса. От точки T_1 по дуге S_6S_6 откладываем ширину выреза в вилке. Из точек T_3 и T_4 проводим прямые, параллельные лучу O_1t_1 , образующие стенки паза вилки.

Глубина паза в вилке выбирается из тех условий, чтобы в положении равновесия окружность эллипса касалась основания паза. Из точки O_1 через O_2 проводим дугу S_8S_8 , затем радиусом r_6 из T_3 и T_4 проводим дуги, пересекающиеся с S_8S_8 в точках O_4 и O_5 , из которых соответственно очерчиваем рабочую поверхность левого и правого рожков. Длина рожка принимается несколько большей, чем та, которая ограничивается лучом O_2u_2 . Затем очерчиваем контур вилки. При этом следует иметь в виду, что вилка должна быть достаточно прочной и не деформироваться в процессе обработки, но в то же время должна быть и возможно легкой. Это необходимо для уменьшения момента инерции ее, что повышает точность часового механизма и снижает требуемую мощность двигателя.

Величина зазора Δ выбирается с учетом суммарного зазора в подшипниках осей вилки и колеса, максимально допустимого бieniaя колеса и смещения отверстия под ось относительно контура вилки. Для определения положения центров ограничительных штифтов 1 и 2 проводим дугу r_a^1 через точку пересечения которой с правой стороны контура вилки проводим луч O_1t_3 , справа от которого под углом ϵ проводим луч O_1t_4 . Затем из точки 1 проводим окружность штифта так, чтобы она касалась луча O_1t_4 . Штифт 2 располагается симметрично относительно линии центров.

§ 4. Обоснование выбора параметров спуска

Прежде чем начать построение спуска, необходимо выбрать данные, которые принимаются на основе требований точности работы часового механизма и технологичности. Число зубьев спускового колеса принимается во всех случаях равным пятнадцати. При уменьшении числа зубьев увеличивается угол падения, снижается к. п. д. спуска, увеличиваются угол обхвата и передаточное отношение между секундным колесом и трибом спускового колеса, что при наличии секундной стрелки вызывает необходимость в введении дополнительной зубчатой пары. В малогабаритных наручных часах, не имеющих обычно секундной стрелки, возможно уменьшение числа зубьев спускового колеса до 12 и даже до

10. Это вызовет увеличение передаточного отношения от центрального колеса до триба спускового колеса без увеличения, однако, числа зубчатых пар, в кинематической цепи. Для этих часов мы имеем:

$$i_2 i_3 = \frac{n_{ck}}{n_M}, \quad \text{где } n_{ck} = \frac{N}{2Z_{ck}} = \frac{1800}{2 \cdot 12} = 750^{\circ\text{б}}/\text{час}$$

$$\text{и } n_M = 1^{\circ\text{б}}/\text{час}$$

$$\text{Таким образом, } i_2 i_3 = \frac{Z_2 Z_3 Z_4}{Z_2^1 Z_3^1 Z_4^1} = \frac{750}{1} = \frac{7,5 \cdot 10 \cdot 10}{1 \cdot 1 \cdot 1}$$

Уменьшение числа зубьев вызывает увеличение угла обхвата, а в связи с этим и увеличение линейной величины покоя, что улучшает надежность работы спуска. Кроме того, имеется возможность увеличить ширину палеты и зuba, что также повышает надежность работы, и улучшает условия изготовления этих деталей.

Обычно идут по другому пути: оставляют без изменения число зубьев и, следовательно, передаточное отношение от центрального колеса до триба спускового колеса, а угол покоя увеличивают. Но при этом увеличивается угол подъема анкера и потеря части угла импульса за счет зазоров в подшипниках. Линейная величина покоя определяется по формуле $S = \alpha r$, где r — радиус окружности покоя.

Так как $r = R \operatorname{tg} \alpha_0$, то $S = \alpha R \operatorname{tg} \alpha_0$.

Учитывая неточности изготовления спускового колеса, величину S , нужно принимать больше суммарного зазора в подшипниках осей колеса и вилки. Для карманных часов $\alpha = 1^{\circ}30' \div 2^{\circ}$, для малогабаритных часов угол покоя увеличивают до $3^{\circ} \div 3^{\circ}30'$. Величина угла обхвата должна выбираться с учетом условия надежности покоя, но не чрезмерно большой, так как с увеличением угла обхвата возрастают размеры якоря и момент инерции вилки.

Угол обхвата во всех случаях (при $Z_{ck} = 15$) принимается равным 60° . Углы падения и потерянного пути выбираются исключительно из технологических соображений, учитывая неточность изготовления колеса и вилки и размеры деталей.

Исходя из этого, в малогабаритных механизмах приходится принимать большие значения этих углов. Так угол падения колеблется в пределах $1,5^{\circ} \div 2,5^{\circ}$, а угол потерянного пути от $0^{\circ}15'$ до $0^{\circ}30'$. Увеличение угла потерянного пути вызывает возрастание угла покоя на ту же величину. (Для уменьшения угла потерянного пути ограничительные штифты или выступы должны быть помещены возможно дальше от оси вращения вилки).

Величины углов притяжки выбираются с таким расчетом, чтобы при минимальных их значениях на вилку действовали моменты притяжки,

удерживающие ее у ограничительных штифтов. Момент притяжки для неравноплечего спуска определяется из уравнения

$$M_n = \operatorname{tg} \alpha_0 \operatorname{tg}(\tau - \rho) M_{ck}, \quad (149)$$

где ρ — угол трения, тангенс которого равен коэффициенту трения; M_{ck} — момент на оси спускового колеса.

Из (149) следует, что $M_n > 0$, если $\tau > \rho$ и момент притяжки не зависит от абсолютных значений τ и ρ , а только от их разности. Момент освобождения для неравноплечего спуска, который определяется по уравнению $M_0 = \operatorname{tg} \alpha_0 \operatorname{tg}(\tau + \rho) M_{ck}$ (149 а), должен иметь минимальное значение, так как этот момент преодолевается балансом в процессе освобождения палеты из-под зуба колеса. Уменьшить M_0 можно только за счет τ и ρ , так как уменьшать α_0 нецелесообразно, ввиду того, что покой колеса будет ненадежным. Поэтому надо уменьшать ρ , что может быть достигнуто качественной обработкой рабочих поверхностей палеты и зуба и выбором соответствующей смазки.

Угол притяжки на входной палете по мере освобождения увеличивается, а на выходной уменьшается. Момент притяжки, минимальное значение которого будет в конце освобождения на выходной палете, определяется из условия

$$M_{n \min} \geq P l + M_r, \quad (150)$$

где P — вес вилки; l — расстояние от оси вращения до центра тяжести вилки; M_r — момент трения в подшипниках оси вилки.

Из выражений (149) и (150) можно написать:

$$\tau_{\min} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{P l + M_r}{\operatorname{tg} \alpha_0 M_{ck}} + \rho \quad (151)$$

Для вилки без противовеса, что обычно и встречается в практике, $P l \gg M_r$. Поэтому можно пренебречь M_r . Тогда

$$\tau_{\min} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{P l}{\operatorname{tg} \alpha_0 M_{ck}} + \rho \quad (152)$$

Для пользования этой формулой необходимо определить по чертежу вес вилки P и расстояние l от оси вращения до центра тяжести ее, а величиной ρ задаваться, имея в виду, что $\rho = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu$, где μ — коэффициент трения при скольжении зуба по палете. При $\mu = 0,15$, $\rho \approx 8^\circ 30'$.

Экспериментальные исследования показывают, что μ колеблется в среднем от 0,1 до 0,15. Минимальное значение угла притяжки для гарантии в создании необходимого момента следует увеличить на 20%—30%. В положении покоя вилки углы притяжки принимают равными на обеих палетах, т. е.:

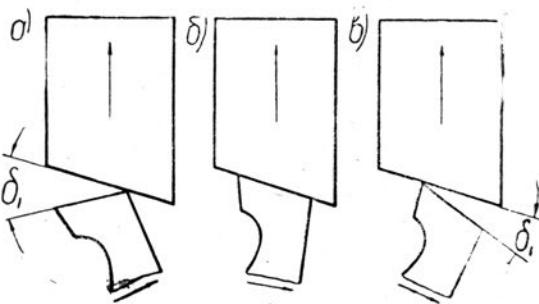
$$\tau_2 = \tau_{\min} \quad \text{и} \quad \tau_1 = \tau_{\min} + 2\rho \quad (153)$$

Выбор угловой ширины полеты ϕ_1 и угловой ширины зуба ϕ_2 производится при соблюдении равенства (а) из § 3 настоящ. главы, причем обычно $\phi_1 \approx 2\phi_2$. Однако из условия прочности зуба и увеличения длины его импульсной плоскости, ϕ_2 следует увеличивать за счет ϕ_1 . Величина угла β должна быть такой, чтобы при скольжении зуба по палете между их плоскостями покоя был достаточный угол. При малом угле смазка распределяется на большей поверхности между зубом и палетой. Вследствие этого увеличивается сопротивление движению из-за прилипания смазки, что особенно неблагоприятно для малогабаритных часовых механизмов, где вращающие моменты малы. Угол β выбирается в пределах 24° — 30° . Угол подъема вилки $2\alpha_1$, при выбранном значении угла покоя α зависит от суммы углов импульса на палете γ_1 , и зубе γ_2 . Угол подъема вилки выбирается в пределах от 8° до 14° и среднее значение, наиболее часто встречающееся в практике, равно 10° . Малые значения этого угла принимаются для часов крупного калибра и высокой точности, большие значения — для малогабаритных часов. Вопрос о выборе углов импульса γ_1 и γ_2 будет рассмотрен ниже (§ 14).

Угол подъема баланса $2\alpha_2$ выбирается в пределах 30° — 45° . При малых значениях этого угла увеличивается диаметр импульсной рольки, ее вес и трение в подшипниках и подпятниках оси баланса, уменьшается глубина проникновения импульсного штифта (эллипса) в паз вилки и ухудшается надежность взаимодействия баланса с вилкой, вследствие влияния зазоров в подшипниках. Положительным фактором в уменьшении угла подъема баланса является увеличение момента импульса, передаваемого балансу. Малые значения углов подъема принимаются для часов крупного калибра и при высокой точности изготовления деталей, а большие значения этих углов — для малогабаритных наручных часов. Теоретические исследования показывают, что увеличение углов подъема вилки и баланса вызывает увеличение периода колебания, но, вместе с тем, уменьшает коэффициент неравномерности. Исходя из этого и имея в виду улучшение надежности взаимодействия деталей спуска и баланса, угол подъема баланса в общем случае следует выбирать в пределах 35° — 40° . Угловая ширина эллипса принимается равной α_1 . В малогабаритных часах из условий прочности угловую ширину эллипса принимают несколько большей. Для правильного функционирования спуска между эллипсом и пазом вилки должен быть зазор. При малом зазоре наблюдается увеличение трения, падение амплитуды колебания баланса, снижение точности и продолжительности работы часовового механизма. При значительном зазоре имеет место потеря части угла импульса, энергия, передаваемая балансу уменьшается, что снижает точность хода. Величину зазора между эллипсом и пазом вилки в зависимости от калибра часов рекомендуется выдерживать в пределах 0,015—0,03 мм. Угол предохранения выбирается из условия $\alpha + \epsilon > \eta$, обычно $\eta \approx 0,7\alpha$. Надежность предохранения зависит от диаметра предохранительной рольки (чем меньше ее диаметр, тем надежнее предохранение, тем больше зазор между ролькой и острием копья, при выбранном значении угла η).

Это дает возможность несколько увеличить допуск на биение диаметра предохранительной рельсы и на расстояние от оси вилки до острия копья.

Однако с уменьшением диаметра предохранительной рельсы увеличивается длина рожка, а вместе с этим и момент инерции вилки. Это снижает точность хода часов и увеличивает вероятность остановок на импульсе и на покое. Радиус предохранительной рельсы r_1 рекомендуется принимать равным $0,7 \div 0,8$ радиуса действующей окружности импульсной рельсы r_2 . Имея в виду, что изменение угловых и линейных величин спуска не оказывает значительного влияния на точность хода, в механизмах, основным условием которого является не точность, а надежность функционирования, можно принимать (при выполнении существующих зависимостей между углами) увеличенные значения следующих величин: α , τ_1 , τ_2 , δ , $2\alpha_1$, $2\alpha_2$, η и L .



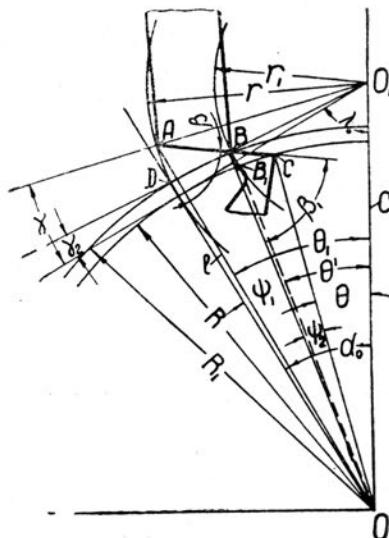
Фиг. 31.

§ 5. Расчет углов импульса

При скольжении зуба по палете, а затем палеты по зубу между плоскостями импульса должен быть угол δ_1 , который постепенно уменьшаясь, в конце импульса на зубе достигает минимального значения. Если в начале импульса на палете этот угол мал, то в дальнейшем он может оказаться равным нулю, а затем будет иметь отрицательное значение (фиг. 31). При этом между плоскостями импульса (при наличии смазки), вследствие молекулярных сил сцепления, возникает сопротивление движению, которое особенно будет проявляться в момент отрыва плоскостей импульса, т. е. при переходе δ_1 из положительных в область отрицательных значений. Это сопротивление движению может быть настолько значительным, что вызовет преждевременную остановку на импульсе или уменьшит энергию импульса, что отразится на точности хода. Особенно это будет проявляться в быстродействующих механизмах с увеличенными скоростями движения спускового колеса и якоря, где для отрыва плоскостей, происходящего в меньший промежуток времени, требуется большее усилие. Для того, чтобы уменьшить влияние прилипаемости смазки и сделать работу спуска более надежной, углы импульса на палете (γ_1) и на зубе (γ_2), а также зависящий от них угол δ_1 , определяются расчетным путем при выбранных значениях углов ϕ и ϕ_2 . При этом исходят из условия, что в конце импульса на зубе величина $\delta_1 = 0$. Из-

вестными величинами, являющимися как исходными при расчете, будут следующие:

$$\alpha_0; R; \lambda_0; \gamma; \psi \text{ и } \psi_2 \text{ где } \lambda_0 = 90^\circ - \alpha_0$$



Фиг. 32. Схема к расчету углов импульса.

Последовательность расчета применительно к неровноплечему спуску исходит непосредственно из схемы, соответствующей положению зуба и палеты, принятому при построении спуска, и производится в следующем порядке (фиг. 32).

$$1) r = R \operatorname{tg} \alpha_0$$

$$7) \beta_1 = \beta + \Theta_1 - (\Theta + \psi_2)$$

$$2) c = \frac{R}{\cos \alpha_0}$$

$$8) \frac{R}{\sin \beta_1} = \frac{R_1}{\sin [180^\circ - (\beta_1 + \psi_2)]}$$

$$3) \Theta = \alpha_0 - \psi$$

$$R_1 = \frac{R \sin(\beta_1 + \psi_2)}{\sin \beta_1}$$

$$4) \operatorname{tg} \Theta_1 = \frac{r \sin(\lambda_0 + \gamma)}{c - r \cos(\lambda_0 + \gamma)}$$

$$9) \operatorname{tg}(\lambda_0 + \gamma_2) = \frac{R_1 \sin \alpha_0}{c - R \cos \alpha_0}$$

$$6) \operatorname{tg} \beta = \frac{R \sin(\Theta_1 - \Theta)}{1 - R \cos(\Theta_1 - \Theta)}$$

$$\gamma_2 = \operatorname{arctg} \frac{R_1 \sin \alpha_0}{c - R \cos \alpha_0} - \lambda_0$$

$$10) \gamma_1 = \gamma - \gamma_2$$

$$\Theta^1 = \arccos \frac{R^2 + c^2 - r_1^2}{2Rc}$$

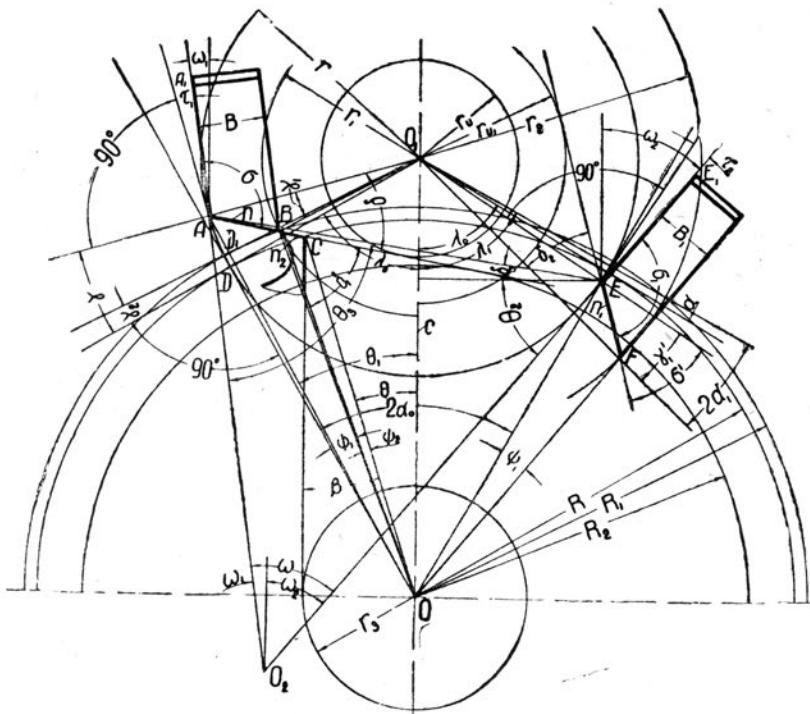
$$11) r_1 = \sqrt{R_1^2 + c^2 - 2R_1 c \cos(\Theta + \psi_2)}$$

$$13) \psi_1 = \alpha_0 - \Theta^1$$

$$12) \cos \Theta^1 = \frac{R^2 + c^2 - r_1^2}{2Rc}$$

§ 6. Расчет размеров неравноплечего анкерного спуска

Построение спуска производится обычно в таком масштабе, что имеется возможность непосредственно определять линейные размеры его деталей с точностью до 0,01 мм при условии, если построение выполнено с большой тщательностью. Однако при непосредственном определении размеров имеют место неточности из-за погрешностей выполнения построения и измерений. Определение наиболее ответственных угловых и линейных величин спуска производится аналитическим путем. Это является одновременно проверкой точности построения чертежа.



Фиг. 33. Схема к расчету размеров спусковое колесо-анкер.

Рассмотрим последовательность расчета применительно к схеме построения спуска (фиг. 30).

Исходными величинами для расчета являются:

$$2\alpha_0; R; \gamma; \gamma_2; \alpha; \tau_1; \tau_2; \beta; \psi_1; \psi_2; 2x_1; 2x_2; L; \eta; \varepsilon; r_a; b; \alpha^1; d_1; r_a^1; l_1.$$

Искомые величины на основании схем (33 и 34) определяются в следующем порядке:

$$1) c = \frac{R}{\cos \alpha_0}$$

$$2) r = R \operatorname{tg} \alpha_0$$

$$3) r_1 = \sqrt{R^2 + c^2 - 2Rc \cos(\alpha_0 - \psi_1)}$$

$$4) r_2 = \sqrt{R^2 + c^2 - 2Rc \cos(\alpha_0 + \psi_1)}$$

$$5) \Theta_1 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{r \sin(\lambda_0 + \gamma)}{c - r \cos(\lambda_0 + \gamma)}$$

$$6) l = \sqrt{r^2 + c^2 - 2rc \cos(\lambda_0 + \gamma)}$$

7) Из \triangle -ка $O O_1 D_1$

$$R_1 = \sqrt{r^2 + c^2 - 2rc \cos(\lambda_0 + \gamma_2)}$$

$$8) AB = n = \sqrt{l^2 + R_1^2 - 2lR_1 \cos . \\ .[\Theta_1 - (\Theta + \psi_2)]}$$

$$9) \delta = \operatorname{arc} \cos \frac{r^2 + n^2 - r_1^2}{2rn}$$

$$10) r_u = r \sin \delta$$

$$11) 180^\circ + \delta = 90^\circ + \tau_1 + \sigma \\ \sigma = 90^\circ + (\delta - \tau_1)$$

$$12) B = n \cos(\delta - \tau_1)$$

$$13) \delta_1 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{R \sin \psi_2}{R_1 - R \cos \psi_2}$$

$$14) R_2 = R_1 \sin \delta_1$$

$$15) \gamma_1 = \operatorname{arc} \cos \frac{r^2 + r_1^2 - n^2}{2rr_1}$$

$$16) n_2 = \sqrt{R_1^2 + R^2 - 2RR_1 \cos \psi_2}$$

$$17) \lambda_1 = \operatorname{arc} \cos \frac{r_2^2 + c^2 - R_1^2}{2r_2 c}$$

$$18) \gamma_1^1 = 2\alpha_1 - (\lambda_1 - \lambda_0 + \alpha)$$

$$19) n_1 = \sqrt{r^2 + r_2^2 - 2rr_2 \cos \gamma_1^1}$$

$$20) \delta_2 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{r \sin \gamma_1^1}{r_2 - r \cos \gamma_1^1}$$

$$21) r_{u_1} = r_2 \sin \delta_2$$

$$22) \sigma^1 = \delta_2 + \gamma_1^1$$

$$90^\circ + \tau_2 + \sigma_1 - \sigma^1 = 180^\circ$$

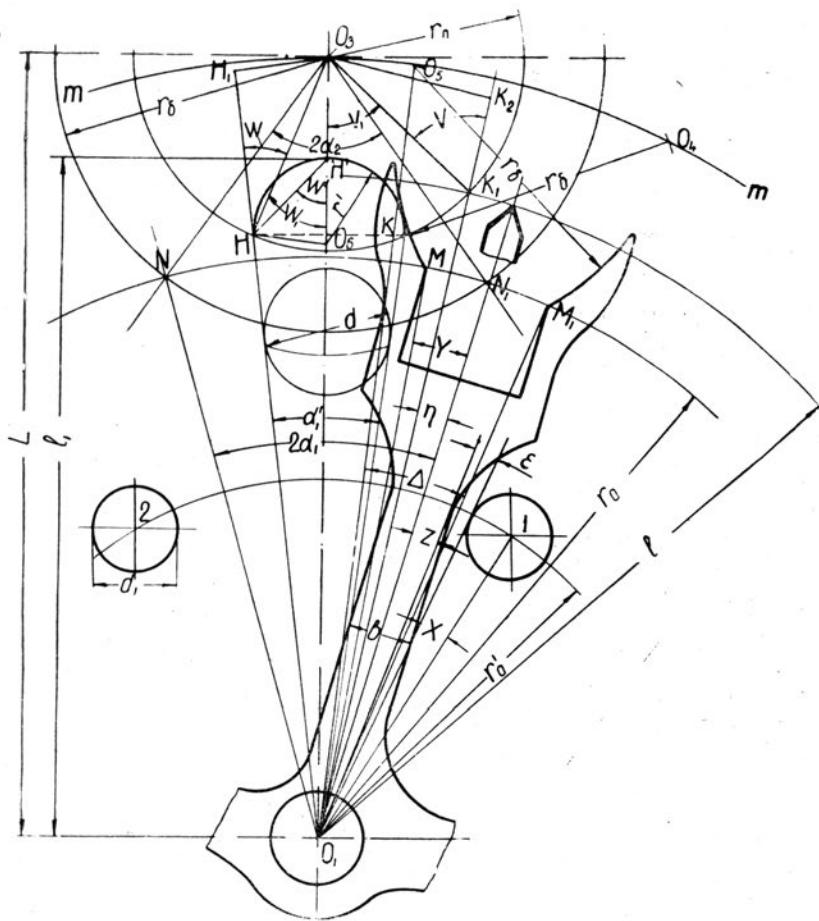
$$\sigma_1 = 180^\circ - 90^\circ + \sigma^1 - \tau_2 = 90^\circ + \\ + (\sigma^1 - \tau_2)$$

$$24) B_1 = n_1 \cos(\sigma^1 - \tau_2)$$

$$25) r_3 = R \sin \beta$$

$$26) 90^\circ + \tau_1 + \omega_1 + \lambda_0 + \gamma = 180^\circ$$

$$\lambda_0 = 90^\circ - \alpha_0$$



Фиг. 34. Схема к расчету размеров: вилка-двойной ролик балансе.

$$\begin{aligned}\omega_1 &= 180^\circ - 90^\circ - \tau_1 - \lambda_0 - \gamma = \\ &= \alpha_0 - (\tau_1 + \gamma)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}29) \quad X_A &= -r \sin(\lambda_0 + \gamma) \\ Y_A &= c - r \cos(\lambda_0 + \gamma)\end{aligned}$$

$$27) \quad \lambda_0 - \alpha + \omega_2 = 90^\circ + \tau_2$$

$$30) \quad X_E = r \sin(\lambda_0 - \alpha)$$

$$\omega_2 = \alpha_0 + \alpha + \tau_2$$

$$Y_E = c - r \cos(\lambda_0 - \alpha)$$

$$\begin{aligned}28) \quad \omega &= \omega_1 + \omega_2 = 2\alpha_0 + \alpha + \tau_2 - \\ &- (\tau_1 + \gamma)\end{aligned}$$

$$31) \quad \delta_3 = \arctg \frac{Y_A - Y_E}{X_A - X_E}$$

$$32) \Theta_2 = 90^\circ - \omega_2$$

$$43) \sin W = \frac{O_3 H_1}{r_n}$$

$$33) \Theta_3 = 180^\circ - (\omega + \delta_3 + \Theta_2)$$

$$34) AE = \sqrt{(X_A - X_E)^2 + (Y_A - Y_E)^2}$$

$$44) W_1 = W - \frac{\alpha}{2}$$

$$35) \frac{AO_2}{\sin(\Theta_2 + \delta_3)} = \frac{AE}{\sin \omega}$$

$$45) HK = 2r_n \sin W^1$$

$$AO_2 = \frac{AE \sin(\Theta_2 + \delta_3)}{\sin \omega}$$

$$46) O_3 K_2 = L \sin(\alpha_1 - \eta)$$

$$36) X_{o_2} = -X_A + O_2 A \sin \omega_1$$

$$Y_{o_2} = Y_A - O_2 A \cos \omega_1$$

$$37) X_{A_1} = -X_A - AA_1 \sin \omega_1$$

$$48) V_1 = V - (\alpha_1 - \eta)$$

$$Y_{A_1} = Y_A + AA_1 \cos \omega_1$$

$$49) \frac{l}{\sin V_1} = \frac{r_n}{\sin(\alpha_1 - \eta)}$$

$$38) X_{E_1} = X_E + EE_1 \sin \omega_2$$

$$l = \frac{r_n \sin V_1}{\sin(\alpha_1 - \eta)}$$

$$Y_{E_1} = Y_E + EE_1 \cos \omega_2$$

$$50) Z = \arcsin \frac{b}{2r_a}$$

$$\frac{r_\delta}{\sin \alpha_1} = \frac{L}{\sin [180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2)]}$$

$$51) X = \arcsin \frac{d_1}{2r_a}$$

$$r_\delta = \frac{L \sin \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)}$$

$$52) X_1 = r_a^{-1} \sin(\alpha_1 + Z + \varepsilon + X)$$

$$40) \frac{r_\delta}{\sin \alpha_1} + \frac{r_a}{\sin \alpha_2}$$

$$Y_1 = r_a^{-1} \cos(\alpha_1 + Z + \varepsilon + X) + c$$

$$r_a = \frac{r_\delta \sin \alpha_2}{\sin \alpha_1}$$

$$53) X_2 = -X_1; \quad Y_2 = Y_1$$

$$41) d = 2(L - r_\delta \sin \frac{\alpha^1}{2})$$

$$54) y = \arcsin \frac{d}{2r_a}$$

$$42) O_3 H_1 = L \sin \frac{\alpha^1}{2}$$

$$55) O_1 H = \frac{r_n \sin W_1}{\sin \frac{\alpha^1}{2}}$$

$$56) HH^1 = \sqrt{(O_1 H)^2 + l_1^2 -} \\ - 2l_1 O_1 H \cos \frac{\alpha^1}{2}$$

$$57) W^1 = \arcsin \frac{O_1 H \sin \frac{\alpha^1}{2}}{HH^1}$$

$$58) r^1 = \frac{HH^1}{2\cos W^1}$$

$$59) O_3 O_6 = L + r^1 - l_1$$

$$60) \Delta = \arccos \frac{L^2 + r_a^2 - r_b^2}{2L r_a}$$

$$61) X_{O_4} = L \sin(\Delta + \alpha_1 - y) \\ Y_{O_4} = L \cos(\Delta + \alpha_1 - y) + C$$

$$62) X_{O_5} = L \sin(\alpha_1 + y - \Delta) \\ Y_{O_5} = L \cos(\alpha_1 + y - \Delta) + C_1$$

ГЛАВА III

Собственные колебания системы баланс-спираль

В руководствах по часовым механизмам собственные колебания системы баланс-спираль, движения которых описывается линейным дифференциальным уравнением, считаются изохронными. Однако, исследования показывают, что собственные колебания системы баланс-спираль в общем случае неизохронны и период их является функцией амплитуды и параметров системы. Абсолютное значение ошибки, вносимой в показания часового механизма самой колеблющейся системой, того же порядка, что и ошибка, вызываемая воздействием механизма спуска, а в ряде случаев значительно больше.

Известно, что параметры спускового механизма лежат в узких пределах и любое целесообразно конструктивное изменение их несущественно влияет на изменение периода колебания. Наоборот, параметры колеблющейся системы меняются в широких пределах в зависимости от номинального значения периода колебания. При этом следует отметить, что изменение некоторых параметров вносит не только количественные, но и качественные изменения в зависимость периода от амплитуды. Последняя может иметь самый разнообразный характер, что в значительной мере определяет точность работы часового механизма. В одних случаях неизохронность собственных колебаний, усиливая действие спуска будет снижать точность часового механизма, в других случаях, наоборот, точность будет повышаться.

В общем случае собственные колебания системы баланс-спираль могут быть представлены нелинейным дифференциальным уравнением с малой нелинейностью всех его членов, т. е. нелинейной инерционностью, нелинейным трением и нелинейным восстанавливающим моментом. Инер-

ционная нелинейность имеет место потому, что момент инерции спирали вследствие деформации непрерывно меняется и изменение его является нелинейной функцией угла поворота баланса. Также нелинейными функциями угла поворота являются суммарное трение, характеризующее затухание колебаний, и восстанавливающий момент спирали. Рассмотрим влияние каждого из этих факторов на период колебания.

§ 1. Влияние момента инерции спирали

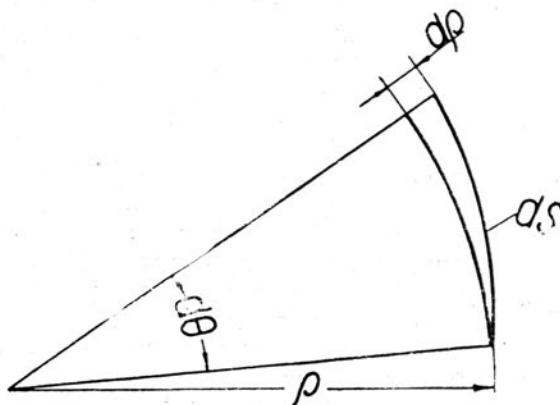
Плоскую пружину баланса можно рассматривать как спираль Архимеда, уравнение которой в полярной системе координат имеет вид:

$$\rho = \alpha_0 \Theta \quad (154)$$

где ρ — текущий радиус спирали; $\alpha_0 = \frac{t}{2\pi}$ — коэффициент, характеризующий изменение радиуса спирали на угле равном одному радиану; t — шаг спирали; Θ — угол спирали.

Полярный момент инерции элементарного участка спирали длиной dS может быть выражен, как $dI_c = dm\rho^2$ и $dm = \mu ds$, где μ — масса единицы длины.

Длина элементарного участка спирали (фиг. 35)



Фиг. 35. Схема к определению длины спирали баланса.

$$dS = \sqrt{(d\rho)^2 + (\rho d\Theta)^2} = a_0 \sqrt{1 + \Theta^2} d\Theta$$

Так как $\Theta \gg 1$, то тем более $\Theta^2 \gg 1$, поэтому можно положить, что

$$\sqrt{1 + \Theta^2} \approx \Theta \text{ и } dS = a_0 \Theta d\Theta. \quad (155)$$

$$\left. \begin{array}{l} S = \frac{1}{2} a_0 \Theta^2 \\ L = \frac{1}{2} a_0 \Theta_0^2 \end{array} \right\} \quad (155a)$$

Тогда

$$I_c = \mu a_0^3 \int_0^{\Theta_0} \Theta^3 d\Theta = \frac{\mu a_0^3 \Theta_0^4}{4} \quad (156)$$

Так как внутренний конец спирали закрепляется не в полюсе 0, а на некотором расстоянии r_1 от оси вращения, то, полагая $r_1 = a_0 \Theta_1$, получим:

$$I_{lc} = \frac{1}{4} \mu a_0^3 (\Theta_0^4 - \Theta_1^4). \quad (157)$$

По этой формуле подсчитывается момент инерции спирали в недеформированном состоянии, где $a_0 = \frac{t}{2\pi}$; $t = kh$; $k = 3 \div 4$; h — толщина спирали; $\Theta_2 = \Theta_1 - \Theta_0$ — угол спирали; $\Theta_2 = 2\pi n$, где n — число витков спирали.

Из (155) определяем длину спирали, интегрируя в пределах от Θ_0 до Θ_1

$$L = \frac{a_0 (\Theta_0^2 - \Theta_1^2)}{2} \quad (158)$$

Заменяя $\Theta_0 = \Theta_2 + \Theta_1$ и $a_0 = \frac{t}{2\pi}$, получим

$$L = \frac{k h \Theta_2^2}{4\pi} + r_1 \Theta_2 \quad (159)$$

По этой формуле подсчитывается длина спирали L или число витков n , где $n = \frac{\Theta_2}{2\pi}$.

Найдем зависимость момента инерции спирали от угла поворота баланса. Так как внутренняя часть витков (удаленная при закреплении спирали в колодке) мала, то для упрощения вывода принимаем закрепление спирали в точке, совпадающей с полюсом 0.

Введем обозначения (фиг. 36):

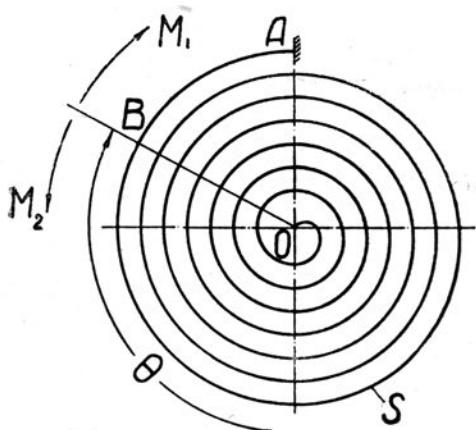
φ — угол поворота баланса;

S — длина участка спирали между точками 0 и В;

L — длина всей спирали;

$L - S$ — длина участка спирали между точками А и В;

ψ — угол поворота сечения в точке В относительно А;
 $\varphi - \psi$ — угол поворота сечения в точке В относительно 0;
Из условия равновесия в сечении В имеем: $M_1 = M_2$ (фиг. 36),



Фиг. 36.

$$\text{где } M_1 = \frac{E b h^3}{12(L-S)} \psi \text{ и}$$

$$M_2 = \frac{E b h^3}{12S} (\varphi - \psi)$$

$$\text{Отсюда } \frac{\psi}{L-S} = \frac{\varphi - \psi}{S} \text{ или}$$

$$\psi = (\varphi - \frac{S}{L}\varphi)$$

При $S=0$ $\psi = \varphi$. Угол поворота радиуса-вектора в точке В

$$\varphi_B = \varphi - \psi = \varphi - (\varphi - \frac{S}{L}\varphi) =$$

$$= \frac{S}{L}\varphi \quad (160)$$

Радиус-вектор в точке В после поворота баланса на угол φ будет

$$\rho_1 = a(\Theta + \varphi_B) = a(\Theta + \frac{S}{L}\varphi). \quad (161)$$

Так как спираль сохраняет свою длину, то можно написать

$$\frac{1}{2} a_0 \Theta_0^2 = \frac{1}{2} a (\Theta_0 + \varphi)^2,$$

$$\text{отсюда: } a = \frac{a_0 \Theta_0^2}{(\Theta_0 + \varphi)^2} \quad \text{или } a = \frac{a_0}{\left(1 + \frac{\varphi}{\Theta_0}\right)^2} \quad (162)$$

$$\text{На основании (155-а) имеем: } \frac{S}{L} = \frac{\Theta^2}{\Theta_0^2} \quad (163)$$

Подставив выражения (162) и (163) в (161) получим

$$\rho_1 = \frac{a_0(\Theta + \frac{\Theta^2}{\Theta_0^2}\varphi)}{\left(1 + \frac{\varphi}{\Theta_0}\right)^2} \quad (164)$$

Элементарный момент инерции:

$$\begin{aligned} dI_c &= dm \rho_1^2 ds = \frac{\mu \cdot a_0^2 (\Theta + \frac{\Theta^2}{\Theta_0^2}\varphi)^2}{\left(1 + \frac{\varphi}{\Theta_0}\right)^4} a_0 \Theta d\Theta = \\ &= \frac{\mu a_0^3}{\left(1 + \frac{\varphi}{\Theta_0}\right)^4} (\Theta^3 + 2 \frac{\Theta^4}{\Theta^2} \varphi + \frac{\Theta^5}{\Theta_0^4} \varphi^2) d\Theta \end{aligned} \quad (165)$$

Интегрируя это выражение в пределах от 0 до Θ_0 , получим выражение для момента инерции спирали, как функцию угла поворота баланса

$$I_c = \frac{\mu a_0^3}{\left(1 + \frac{\varphi}{\Theta_0}\right)^4} \left(\frac{1}{4} \Theta_0^4 + \frac{2}{5} \Theta_0^3 \varphi + \frac{1}{6} \Theta_0^2 \varphi^2 \right). \quad (166)$$

$$\text{При } \varphi = 0 \quad I_c = I_{oc} \quad \text{и} \quad I_{oc} = \frac{\mu a_0^3 \Theta_0^4}{4}$$

Эта формула была получена ранее (156).

Рассматривая колебания системы баланс-спираль без учета сопротивлений, на основании закона о сохранении энергии ($A_k + A_p = \text{пост. величина}$) при $\varphi = \Phi$ $\dot{\varphi} = 0$ и $c = \frac{1}{2} k \Phi^2$ будем иметь:

$$\frac{1}{2} (I_b + I_c) (\dot{\varphi}^2) + \frac{k \varphi^2}{2} = \frac{1}{2} k \Phi^2 \quad (167)$$

$$\text{Следовательно, } (I_b + I_c) (\dot{\varphi})^2 + k \varphi^2 = k \Phi^2,$$

$$\text{отсюда } \dot{\varphi} = \sqrt{\frac{k}{(I_b + I_c)} \cdot (\Phi^2 - \varphi^2)} \quad (168)$$

$$\text{Так как } \dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt},$$

$$\text{то } dt = \sqrt{\frac{I_b + I_c}{k}} \cdot \frac{d\varphi}{\sqrt{\Phi^2 - \varphi^2}} \quad (169)$$

Это выражение можно переписать:

$$dt = \sqrt{\frac{I_b}{k}} \cdot \sqrt{1 + \frac{I_c}{I_b}} \cdot \frac{d\varphi}{\sqrt{\Phi^2 - \varphi^2}} \quad (170)$$

Так как $\frac{I_c}{I_b} \ll 1$, то второй радикал выражения (170) можно заменить разложением в степенной ряд, ограничиваясь двумя членами разложения.

$$\text{Тогда } \sqrt{1 + \frac{I_c}{I_b}} \approx 1 + \frac{1}{2} \frac{I_c}{I_b} \quad (171)$$

Подставив это выражение в (170) и интегрируя в пределах от $-\Phi$ до Φ , получим выражение периода колебания баланса при переменном моменте инерции спирали как функцию амплитуды колебания Φ

$$T_1 = 2 \sqrt{\frac{I_b}{k}} \int_{-\Phi}^{\Phi} \left(1 + \frac{I_c}{2I_b} \right) \frac{d\varphi}{\sqrt{\Phi^2 - \varphi^2}} \quad (172)$$

где $I_c = f(\varphi)$.

Выражение (166) можно переписать в виде:

$$I_c = \frac{\mu a_0^3}{\left(1 + \frac{\varphi}{\Theta_0}\right)^4} \left(\frac{1}{4} \Theta_0^4 + \frac{2}{5} \Theta_0^3 \varphi + \frac{1}{6} \Theta_0^2 \varphi^2 \right) = \frac{\mu a_0^3 \Theta_0^4}{4 \left(1 + \frac{\varphi}{\Theta_0}\right)^4} \left(1 + \frac{8}{5} \frac{\varphi}{\Theta_0} + \frac{2}{3} \frac{\varphi^2}{\Theta_0^2} \right) \quad (173)$$

Обозначая $\frac{1}{4} \mu a_0^3 \Theta_0^4 = I_{oc}$ и полагая, что $\frac{I_{oc}}{I_b} = b$, где b — постоянная величина, характеризующая отношение момента инерции спирали (при $\varphi = 0$) к моменту инерции баланса, выражение (172), можно представить в виде:

$$T_1 = 2 \sqrt{\frac{I_b}{k}} \int_{-\Phi}^{\Phi} \left[1 + \frac{b}{2} \left(1 + \frac{8}{5} \frac{\varphi}{\Theta_0} + \frac{2}{3} \frac{\varphi^2}{\Theta_0^2} \right) \left(1 + \frac{\varphi}{\Theta_0} \right)^{-4} \right] \frac{d\varphi}{\sqrt{\Phi^2 - \varphi^2}} \quad (174)$$

Разлагая $\left(1 + \frac{\varphi}{\Theta_0}\right)^{-4}$ по формуле бинома, после приведения подобных членов имеем окончательно:

$$T_1 = 2 \sqrt{\frac{I_b}{k}} \int_{-\Phi}^{\Phi} \left[1 + \frac{b}{2} \left(1 - \frac{12}{5} \frac{\varphi}{\Theta_0} + \frac{64}{15} \frac{\varphi^2}{\Theta_0^2} - \frac{20}{3} \frac{\varphi^3}{\Theta_0^3} + \frac{29}{3} \frac{\varphi^4}{\Theta_0^4} \right) \right] \frac{d\varphi}{\sqrt{\Phi^2 - \varphi^2}}$$

$$+ \frac{128}{3} \frac{\varphi^5}{\Theta_0^5} + \frac{70}{3} \frac{\varphi^6}{\Theta_0^6} \Big] \cdot \frac{d\varphi}{\sqrt{\Phi^2 - \varphi^2}} \quad (175)$$

После интегрирования и подстановки пределов получим:

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{I_0}{k}} + 2\pi \sqrt{\frac{I_0}{k}} \frac{b}{2} \left(1 + \frac{32}{15} \frac{\Phi^2}{\Theta_0^2} + \frac{87}{24} \frac{\Phi^4}{\Theta_0^4} + \frac{40}{3} \frac{\Phi^6}{\Theta_0^6} \right) \quad (176)$$

Так как $2\pi \sqrt{\frac{I_0}{k}} = T$ — период изохронных колебаний, то относительное изменение периода равно:

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{T_1 - T}{T} = \frac{b}{2} \left(1 + \frac{32}{15} \frac{\Phi^2}{\Theta_0^2} + \frac{87}{24} \frac{\Phi^4}{\Theta_0^4} + \frac{40}{3} \frac{\Phi^6}{\Theta_0^6} \right) \quad (177)$$

Суточное отклонение хода определяется по уравнению

$$\omega = 86400 \frac{\Delta T}{T} \quad (178) \text{ или, имея в виду (177)}$$

$$\omega = 43200 b \left(1 + \frac{32}{15} \frac{\Phi^2}{\Theta_0^2} + \frac{87}{24} \frac{\Phi^4}{\Theta_0^4} + \frac{40}{3} \frac{\Phi^6}{\Theta_0^6} \right). \quad (179)$$

Подсчеты по этой формуле показывают, что при больших периодах колебания ($T=0,4$ сек) b мало ($b \approx 0,02$), вследствие этого неизохронность, вызываемая нелинейностью момента инерции спирали, незначительна и влиянием этого фактора можно пренебречь. При малых периодах колебания b значительно возрастает, а Θ_0 , вследствие уменьшения числа витков спирали, уменьшается. В этом случае будет наблюдаться значительное нарушение изохронности колебаний, что следует иметь в виду при расчете.

§ 2. Влияние трения на затухание колебаний системы баланс-спираль

Свободно колеблющаяся система баланс-спираль, имея первоначальный запас энергии, расходует ее на преодоление постоянно действующих сил сопротивлений, вызывающих постепенное затухание колебаний. Это вызывается следующими причинами: 1) трением в подшипниках, 2) трением о воздух (воздушное сопротивление) и 3) внутренним трением или неупругим сопротивлением в материале спирали.

В зависимости от параметров колеблющейся системы и положения ее в пространстве, характер трения будет меняться. Так при работе цапф оси баланса в подшипниках могут быть следующие случаи: 1) при больших значениях периода колебания ($T=0,4$ сек. и близких к этому значению) вес баланса относительно велик, а момент спирали мал. В виду малой

жесткости спирали, внутренние витки ее, при вертикальном положении оси, провисают и вместе с осью перемещаются вниз, пятка оси касается подпятника. При вращении баланса усилие, создаваемое спиралью, смещает ось в сторону, создавая боковое (радиальное) давление на подшипник. Вследствие малой жесткости спирали радиальное давление незначительно. В этом случае трение будет происходить преимущественно в подпятнике.

В горизонтальном положении оси баланса, при малой жесткости спирали, витки ее будут перемещаться в вертикальной плоскости вниз, при этом будет наблюдаться нарушение постоянства шага спирали. Это изменение формы спирали как-то отразится на величине момента спирали и давления в подшипниках. Однако и в этом случае момент трения в подшипниках в процессе деформации спирали меняется незначительно.

2) При малых периодах колебания вес баланса мал, а жесткость спирали велика, вследствие этого в вертикальном и горизонтальном положениях оси провисание витков не происходит. В зависимости от установки спирали в механизме, давление на подшипники и подпятник, в положении равновесия баланса, мало или равно нулю.

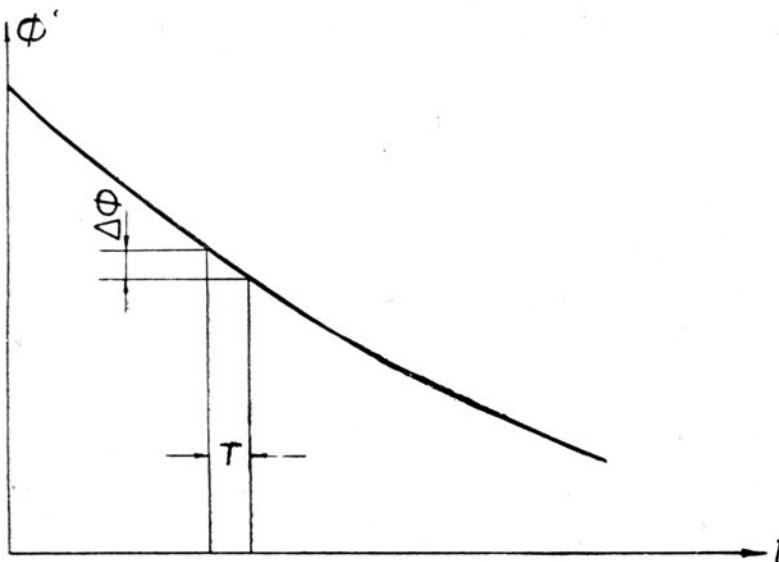
При деформации спирали возникает радиальное давление на подшипники, которое возрастает по мере увеличения угла поворота баланса. При весьма малых периодах колебания, характер трения и рассеяние энергии практически не будут зависеть от положения оси баланса. При этом будет иметь место значительное возрастание трения в подшипниках при увеличении угла деформации спирали.

При наличии смазки в подшипниках возникает сопротивление, препятствующее движению баланса. Потери энергии в этом случае будут зависеть от: а) физико-механических свойств смазки (вязкости, маслянистости, прилипаемости); б) величины зазора между цапфой и подшипником, определяющего толщину слоя смазки; в) количества смазки; г) скорости вращения цапфы, зависящей от амплитуды и периода колебания.

Потери на трении о воздух зависят от: а) размеров, формы и скорости баланса (лобовое сопротивление); б) величины зазоров между торцевой и боковой поверхностями баланса и мостом; в) демпфирования воздуха между витками спирали при колебаниях баланса.

Кроме того, рассеяние энергии при колебаниях происходит на так называемое внутреннее или молекулярное трение, возникающее вследствие взаимодействия молекул материала спирали при ее деформации. Эти потери энергии зависят от свойств материала, качества его механической и термической обработки, размеров спирали и амплитуды колебания.

Ввиду сложности явлений, характеризующих потери энергии на трении, происходящих одновременно, не представляется возможным выявить влияние каждого вида трения на характер затухания системы баланс-спираль. Между тем при расчетах часовых механизмов необходимо знать величину рассеяния энергии при колебаниях, так как от этого зависят размеры двигателя и величина импульса, необходимого для поддержания незатухающих колебаний. Однако для этой цели можно ограничиться



Фиг. 37. Огибающая затухающих колебаний системы баланс-спираль.

определенiem суммарных потерь энергии на затухание, которые можно определить экспериментально. При этом следует для данной системы баланс-спираль построить огибающую затухающих колебаний, математическая обработка которой позволит определить коэффициент затухания, необходимый для расчета спускового регулятора.

Если известно уравнение огибающей затухающих колебаний (фиг. 37), то коэффициент затухания ρ , характеризующий изменение амплитуды в течение одного периода, может быть определен на основании следующих соображений. Так как падение амплитуды за период колебания T составляет $\Delta \Phi$, то $\rho = \frac{1}{4} \Delta \Phi$. С другой стороны $\frac{\Delta \Phi}{T} = \frac{d\Phi}{dt}$ или $\Delta \Phi = T \cdot \frac{d\Phi}{dt}$

$$\text{и } \rho = \frac{1}{4} \cdot T \frac{d\Phi}{dt} \quad (180)$$

Нахождение производной $\frac{d\Phi}{dt}$ можно производить графически, если неизвестно уравнение огибающей затухающих колебаний или его нахождение затруднительно.

Экспериментальные исследования показывают, что затухание колебаний системы баланс-спираль, при значениях периода $T=0,4 \div 0,2$ сек. происходит по закону, близкому к экспоненциальному. Это указывает на то, что в системе преобладает сопротивление пропорциональное первой сте-

пени скорости. Если приближенно принять, что затухание колебаний происходит по экспоненциальному закону, то легко определить коэффициент затухания для любого значения амплитуды. Для этого необходимо найти время полного затухания для двух фиксированных значений амплитуды Φ_1 и Φ_2 . Уравнение экспоненты имеют вид:

$$\Phi = \Phi_0 e^{-\delta t} \quad (181)$$

Если положить $t=0$ и $\Phi_1 = \Phi_0$ (182), то

$$\Phi_2 = \Phi_0 e^{-\delta(t_1 - t_2)} \quad (183)$$

На основании (182) и (183) имеем:

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_1} = \frac{\Phi_0 e^{-\delta(t_1 - t_2)}}{\Phi_0} = e^{-\delta(t_1 - t_2)}$$

$$\text{или } \delta = -\frac{\lg \Phi_2 - \lg \Phi_1}{(t_1 - t_2) \lg e} \quad (184)$$

где t_1 и t_2 — время полного затухания при начальных значениях амплитуд Φ_1 и Φ_2 .

Имея в виду (180) и (181), можно написать:

$$\rho = -\frac{1}{4} T \delta \Phi_0 e^{-\delta t} \quad (185)$$

Полагая в этом уравнении $\Phi_0 = \Phi_1$, получим:

$$\rho = -\frac{1}{4} T \delta \Phi_1 e^{-\delta t} \quad (186)$$

Уравнение (185) указывает на то, что изменение коэффициента затухания ρ в зависимости от времени t происходит также по экспоненциальному закону. Если в этом уравнении положить $\Phi_0 e^{-\delta t} = \Phi$, то $\rho = -\frac{1}{4} T \delta \Phi$ (187). Так как T и ρ величины постоянные, то отсюда следует, что коэффициент затухания является линейной функцией амплитуды колебания.

Подставляя в уравнение (186) различные значения t , получим коэффициенты затухания для соответствующих значений амплитуд. Очевидно, при

$$t=0 \rho = \rho_{\max} = -\frac{1}{4} T \delta \Phi_1 \quad (188) \text{ при } t=t_1 \rho = \rho_{\min} = -\frac{1}{4} T \delta \Phi_1 e^{-\delta t_1}$$

$$(189)$$

Коэффициент затухания, характеризующий в колеблющейся системе наличие постоянного и линейного трения, может быть представлен выражением $\rho = \rho_0 + k_1 \Phi$ (190), где $k_1 = \frac{1}{4} T \delta$

При $\Phi = 0$ $\rho = \rho_0$, что соответствует коэффициенту затухания от постоянного трения в подшипниках. Экспериментальные исследования показывают, что ρ_0 весьма мало и им можно пренебречь. Так для системы баланс-спираль $T = 0,4$ сек. $I_\varphi = 0,002$ г мм сек² $\rho_0 \approx 0,0002$, в то время, как $\rho_{\max} = 0,01$ (при $\Phi = 270^\circ$). Поэтому можно приближенно принимать $\rho = k_1 \Phi$ (190 а), где k_1 — определяется из экспериментальных данных.

§ 3. Влияние нелинейности восстановливающего момента спирали на изохронизм колебаний

В теории часовых механизмов уравнение движения собственных колебаний системы баланс-спираль принимается в виде:

$$I \ddot{\varphi} + k \varphi \pm M_m = 0, \quad (191)$$

где I — момент инерции колеблющейся системы; k — постоянная пружина; M_m — постоянный момент трения.

Принимая обозначение $\frac{k}{I} = n^2$ и $\frac{M_m}{k} = \rho_0$, это уравнение приводится к виду $\ddot{\varphi} + n^2 \varphi \pm n^2 \rho_0 = 0$, решение которого

$$\varphi = A \sin nt + B \cos nt \pm \rho_0 \quad (192)$$

В этом уравнении A и B постоянные, определяемые из начальных условий.

Период колебания определяется по уравнению $T = 2\pi \sqrt{\frac{I}{k}}$ (193).

из которого следует, что период колебания не зависит от амплитуды, т. е. колебания изохронны. В действительности, собственные колебания системы баланс-спираль неизохронны, а движение ее описывается нелинейным дифференциальным уравнением. Так как нелинейность момента инерции и трения не вызывают существенных изменений периода колебания, то можно считать, что основной причиной, вызывающей неизохронность собственных колебаний, является нелинейность восстановливающего момента спирали. Принимая для упрощения задачи неизменным момент инерции и линейный характер трения, определим влияние нелинейности восстановливающего момента спирали на период колебания, предполагая, что имеет место малая нелинейность.

Зависимость восстанавливающего момента от угла поворота баланса может быть представлена в следующем виде:

$$M_b = k(\varphi + \alpha\varphi^2 + \beta\varphi^3 + \gamma\varphi^4) \quad (194)$$

где α, β и γ — постоянные коэффициенты (малые параметры), характеризующие упругие свойства материала спирали, которые могут иметь положительное или отрицательное значение.

В этом случае уравнение собственных колебаний, без учета добавочного восстанавливающего момента, создаваемого спиралью в зависимости от расположения точек крепления ее концов, будет представлено так:

$$I\ddot{\varphi} + F\dot{\varphi} + k(\varphi + \alpha\varphi^2 + \beta\varphi^3 + \gamma\varphi^4) = 0. \quad (195)$$

Разделив уравнение на I и обозначая $\delta = \frac{E}{I}$ и $\frac{k}{I} = n^2$, можем написать:

$$\ddot{\varphi} + \delta\dot{\varphi} + n^2(\varphi + \alpha\varphi^2 + \beta\varphi^3 + \gamma\varphi^4) = 0 \quad (196)$$

Для решения этого нелинейного уравнения применим метод медленно меняющихся амплитуд [2].

Следуя этому методу ищем решение в виде $\varphi = \Phi(t) \sin pt$ (197), где $\Phi(t)$ — медленно меняющаяся функция времени; p — частота колебаний, отличная от частоты гармонических колебаний n .

Продифференцировав (197) дважды, получим:

$$\dot{\varphi} = p\Phi \cos pt + \dot{\Phi} \sin pt$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} = -p^2\Phi \sin pt + \dot{\Phi} \cos pt + p\dot{\Phi} \cos pt + \ddot{\Phi} \sin pt &= -p^2\Phi \sin pt + \\ &+ 2p\dot{\Phi} \cos pt + \ddot{\Phi} \sin pt \end{aligned}$$

Членом, содержащим вторую производную от амплитуды, ввиду малости его, пренебрегаем. Тогда подставив выражения первой и второй производной в выражение (196), получим:

$$\begin{aligned} -p^2\Phi \sin pt + 2p\dot{\Phi} \cos pt + 2\delta p\Phi \cos pt + 2\delta\dot{\Phi} \sin pt + n^2\Phi \sin pt + \\ + n^2\alpha\Phi^2 \sin^2 pt + n^2\beta\Phi^3 \sin^3 pt + n^2\gamma\Phi^4 \sin^4 pt = 0 \end{aligned} \quad (198)$$

Разлагая в ряд Фурье $\sin pt$ высших степеней и ограничиваясь членами разложения, содержащими основные гармоники, найдем:

$$\begin{aligned} -p^2\Phi \sin pt + 2p\Phi \cos pt + 2\delta p\Phi \cos pt + n^2\Phi \sin pt + 2\delta\dot{\Phi} \sin pt + \\ + \frac{2}{\pi}n^2\alpha\Phi^2 \sin pt - \frac{1}{2}n^2\alpha\Phi^2 \cos 2pt + \frac{3}{4}n^2\beta\Phi^3 \sin pt - \frac{1}{4}n^2\beta\Phi^3 \sin 3pt + \end{aligned}$$

$$+\frac{3}{2\pi}n^2\gamma\Phi^4\sin pt-\frac{1}{2}n^2\gamma\Phi^4\cos 2pt+\frac{1}{8}n^2\gamma\Phi^4\cos 4pt=0 \quad (199)$$

Приравнивая нулю коэффициенты при $\sin pt$ и $\cos pt$, получим:

$$-p^2\Phi+n^2\Phi+\frac{2}{\pi}n^2\alpha\Phi^2+\frac{3}{4}n^2\beta\Phi^2+\frac{3}{2\pi}n^2\gamma\Phi^4+2\delta\dot{\Phi}=0 \quad (200)$$

$$\begin{aligned} 2p\dot{\Phi}+2p\delta\Phi &= 0 \\ \text{или } \dot{\Phi} &= -\delta\Phi. \end{aligned} \quad (201)$$

Подставив (201) в (200), определим «р».

$$p=\sqrt{n^2+\frac{2}{\pi}n^2\alpha\Phi+\frac{3}{4}n^2\beta\Phi^2+\frac{3}{2\pi}n^2\gamma\Phi^3-2\delta^2}. \quad (202)$$

Период колебания

$$T_1=\frac{2\pi}{p}=\frac{2\pi}{\sqrt{n^2+\frac{2}{\pi}\alpha\Phi+\frac{3}{4}\beta\Phi^2+\frac{3}{2\pi}\gamma\Phi^3-\frac{2\delta^2}{n^2}}}. \quad (203)$$

$$\text{Обозначая } \frac{2\pi}{n}=T, \frac{2}{\pi}\alpha\Phi+\frac{3}{4}\beta\Phi^2+\frac{3}{2\pi}\gamma\Phi^3-\frac{2\delta^2}{n^2}=A$$

и имея в виду, что $A \ll 1$, можно написать $\frac{1}{\sqrt{1+A}} \approx 1 - \frac{1}{2}A$

Тогда $T_1=T(1-\frac{1}{2}A)$ и относительное изменение периода

$$\tau_1=\frac{\Delta T_1}{T}=-\frac{\alpha}{\pi}\Phi-\frac{3}{8}\beta\Phi^2-\frac{3}{4\pi}\gamma\Phi^3+\frac{\delta^2}{n^2}. \quad (204)$$

Из выражения (201) легко найти уравнение огибающей затухающих колебаний:

$$\Phi=\frac{d\Phi}{dt}=-\delta\Phi \text{ или } \frac{d\Phi}{\Phi}=-\delta dt.$$

После интегрирования $\ln\Phi=-\delta t + \ln C$.

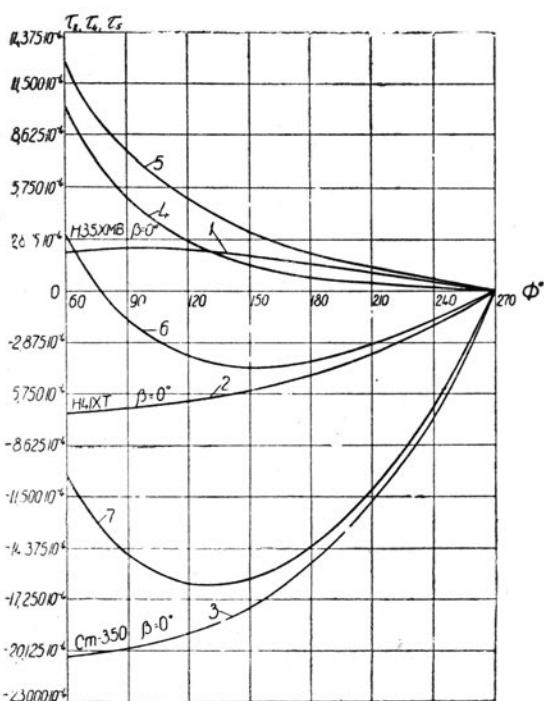
Потенцируя найдем $\Phi=Ce^{-\delta t}$. (205)

Постоянную интегрирования С определяем из начальных условий.
При $t=0$ $\Phi=\Phi_0$ и $C=\Phi_0$.

Следовательно $\Phi=\Phi_0 e^{-\delta t}$ (206)

$$\text{и } \varphi = \Phi_0 e^{-\delta t} \sin pt \quad (207)$$

Так как характер кривой относительного изменения периода $\tau_2 = f_2(\Phi)$, вызываемого воздействием спуска, не зависит от его параметров, то характеристика хода часов будет определяться главным образом влиянием спиралей. В зависимости от числовых значений и знаков коэффициентов α , β и γ кривая зависимости $\tau_1 = f_1(\Phi)$ может иметь самый различный характер, что свойственно нелинейной системе. В одних случаях неизохронность собственных колебаний системы баланс-спираль, усиливая действие спуска, вызывает увеличение суточной ошибки хода, в других случаях, наоборот, — уменьшение. Если кривая $\tau_1 = f_1(\Phi)$ будет являться зеркальным изображением кривой $\tau_2 = f_2(\Phi)$, то характеристика хода часов будет представлять собой прямую, параллельную оси абсцисс. При этом, без учета других факторов, будет достигнут полный изохронизм. Экспериментальные исследования показывают, что значения коэффициентов α , β и γ , а следовательно и форма кривой $\tau_1 = f_1(\Phi)$, зависят главным образом от свойств материала спиралей, определяемых его химическими составом. Кривыми 1, 2 и 3 (фиг. 38) показаны графики изменения функции $\tau_1 = f_1(\Phi)$, где $\tau_4 = \tau_1 + \tau_3$. Это графики относительного изменения периода собственных колебаний системы баланс-спираль, с учетом нелинейности восстановливающего момента спирали и добавочного момента, зависящего от расположения точки крепления внешнего конца спиралей.



Фиг. 38.

Указанные графики построены на основании экспериментальных данных для спиралей, имеющих одинаковую форму и размеры, изготовленных из сплавов H35XMB, H41XT и № 350. Первые два названных сплава — это известные марки отечественного элинвара, а последний является легированной сталью следующего химического состава: C=0,12%, Cr=0,04%, S=0,028%, P=0,011%, Mn и Si — следы.

Размеры спиралей были взяты следующие: b=0,24 мм,

$h=0,06$ мм, угол спирали $\Theta = 2\pi n + \beta$, где $n=11$ и $\beta = 0^\circ$. Номинальное значение периода колебания для всех исследуемых калебательных систем $T=0,4$ сек.

На диапазоне изменения рабочих амплитуд от 270° до 180° сплав H35ХМВ дает отставание (кривая 5), а два других — более значительное опережение хода часов (кривые 6 и 7). Кривые 5, 6 и 7 были получены в результате алгебраического сложения ординат кривых 1, 2 и 3, которые назовем характеристиками колебательной системы, с ординатами кривой 4, представляющей из себя относительное изменение периода колебания баланса от воздействия спуска, т. е. функцию $\tau_2 = f_2(\Phi)$.

Значения этой функции для различных Φ может быть найдено аналитическим путем по заданным параметрам спуска и регулятора [7] или определены экспериментально. Экстремальные значения τ_1 могут быть найдены аналитически, если известны коэффициенты α , β и γ . Для этого функцию $\tau_1 = f_1(\Phi)$ (204) необходимо исследовать на максимум и минимум и определить значения амплитуд, при которых $\frac{\Delta T_1}{T} = 0$. Кривые

5, 6 и 7 ($\tau_s = f_5(\Phi)$), которые назовем характеристиками хода часов, указывают на то, что относительное изменение периода колебания баланса часов в значительной мере зависит от материала спирали. Качество материала нельзя оценивать только по технологическим свойствам и температурному коэффициенту, необходимо также учитывать его упругие свойства, от которых в значительной мере зависит изохронность собственных колебаний системы баланс-спираль, а следовательно, и точность часового механизма. Коэффициенты α , β и γ для сплавов H35ХМВ и H41ХТ имеют следующие значения:

H35ХМВ

$$\begin{aligned}\alpha &= -23,4451 \cdot 10^{-4} \\ \beta &= 1,7322 \cdot 10^{-4} \\ \gamma &= 0,9014 \cdot 10^{-4}\end{aligned}$$

H41ХТ

$$\begin{aligned}\alpha &= -8,1740 \cdot 10^{-4} \\ \beta &= 0,0922 \cdot 10^{-4} \\ \gamma &= 0,4627 \cdot 10^{-4}\end{aligned}$$

§ 4. Влияние расположения точек крепления концов спирали

Зависимость $\tau_1 = f_1(\Phi)$ (204) была получена без учета добавочного момента, который создает спираль, если точки крепления ее внутреннего и внешнего концов не лежат на одной прямой. Вопрос о влиянии расположения точек крепления спирали на изохронизм собственных колебаний баланса был рассмотрен Э. Каспари [10], который установил зависимость периода колебания баланса от амплитуды с учетом смещения точек крепления концов спирали.

$$T_3 = T - \frac{2T}{\Theta^2} \{1 + [\Phi^2 S(\Phi) - Z(\Phi)] \cos \Theta\} \quad (208)$$

где $S(\Phi) = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{\Phi^2}{2 \cdot 2^2 \cdot (1!)^2} + \frac{\Phi^4}{3 \cdot 2^4 \cdot (2!)^2} - \frac{\Phi^6}{4 \cdot 2^6 \cdot (3!)^2} + \dots \right]$

и $Z(\Phi) = 1 - \frac{\Phi^2}{2^2 (1!)^2} + \frac{\Phi^4}{2^4 (2!)^2} - \frac{\Phi^6}{2^6 (3!)^2} + \dots$

Формула (208) показывает, что период колебания T не зависит от амплитуды, если $\cos \Theta = 0$. Так как в общем случае $\Theta = 2\pi n + \beta$, где n — целое число витков спирали, и β — угловое смещение точек крепления концов спирали, то это условие будет соблюдаться при $\Theta = 2\pi n \pm 90^\circ$. Иначе говоря, это условие будет соблюдаться, когда в положении равновесия баланса (угол поворота $\varphi = 0$) точки крепления располагаются на двух взаимно перпендикулярных радиальных прямых (при β равном 90° или 270°). При любом другом значении β колебания будут неизохронны.

На основании (208) относительное изменение периода может быть представлено в виде:

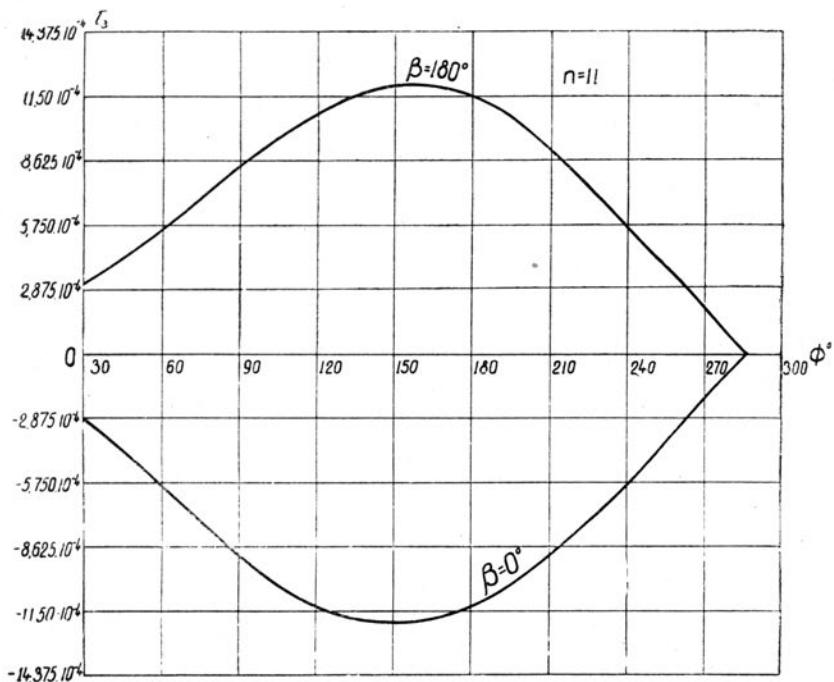
$$\tau_3 = \frac{\Delta T_3}{T} = -\frac{2}{\Theta^2} \{1 + [\Phi^2 S(\Phi) - Z(\Phi)] \cos \Theta\}. \quad (209)$$

Если по этой формуле для β равного 0° или 180° при различных значениях амплитуды Φ подсчитать значения τ_3 и построить кривые зависимости $\tau_3 = f_3(\Phi)$, то можно видеть, что кривая при $\beta = 180^\circ$ располагается над осью абсцисс и является зеркальным изображением кривой при $\beta = 0^\circ$.* (фиг. 39).

Верхняя кривая имеет максимум, а нижняя — минимум при $\Phi \approx 160^\circ$. При Θ равном 90° или 270° τ_3 = постоянной величине, которая может быть представлена прямой параллельной оси абсцисс, отстоящей от нее на расстоянии $= \frac{2}{\Theta^2}$.

Однако все вышеизложенное справедливо в том случае, если неизохронность собственных колебаний вызывается только нелинейностью добавочного момента, зависящего от расположения точек крепления концов спирали. Формула (209), учитывающая изменение формы спирали, не отражает влияние основного восстанавливющего момента, зависящего от упругих свойств материала спирали. Если учесть нелинейность основного восстанавливющего момента (204), то соображения о выборе точек крепления концов спирали, с целью уменьшения неизохронности

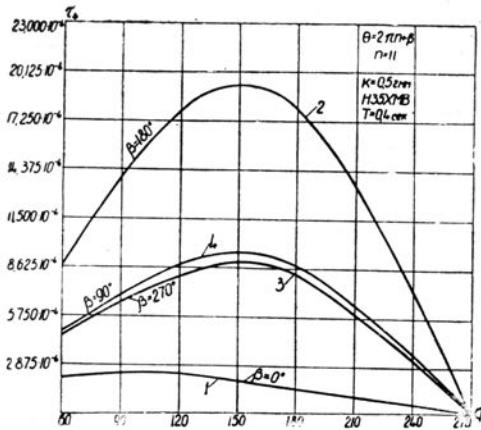
*.) При построении кривых условно принято, что при $\Phi = 5^\circ$ (286°) $\tau_3 = 0$.



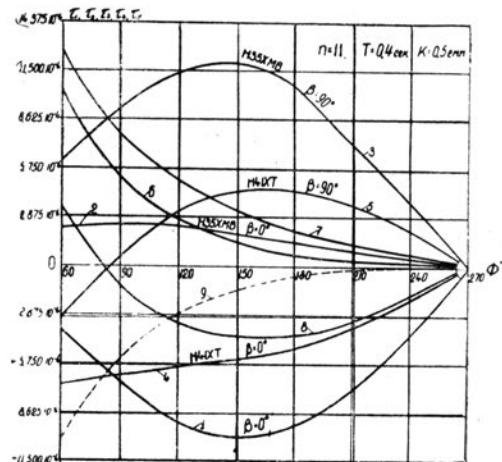
Фиг. 39. Кривые, характеризующие условие Э. Каспари.

собственных колебаний, существенно меняются. При известных значениях коэффициентов α , β , γ , δ , входящих в формулу для определения τ_1 (204), можно построить зависимость $\tau_4 = f_4(\Phi)$, характеризующую собой неизохронность, вызываемую нелинейностью восстанавливающего и добавочного моментов, где $\tau_4 = \tau_1 + \tau_3$. Экспериментальные исследования, которые были проведены со спиралями, изготовленными из элинвара Н35ХМВ, показывают, что наилучшее значение угла β , при котором неизохронность колебаний имеет минимальное значение, равняется не $\pm 90^\circ$, а $\beta = 0^\circ$ (фиг. 40 кр. 1). При $\beta = 180^\circ$ наблюдается наибольшая неизохронность колебаний (кривая 2), при β равном 90° и 270° кривые 3 и 4 располагаются между 1 и 2, находясь вблизи одна от другой. Если из ординат кривой 2 (фиг. 41) алгебраически вычесть ординаты кривой 1, то получим ординаты кривой 3, характеризующей неизохронность собственных колебаний при нелинейности восстанавливающего момента, т. е. $\tau_3 = f_3(\Phi)$. Эта кривая располагается вблизи кривых 2 и 3 (фиг. 40), что экспериментально подтверждает справедливость положения Э. Каспари.

Таким образом, вопрос о выборе наивыгоднейшего углового смещения точек крепления концов спирали следует решать исходя из значений



Фиг. 40.



Фиг. 41.

и знака τ_1 . Для сплава H35XMB в диапазоне изменения амплитуд от 270° до 60° при любом значении $\beta \tau_1 > 0$ и $\tau_5 > 0$, что вызывает отставание хода часов. Для сплава H41XT неизохронность от нелинейности восстанавливающего момента τ_1 меньше (фиг. 41 кр. 5), чем для сплава H34XMB, почти на всем указанном диапазоне изменения амплитуд $\tau_4 < 0$, (кривая 4), что соответствует опережению хода часов. (кр. 8). Алгебраически сложив ординаты кривых 2 и 4 (значения τ_4) с ординатами кривой 6, характеризующей неизохронность колебаний τ_2 от воздействия спуска (τ_2 всегда больше нуля), получим кривые 7 и 8, которые будут без учета других факторов, характеризовать ход часов. Из рассмотрения кривых 7 и 8 (фиг. 41) следует, что в диапазоне изменения амплитуд (примерно от 270° до 160° при $T=0.4$ сек) сплав H41XT дает опережение, которое возрастает по мере уменьшения амплитуды, достигая максимума при $\Phi \approx 165^\circ$. Сплав H35XMB, наоборот, дает отставание, для которого наивыгоднейшим расположением точек крепления концов спирали следует считать при $\beta = 0^\circ$, т. е. при $\Theta = 2\pi p$, где p — целое число витков. При другом значении β неизохронность колебаний будет возрастать. Для сплава H41XT значение $\beta = 0^\circ$ не является лучшим. Для повышения точности хода часов кривую 8 следует приблизить к оси абсцисс, что можно сделать, переместив вверх кривую 1, а, следовательно, и кривую 4 (кривая 5, характеризующая упругие свойства материала, занимает неизменное положение). На основании (208) это можно осуществить двумя способами: 1) увеличивая Θ , т. е. число витков спирали, и 2) изменяя угол β в пределах от 0° до 90° , при котором τ_3 сохраняет свой знак. Варьирование углом Θ ограничено ввиду возрастающего влияния неуравновешенности баланса на период колебания и точность хода часов

Следует иметь ввиду, что полный изохронизм собственных колебаний системы баланс-спираль не является идеалом, если учесть неизохронность, вызываемую воздействием спуска. Наилучшей колебательной системой является такая, для которой зависимость $\tau_4 = f_4(\Phi)$, графически представленная кривой 9, (фиг. 41) является зеркальным изображением кривой 6 (неизохронность от воздействия спуска). Однако это условие в полной мере является невыполнимым, если учесть влияние большого количества параметров спуска и колебательной системы, варьировать которыми в широких пределах не представляется возможным. Тем не менее, руководствуясь изложенными здесь соображениями по выбору расположения точек крепления концов спирали, можно в значительной мере повысить точность работы часовых механизмов, учитывая при этом большое разнообразие материалов, применяемых для спиралей, обладающих различными упругими свойствами.

Как следует из графика 6 (фиг. 41) неизохронность от воздействия спуска (кривая построена по экспериментальным данным для $T=0,4$ сек) сравнительно мало влияет на точность хода. Основная погрешность хода заложена в самой колебательной системе, которая зависит главным образом от упругой характеристики спирали и ее геометрических параметров.

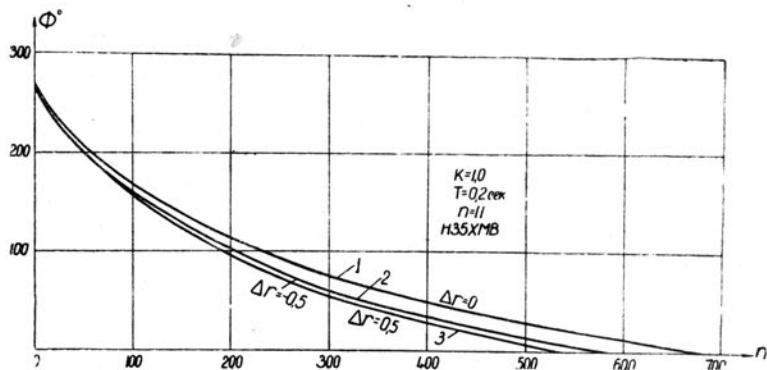
При уменьшении периодов колебания неизохронность от воздействия спуска увеличивается (приблизительно обратно пропорционально периоду), а амплитуда колебания и число витков спирали уменьшаются. При весьма малых периодах, когда размах колебания мало отличается от угла подъема баланса, нелинейностью восстановливающего момента можно пренебречь и полагать $M_b = k \cdot \varphi$. Не будет практически отражаться на изохронизме и неуравновешенность баланса. Тогда основными причинами, вызывающими погрешность хода будут воздействия спуска и добавочный момент, зависящий от расположения точек крепления спирали. Так как свободный анкерный спуск всегда вызывает увеличение периода с уменьшением амплитуды, то необходимо выбирать такое значение угла β , при котором τ_3 будет уменьшаться при малых значениях амплитуд. А это будет тогда, когда $90^\circ < \beta < 270^\circ$, причем вероятнее всего β будет близким к значению равному 180° .

§ 5. Влияние бокового давления в подшипниках оси баланса

При перемещении точки крепления внешнего конца спирали в радиальном направлении спираль деформируется и изменяет свою первоначальную форму. Таким образом, в положении равновесия, когда угол поворота баланса равен нулю, спираль уже напряжена, вследствие чего возникает боковое давление со стороны цапфы оси баланса на подшипник. Это давление вызывает увеличение трения и ускоряет затухание колебаний.

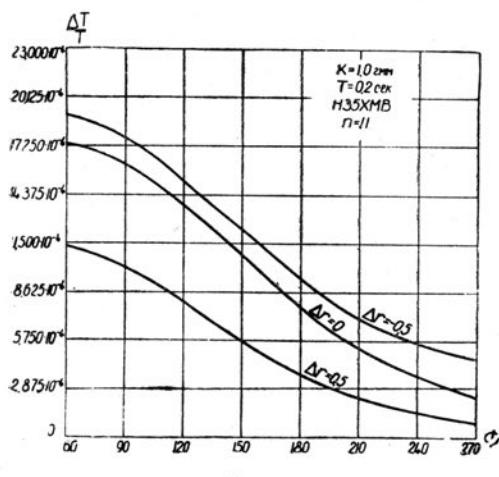
Экспериментально установлено, что смещение колонки спирали по радиусу в сторону его увеличения или уменьшения, вызывает примерно

одинаковое изменение бокового давления, о чём можно судить по близости расположения кривых затухания 2 и 3 (фиг. 42). Несовпадение этих кривых можно объяснить некоторой неточностью установки колонки в нейтральном (среднем) положении, а также тем, что угол деформации спирали неодинаков при изменении радиуса на одну и ту же величину при его увеличении и уменьшении. Так в среднем положении колонки время полного затухания больше, чем при смещении её на величину



Фиг. 42. Затухание колебаний баланса в зависимости от смещения колонки спирали.

$\Delta = \pm 0,5$ мм. Увеличение трения в подшипниках вследствие возрастаания бокового давления вызывает изменение периода колебания. Кривые (фиг. 43) характеризуют относительное изменение периода колебания в зависимости от величины смещения колонки для системы баланс-спираль, имеющей период колебания $T=0,2$ сек. и момент спирали $K=1,0$ гмм.



Фиг. 43.

На фиг. 43 видно, что все кривые, имея приблизительно одинаковую форму, сдвинуты относительно друг друга. Это указывает на то, что увеличение давления в подшипниках, вызывая изменение периода, несущественно отражается на изохронизме колебаний. Вследствие неточности изготовления деталей, момент инерции узла баланса колеблется в значительных пределах (до 20%—25%). Это вызывает изменение числа витков и внешнего радиуса спирали при выполнении предварительного регулирования периода колебания (операция «вibration волоска»).

Колебания в числе витков иногда достигают $1\frac{1}{2}$ —2. При неизменном положении колонки внешний радиус спирали оказывается малым или чрезмерно большим. Если радиус спирали не соответствует расстоянию от оси вращения баланса до точки крепления, то при установке баланса в часах внешний виток спирали несколько смещается от своего нейтрального положения, что вызывает увеличение бокового давления на подшипник и смещение витков в одну сторону в процессе колебания. Регулирование периода колебания с помощью градусника, применяемого во всех часах (за исключением хронометра) весьма удобно, но имеет тот недостаток, что нарушает изохронизм вследствие наличия зазора между штифтами градусника и внешним витком спирали. В зависимости от расположения витка относительно штифтов, неизохронность колебаний для двух основных случаев определяется по следующим формулам: [1]

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{1}{\pi} \frac{\Delta L}{L} \arcsin \frac{\varphi_1}{\Phi} (210), \text{ при симметричном расположении витка между штифтами в положении равновесия}$$

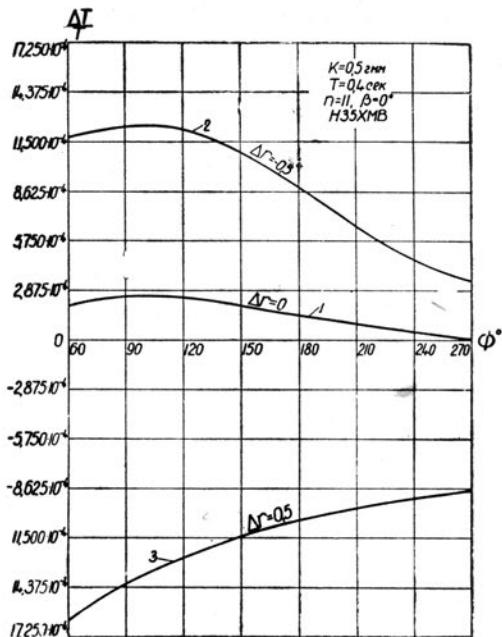
$$\text{и } \frac{\Delta T}{T} = \frac{1}{2\pi} \frac{\Delta L}{L} \arccos \frac{\varphi_2}{\Phi} (211), \text{ когда внешний виток спирали в положении равновесия касается одного из штифтов.}$$

В этих формулах: L — длина спирали; ΔL — длина участка спирали, заключенного между точкой крепления в колонке и штифтами градусника; φ_1 — угол поворота баланса, при котором происходит касание штифта; φ_2 — угол поворота баланса, при котором виток спирали отходит от штифта.

Для первого случая период возрастает с уменьшением амплитуды, для второго, наоборот, уменьшается.

Второй случай расположения витка спирали между штифтами является более благоприятным, так как при этом частично компенсируется неизохронность от воздействия спуска и уменьшается неравномерность хода часов. Однако наличие в часах первого или второго случая расположения витка между штифтами градусника — явление чисто случайное, вследствие чего характеристика хода часов становится неопределенной. Этот недостаток в последние годы стремятся устранить созданием специальных градусников, в которых зазор между витком спирали и штифтами сводится к нулю или к минимуму. Но конструкции этих градусников сложны в изготовлении и громоздки, а главное — они не устраниют полностью указанного недостатка. Кроме того, наблюдается нарушение формы внешнего витка, вследствие защемления его между штифтами или роликами. Имея в виду, что современная часовая техника располагает приборами, позволяющими весьма быстро и с достаточной точностью производить операцию «вибрация волоска», имеется возможность отказаться от применения градусника.

Возможность регулирования хода часов мы обеспечим, если самой конструкцией предусмотрим перемещение колонки в радиальном направлении. Кроме того, перемещение колонки позволит найти такое положе-



Фиг. 44

($\Delta = 0$ кривая 1) наблюдается наименьшая неизохронность колебаний, которая возрастает при перемещении колонки на величину $\Delta = \pm 0,5$ мм. Для кривой 3 период уменьшается с уменьшением амплитуды.

Таким образом, перемещение колонки в незначительных пределах в радиальности направлении позволяет осуществить не только регулирование точности, но и равномерности хода часов.

Глава IV. Расчет часовового механизма

Ввиду того, что на изменение периода колебания системы баланс-спираль, работающей в часах, влияет большое количество факторов, из которых многие носят чисто случайный характер, точность работы часового механизма определить заранее путем расчета пока не представляется возможным. Требуемой точности достигают регулировкой часовых механизмов в процессе испытаний и наблюдений за их работой. Многочисленность и разнообразие причин, вызывающих нарушение точности, работы часового механизма, (при чем влияние многих из них еще не изучено или не обобщено), не позволяет создать стройную теорию регулирования часовых механизмов. Поэтому область точного регулирования

ние ее, при котором улучшаются условия концентричности при деформации спирали. В малогабаритных часах смещение колонки на $0,02 \div 0,03$ мм вызывает изменение суточной ошибки хода на $40 \div 50$ сек., что является вполне достаточным для регулирования.

С увеличением периода колебания влияние смещения колонки на изменение периода возрастает, при этом в большой степени наблюдается нарушение изохронизма. Это можно видеть, рассматривая кривые 1, 2 и 3 (фиг. 44), характеризующие относительное изменение периода от амплитуды для свободно колеблющейся системы баланс-спираль, изготовленной из сплава H35ХМВ, с периодом колебания $T = 0,4$ сек, моментом спирали $K = 0,5$ гмм и $\beta = 0^\circ$. При нейтральном (среднем) положении колонки

часовых механизмов является доступной для людей, обладающих большим практическим опытом и располагающих сведениями, если не о количественном, то о качественном влиянии того или иного фактора на точность хода часов. Изменяя те или иные параметры реального часов, они достигают желаемой его точности. Вполне понятно, что чем точнее часовской механизм, тем сложнее задача регулировщика, тем выше должны быть его знания и квалификация. Таким образом, при проектировании часовского механизма расчет его на точность не производится, а если он и выполняется, то носит приближенный характер. Обычно ограничиваются определением расчетным путем некоторых элементов часовского механизма, когда другие заданы техническими условиями или принимаются конструктивно. В большинстве случаев расчет сводится к установлению соответствия между параметрами двигателя и колебательной системы, обеспечивающими нормальное функционирование механизма в течение определенного промежутка времени.

В практике проектирования часовых механизмов встречаются следующие две основные задачи:

- 1) Рассчитать колебательную систему, если известны параметры двигателя, основной колесной передачи и спускового механизма.
- 2) Рассчитать двигатель и определить его размеры, если известны параметры колебательной системы и спускового механизма.

В первом случае, являющемся наиболее общим и распространенным, определяющими факторами являются габаритные размеры механизма и его условия работы (продолжительность хода, период колебания), а размеры колебательной системы определяются расчетным путем. С подобной задачей приходится встречаться при проектировании малогабаритных часов и приборов, когда изменение габаритных размеров недопустимо или оно возможно в весьма узких пределах. Во втором случае приходится приспосабливать имеющуюся систему спуск-баланс-спираль к вновь проектируемому часовому механизму. Это делается с целью унификации освоенных в производстве самых сложных деталей часовского механизма, что позволяет сократить сроки подготовки производства нового изделия и снизить стоимость его изготовления. Очень часто спуск-баланс-спираль монтируют на отдельной платине. Тогда этот механизм, называемый приставным спуском или эшапманом, применяется в различных специальных часовых механизмах, самописцах (барографы, термографы и др.) или в крупногабаритных часах.

Использование приставного спуска позволяет выпускать часовые механизмы приборостроительным заводам различной специализации.

Независимо от постановки задачи при расчете можно пользоваться одними и теми же расчетными формулами.

Ниже излагается последовательность выполнения расчета и отдельных этапов работ по конструированию применительно к первому случаю, когда требуется определить размеры колебательной системы, причем вопрос рассматривается в общем виде, вне связи с конкретным механизмом.

§ 1. Последовательность этапов выполнения работ по расчету и конструированию часового механизма

1. Исходя из заданных технических требований на часовую механизм (условия отсчета времени, число оборотов рабочей оси и т. д.), производится разработка принципиальной схемы прибора и ее кинематический расчет (гл. I. § 3). Для этого:

- а) задаются рабочим числом оборотов барабана;
- б) по заданной продолжительности работы часового механизма определяют передаточное отношение кинематической цепи от барабана до центральной оси трибки (или рабочей оси механизма);
- в) определяют общее передаточное отношение от центральной оси до спускового колеса;
- г) определяют число зубчатых пар от барабана до триба спускового колеса.

При определении количества зубчатых пар следует иметь в виду, что передаточное отношение каждой пары не должно превышать 10, причем передаточное отношение каждой пары от барабана до триба спускового колеса должны постепенно возрастать.

Средние значения передаточного отношения одной пары 6÷8,5. Уменьшение передаточного отношения зубчатой пары улучшает условия зацепления и позволяет увеличить диаметры цапф осей трибов.

2. В заданных габаритных размерах производится компоновка часового механизма (в плане и по высоте), добиваясь наиболее целесообразного использования габаритных размеров и стремясь к тому, чтобы детали имели возможно большие размеры, предусматривая, однако, необходимые зазоры для нормального функционирования механизма (гл. I. § 7).

3. Исходя из заданного калибра часов и передаточного отношения первой зубчатой пары, определяют модуль зацепления и размеры барабана (гл. I. § 4). Если проектируются часы с многосуточным заводом или проектируется другой какой-либо механизм, то модуль зубчатой передачи от барабана до трибки спускового колеса определяется на основании компоновочного чертежа, выполненного в большом масштабе, по формуле:

$$m_k = \frac{2l_k}{Z_k + Z_k^{-1}} \quad (212)$$

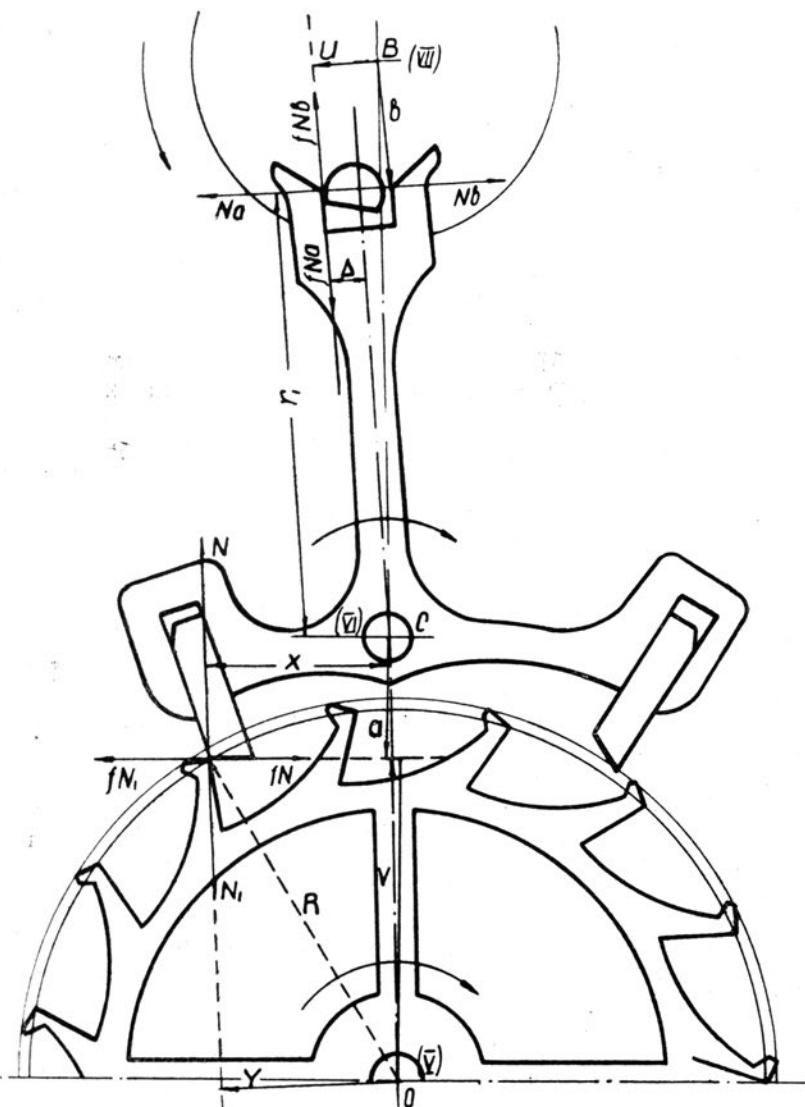
где Z_k и Z_k^{-1} — соответственно число зубьев колеса и триба; k — номер зубчатой пары ($k=1, 2, 3\dots$); l — расстояние между центрами сцепляющейся пары колес.

Расчетные модули округляются до ближайшего стандартного, и производится пересчет диаметров начальных окружностей.

4. Рассчитываются все элементы зубчатой передачи, необходимые для построение профилей зубьев колес и трибов (гл. I. § 8).

5. Исходя из габаритных размеров барабана (гл. I. § 4), производится расчет заводной пружины (гл. I. § 5). Как правило, в часовых механиз-

мах применяется нормальная заводная пружина, дающая при данных размерах барабана наибольший момент и число полезных оборотов барабана. При расчете пружины необходимо иметь в виду, что число оборотов барабана должно быть на $1,5 \div 2,0$ оборота больше, чем это необходимо для обеспечения заданной техническими требованиями продолжи-



Фиг. 45. Схема к определению момента импульса.

тельности хода. Этим предусматривается создание резерва хода, учитываящего неизбежные технологические отклонения от расчетных данных как самой пружины, так и остальных элементов часового механизма.

6. Определяются моменты, приведенные от барабана до оси спускового колеса

$$M_{ck \max} = \frac{M_{pr \cdot \max}}{i_{общ}} \eta_3^\alpha \eta_n^\beta \quad (213)$$

$$M_{ck \min} = \frac{M_{pr \cdot \min}}{i_{общ}} \eta_3^\alpha \eta_n^\beta \quad (214)$$

где η_3 и η_n — коэффициенты, учитывающие потери на трение в зубчатой передаче и подшипниках; $\eta_3 \approx 0,95 \div 0,96$ и $\eta_n = 0,98 \div 0,99$; α и β — число зубчатых пар и подшипников.

M_{pr} определяется исходя из заданной продолжительности хода от одной заводки пружины.

7. Производится построение спуска, при выборе параметров которого руководствуются назначением прибора, его условиями эксплуатации и производства (гл. II. § 4).

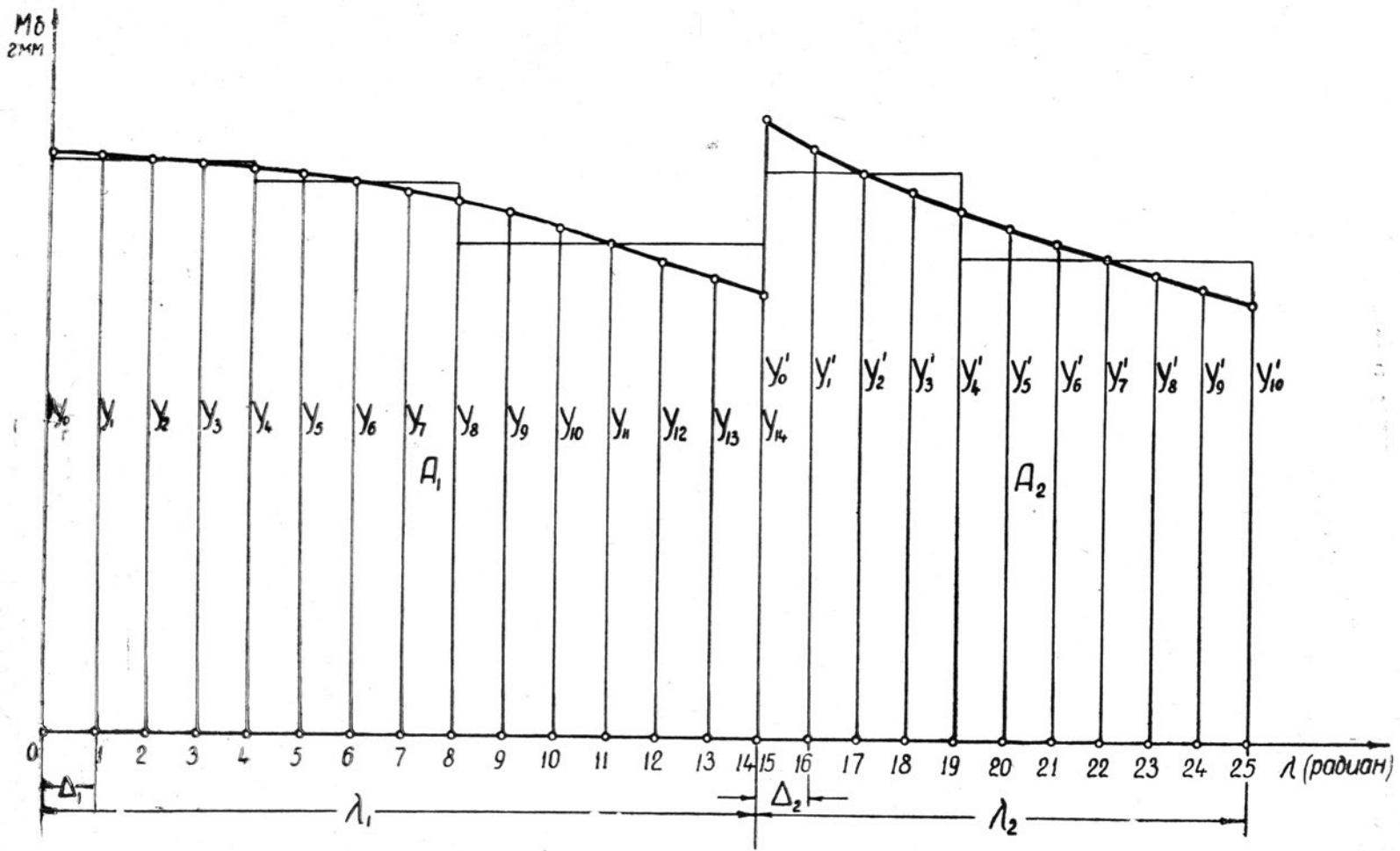
8. Определяются моменты импульса, передаваемого балансу от спускового колеса по уравнению (215), полученному на основании схемы (фиг. 45).

$$M_b = \frac{x - fa}{y + fv} \cdot \frac{b - fu}{r_1} M_{ck} \quad (215)$$

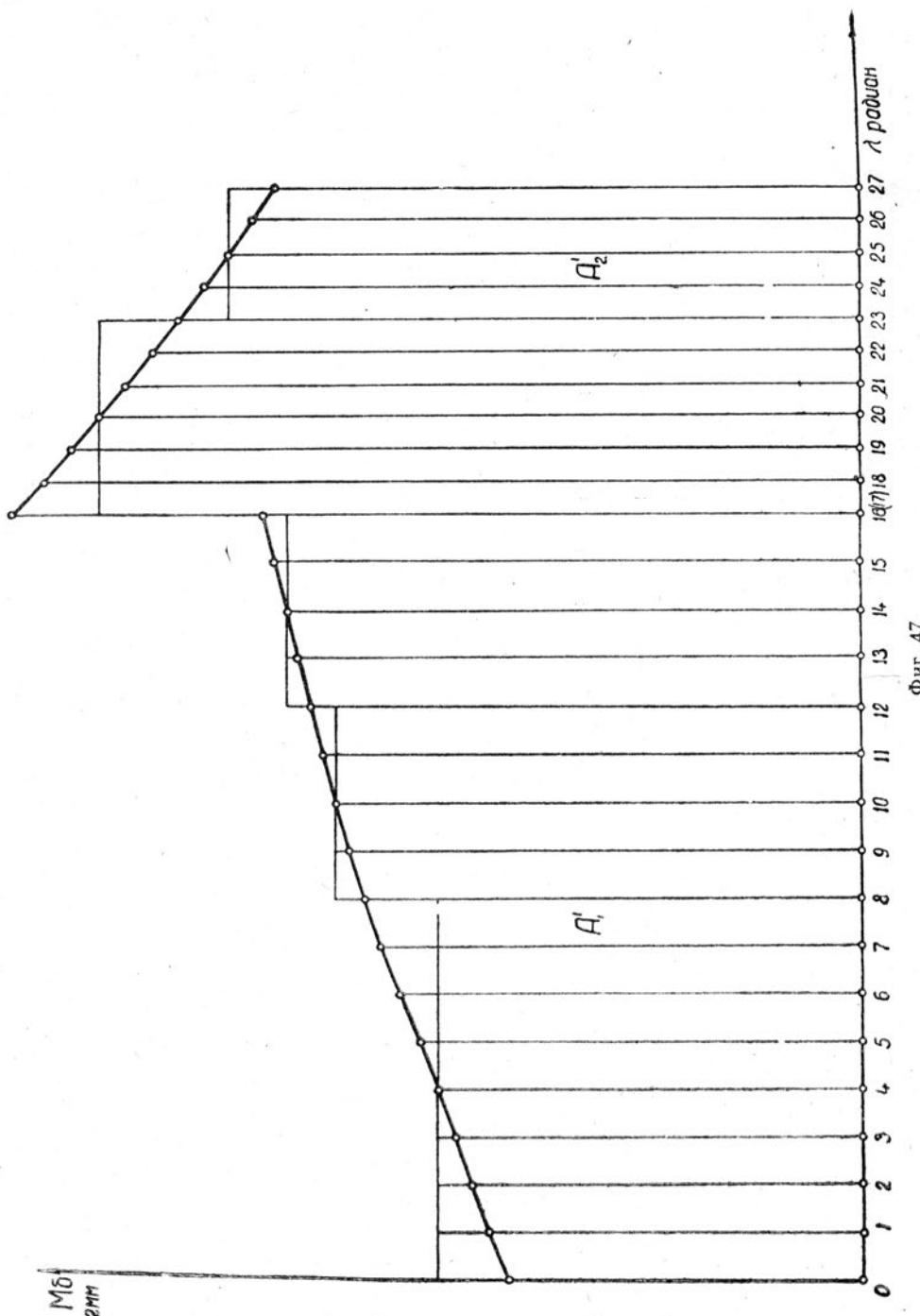
При выводе этого уравнения пренебрегают произведением $fNa\Delta$, вследствие малости этого выражения в сравнении с другими членами уравнения.

В выражении (215) x , y , v , u , b , r_1 — переменные коэффициенты, а коэффициент « a » — постоянный при передаче импульса на палете. При передаче импульса на зубе, v — постоянный коэффициент, а остальные — переменные, зависящие от угла поворота баланса. f — коэффициент трения, значение которого принимается равным 0,15—0,20. Переменные коэффициенты определяются аналитическим или графическим методом. Графический метод при тщательном выполнении чертежа в большом масштабе дает необходимую точность и не требует, в противоположность аналитическому методу, большой затраты времени, почему им обычно и пользуются при расчетах. Существует два метода графического определения переменных коэффициентов: 1) метод взаимных положений зуба и палеты и 2) метод обката. Второй метод проще в выполнении, чем первый, почему он и имеет наибольшее применение.

Производится построение графика зависимости (216) на входной и выходной палетах (фиг. 46 и 47).



Фиг. 46.



Фиг. 47.

$$M_6 f(\varphi) M_{ck} \quad (216)$$

$$\text{где } f(\varphi) = \frac{x - fa}{y + fv} \cdot \frac{b - fu}{r_1}$$

$$\text{и } \lambda = 2\alpha_2 - \alpha \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \alpha_2 \left(2 - \frac{\alpha}{\alpha_1} \right) \quad (217)$$

λ — угол импульса, выраженный в радианах; $\lambda_p = \lambda^0 \frac{\pi}{180^\circ}$

10. Определяется работа импульса, передаваемая балансу на входной и выходной палетах. Работа импульса с учетом масштабов построения, равная площади, ограниченной импульсной кривой с осями координат, может быть определена графически или аналитически по приближенным формулам.

При графическом методе площадь, ограниченную импульсной кривой с осями координат, заменяют приближенно равновеликой ей суммой площадей прямоугольников (фиг. 46 и 47). Чем больше взято прямоугольников, тем точнее будет определена площадь. Работа импульса на входной палете $A_{vh} = A_1 + A_2$ или $A_{vh} = F_1 \alpha \cdot \beta$ (218), где α и β — масштабные коэффициенты и F_1 — площадь, ограниченная импульсной кривой на входной палете с осями координат.

Аналогично для выходной палеты имеем $A_{v. vh} = A_1^1 + A_2^1$ или

$$A_{v. vh} = F_2 \alpha \cdot \beta \quad (219)$$

В случае применения формулы Симпсона делят углы импульса на палете и зубе λ_1 и λ_2 на произвольное число частей n_1 и n_2 , где n_1 и n_2 — четные числа, при этом величины промежутков Δ_1 и Δ_2 определяются, как $\Delta_1 = \frac{\lambda_1}{n_1}$ и $\Delta_2 = \frac{\lambda_2}{n_2}$.

Затем через точки деления 1, 2, 3... проводят прямые, параллельные оси ординат, до пересечения с импульсными кривыми и находят значения ординат $y_0, y_1, y_2 \dots y_n$ и $y_0^1, y_1^1, y_2^1 \dots y_n^1$.

По формуле Симпсона определяют площади, ограниченные импульсными кривыми с осями координат, отдельно при передаче импульса на палете и зубе.

$$F = \frac{\Delta}{3} (y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 \dots + 2y_{n-2} + 4y_{n-1} + y_n) \quad (220)$$

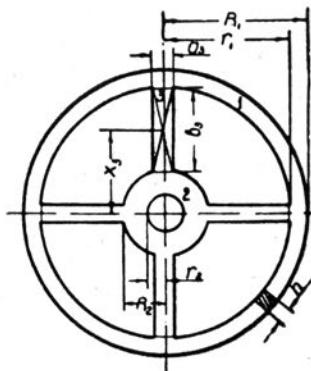
Для входной палеты $F_{vh} = F_1 + F_2$,

$$\text{где } F_1 = \frac{\Delta_1}{3} (y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 \dots 2y_{n_1-2} + 4y_{n_1-1} + y_{n_1}) \quad (221)$$

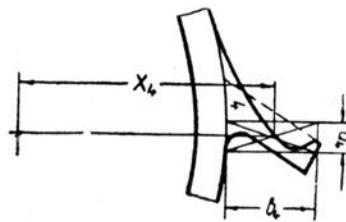
$$F_2 = \frac{\Delta_2}{3} (y_0^1 + 4y_1^1 + 2y_2^1 + 4y_3^1 \dots 2y_{n_2-2}^1 + 4y_{n_2-1}^1 + y_{n_2}^1) \quad (222)$$

$$A_{v. vh} = F_{vh} \alpha \cdot \beta. \quad (223)$$

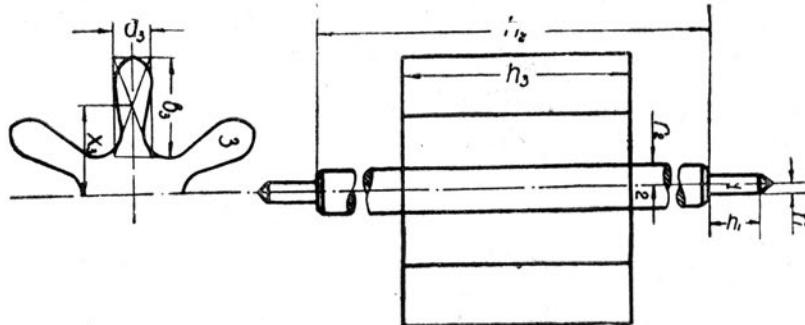
Аналогично определяется работа импульса на выходной палете
 $A_{\text{вых}} = F_{\text{вых}} \cdot \alpha \cdot \beta$ (224) где $F_{\text{вых}} = F_1^1 + F_2^1$



Фиг. 48



Фиг. 49



Фиг. 50.

11. По номинальным размерам определяются моменты инерции деталей спускового механизма. Порядок расчета представлен в таблице № 5, где размеры даны в миллиметрах, удельный вес γ [г/мм³], ускорение силы тяжести g [мм/сек²].

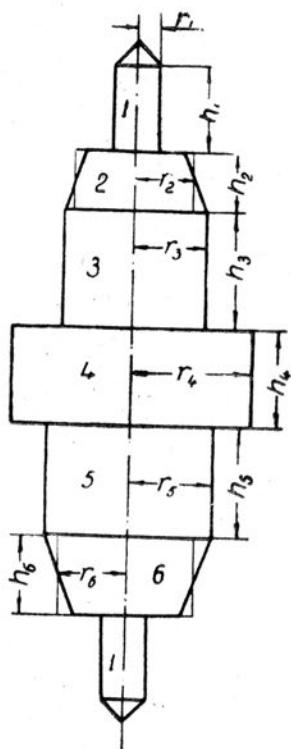
Таблица 5

Значение моментов инерции деталей спускового механизма

№ п/п	Наименование детали	Эскиз	Расчетная формула
1.	Спусковое колесо а) обод колеса		$I_1 = \frac{\pi h \gamma}{2g} (R_1^4 - r_1^4)$
	б) ступица колеса	фиг. 48	$I_2 = \frac{\pi h \gamma}{2g} (R_2^4 - r_2^4)$

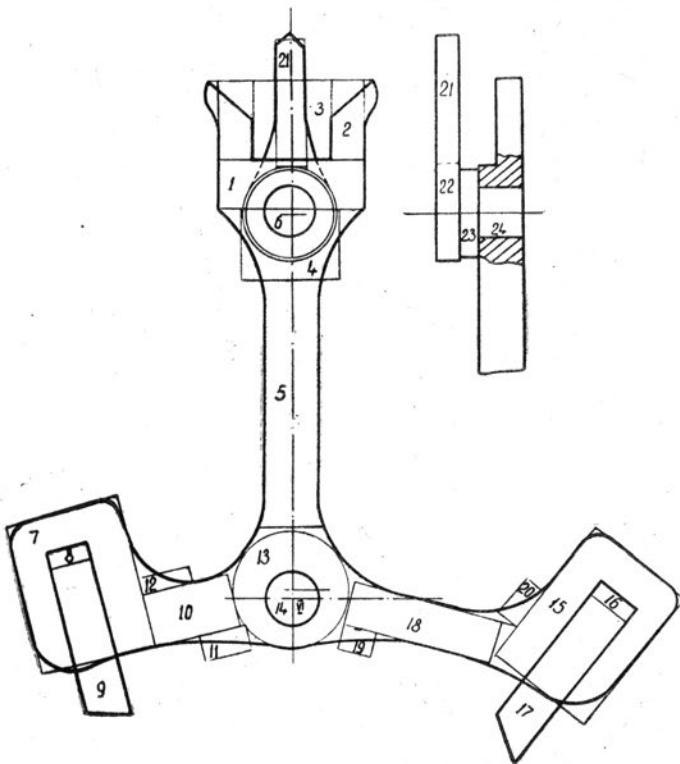
№	Наименование детали	Эскиз	Расчетная формула
	в) спица колеса г) зуб колеса		$I_3 = 4 \frac{a_3 b_3 h \gamma}{g} \left(\frac{a_3^2 + b_3^2}{12} + x_3^2 \right)$ $I_4 = 15 \frac{a_4 b_4 h \gamma}{g} \left(\frac{a_4^2 + b_4^2}{12} + x_4^2 \right)$ $I_{ck} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4$
2.	Триб спускового колеса а) цапфы б) стержень триба в) зубья	фиг. 50	$2I_1 = \frac{2\pi r_1^4 h_1 \gamma}{2g}$ $I_2 = \frac{\pi r_2^4 h_2 \gamma}{2g}$ $n \cdot I_3 = \frac{n a_3 \cdot b_3 h_3 \gamma}{g} \left(\frac{a_3^2 + b_3^2}{4} + x_3^2 \right)$ где n — число зубьев триба $I_{ct} = 2I_1 + I_2 + nI_3$
3.	Ось вилки	фиг. 51	$2I_1 = \frac{2\pi r_1^4 h \gamma}{2g}$ $I_2 = \frac{\pi r_2^4 h_2 \gamma}{2g}$ $I_3 = \frac{\pi r_3^4 h_3 \gamma}{2g}$ $I_4 = \frac{\pi r_4^4 h_4 \gamma}{2g}$ $I_5 = \frac{\pi r_5^4 h_5 \gamma}{2g}$ $I_6 = \frac{\pi r_6^4 h_6 \gamma}{2g}$ $I_0 = 2I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6$

№ п/н	Наименование детали	Эскиз	Расчетная формула
4.	Вилка анкерная	фиг. 52	<p>Общая формула для всех фитур</p> $I = \frac{ab\gamma}{g} \left(\frac{a^2 + b^2}{12} + x^2 \right),$ <p>где a и b — стороны прямоугольников h — толщина вилки x — расстояние от оси вращения вилки до центр тяжести фигуры</p> $I_B = I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_n = \sum_{i=1}^{i=n} i$



Фиг. 51. Ось вилки.

12. Исходя из того, что при установившемся режиме работы в часовом механизме энергия импульса равна энергии рассеяния в регуляторе, составляем два уравнения работ для двух состояний механизма, соответствующих максимальному и минимальному значению работы импульса.



Фиг. 52. Вилка..

При этом исходим из условия, что энергия в регуляторе расходуется только на удар и трение. Уравнение работ за полный период колебания будет иметь вид $A_1 = A_{1u} + A_{1t}$ (225) и $A_2 = A_{2u} + A_{2t}$ (226), где величины с индексом один обозначают суммарную работу импульса (A_{1u}), работу удара (A_{1t}) и работу трения (A_{1t}) при максимальном, а с индексом два — те же величины при минимальном значении момента на оси спускового колеса.

Выражения (225) и (226) можем переписать, как

$$A_{1u} = I_b (\omega_1^2 \cdot \theta_0 - \omega_1^2 \cdot \theta_f) + 4M_1 T \cdot \Phi_1 \quad (227)$$

$$\text{и } A_{2u} = I_b (\omega_2^2 \cdot \theta_0 - \omega_2^2 \cdot \theta_f) + 4M_2 T \cdot \Phi_2 \quad (228)$$

егд $\omega_{1б}$ и $\omega_{2б}$ — угловые скорости баланса до удара; $\omega_{1б}$ и $\omega_{2б}$ — угловые скорости баланса после второго удара импульсного штифта о стенку паза вилки; Φ_1 и Φ_2 — максимальная и минимальная амплитуда колебания баланса; M_t — момент трения, учитывающий все виды сопротивлений.

Угловая скорость баланса после третьего удара может быть выражена через угловую скорость до удара

$$\omega_{1б} = C \omega_{1б} \text{ и } \omega_{2б} = C \omega_{2б}$$

На основании уравнения (190 а) $\rho_1 = K_1 \Phi_1$ и $\rho_2 = K_1 \Phi_2$

Из формулы периода колебания $T = 2\pi \sqrt{\frac{I_b}{K}}$ имеем $K = \frac{4\pi^2 I_b}{T^2}$

Тогда выражения (227) и (228) можно переписать в виде:

$$A_{1и} = I_b \omega_{1б}^2 (1 - C^2) + \frac{16\pi^2}{T^2} k_1 I_b \Phi_1^2 \quad (229)$$

$$A_{2и} = I_b \omega_{2б}^2 (1 - C^2) + \frac{16\pi^2}{T^2} k_1 I_b \Phi_2^2 \quad (230)$$

Задаемся значением коэффициента C , величина которого характеризует потерю угловой скорости баланса в процессе освобождения спускового колеса.

Чем больше этот коэффициент, тем больше момент инерции баланса, тем меньше потери инерции баланса на удар и меньше влияние механизма спуска на изохронизм колебаний. Для часовых механизмов с периодами колебания $T=0,4$ сек. величина C колеблется в узких пределах и обычно составляет $C=0,995 \div 0,999$, при этом для механизмов больших габаритных размеров принимают большее значение C .

Зная коэффициент C можно определить коэффициент m , зависящий, при выбранных параметрах спуска, от момента инерции баланса.

$$C = \frac{(1+k)^2}{(1+m)^2} \left[1 + \frac{(1+k)m}{1+n} - km \right] - \frac{2k(k+1)}{1+m} + k^2 \quad (231)$$

Полагая $1+k=a$ и $1+n=b$, это уравнение можно привести к виду $m^2 + pm + q = 0$ (232), решая которое, находим, что

$$m = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 - q} \quad (233)$$

Так как величина m должна быть положительной, то перед радикалом учитываем только знак плюс.

$$\text{Тогда } m = \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 - q} - \frac{p}{2} \quad (234)$$

В этом выражении коэффициенты p и q соответственно равны

$$p = \frac{2(k+c) - (1+k)^2}{c-k^2} \cdot \frac{(1+n-k)}{1+n} \quad \text{и} \quad q = 1 - \frac{(1+k)^3}{c-k^2},$$

$$\text{где } k=0,5 \div 0,6 \text{ и } n = \frac{I_{ck}}{I_a} \cdot \frac{r_a^1}{R} \operatorname{tg}^2 \tau \quad (235)$$

Задаваясь значением «к» и определив p , находим «р» и q , а затем по уравнению (234) и значение m . Из выражения

$$m = \frac{I_a}{I_6} \cdot \frac{r_6^2}{r_a^2} \operatorname{Cos}^2(\alpha_1 + \alpha_2) \quad (236)$$

определяем момент инерции баланса

$$I_6 = \frac{I_a r_6^2}{m r_a^2} \operatorname{Cos}^2(\alpha_1 + \alpha_2) \quad (237)$$

Подставив значение C и I_6 в уравнение (229) и (230) определим амплитуды Φ_1 и Φ_2 , которые должны лежать в пределах $\Phi_1 = 300^\circ \div 270^\circ$ и $\Phi_2 = 220^\circ \div 200^\circ$. При этом расчете принимаем коэффициент $k_1 = 0,002 \div 0,005$, причем нижний предел для крупногабаритных часов и приборов, а верхний для малогабаритных наручных часов.

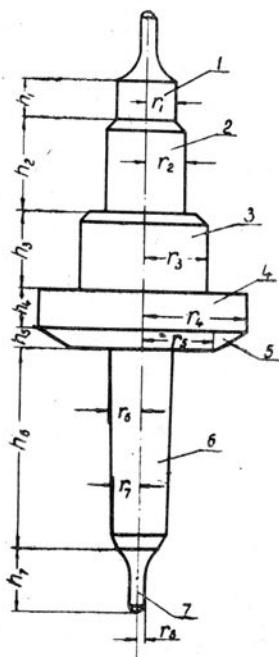
С целью повышения точности хода целесообразно идти по линии сужения диапазона изменения амплитуд, что можно сделать, уменьшая перепад моментов на оси спускового колеса. Это осуществляется соответствующим изменением параметров пружинного двигателя или передаточного отношения от барабана до спускового колеса. Часы с многосуюточной продолжительностью работы дают бльшую точность в сравнении с часами с односуюточной продолжительностью хода при условии, если в тех и других часах имеются одинаковые спусковые регуляторы. При расчете часовых механизмов с малыми периодами колебания баланса, задаются

отношением $a = \frac{I_a}{I_6}$ (238), где значения этого коэффициента принимают

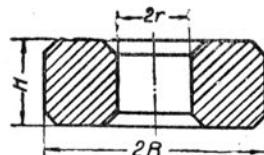
в пределах $a = 0,05 \div 0,150$, причем с уменьшением периода, значение «а» следует принимать большим. Зная коэффициент «а», можно найти значение m , а затем и C . Таким образом, в уравнениях работ (229 и 230) неизвестными являются амплитуды колебания Φ_1 и Φ_2 , которые определяются при решении этих уравнений.

Необходимо стремиться к тому, чтобы коэффициент C имел максимальное значение, так как при этом увеличивается амплитуда колебания (при неизменном I_6) и уменьшается неизохронность от воздействия спуска. Это возможно осуществить, уменьшая моменты инерции спускового колеса и вилки, обеспечивая при этом необходимую прочность деталей и условия их производства.

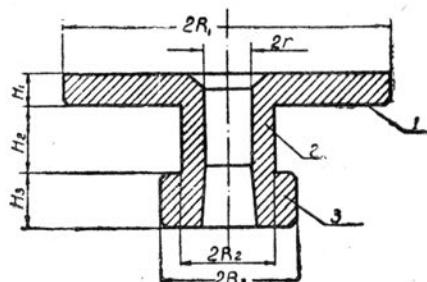
13. Зная момент инерции баланса, определяем его размеры. Вначале по конструктивным размерам подсчитываем моменты инерции мелких деталей (оси баланса, колодки, двойного ролика и др.). Расчеты сводим в таблицу № 6.



Фиг. 53. Ось баланса.



Фиг. 54. Колодка спирали.



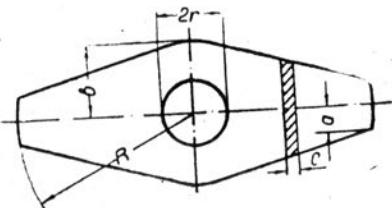
Фиг. 55. Двойной ролик баланса.

Таблица № 6

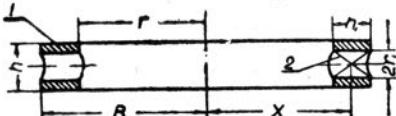
Значений моментов инерции деталей узла баланса:

№ п/п	Наименование детали	Эскиз	Расчетная формула
1.	Ось баланса	фиг. 53	$I_0 = \frac{\pi \gamma}{2g} \left[r_1^4 h_1 + r_2^4 h_2 + r_3^4 h_3 + r_4^4 h_4 + \left(\frac{r_5 + r_4}{2} \right)^4 h_5 + \left(\frac{r_6 + r_7}{2} \right)^4 h_6 + r_7^4 h_7 \right]$
2.	Колодка спирали	фиг. 54	$I_k = \frac{\pi H \gamma}{2g} (R^4 - r^4)$

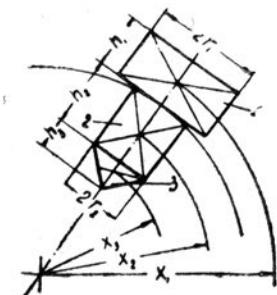
№	Наименование детали	Эскиз	Расчетная формула
3.	Двойной ролик баланса	фиг. 55	$I_p = \frac{\pi \gamma}{2g} [H_1(R_1^4 - r^4) + H_2(R_2^4 - r^4) + H_3(R_3^4 - r^4)]$
4.	Перекладина баланса	фиг. 56	$I_n = \frac{\pi c \gamma}{2g} \left[\frac{4}{\pi} R^3 \left(\frac{b}{6} + \frac{a}{2} \right) - r^4 \right]$
5.	Обод баланса	фиг. 57	$I_{0\delta} = \frac{\pi \gamma}{2g} \left[h(R^4 - r^4) - 2\pi n r_1^2 h_1 \left(\frac{h_1^2}{12} + \frac{r_1^2}{4} + x^2 \right) \right]$ n — число винтов (четное)
6.	Винт баланса (ножка винта)	фиг. 58	$I_h = \frac{\pi \gamma}{g} \left[r_2^2 h_2 \left(\frac{h_2^2}{12} + \frac{r_2^2}{4} + x_2^2 \right) + r_2^2 h_3 \left(\frac{r_2^2}{20} + \frac{x_3^2}{3} + \frac{x_3^2 h_3}{2} + \frac{h_3^2}{5} \right) \right]$



Фиг. 56. Перекладина баланса.



Фиг. 57. Обод баланса.



Фиг. 58. Винт баланса.

Если принять $h_1 = 2r_1 = h$, где эти буквенные обозначения соответственно выражают высоту головки винта, диаметр его головки и высоту обода баланса, то внешний диаметр его определяется как (фиг. 57) $2R = D - 2h$, где D — диаметр баланса с винтами, значение которого находится из эмпирической формулы (3) или из условий компоновки (§ 7). Внутренний диаметр обода $2r = 2(R - e)$, где $e \approx 0,08 R$ (для баланса с винтами).

Для баланса без винтов «е» целесообразно увеличивать, так как при заданном значении момента инерции уменьшается вес баланса, а следовательно, и давление на подшипники, что благоприятно в смысле уменьшения трения. Подсчитав моменты инерции всех деталей и их частей (таблица 6), можно написать $\Sigma I = I_0 + I_k + I_p + I_n + I_{06} + n I_h$

Разность $I_0 - \Sigma I = nI_r$ составляет момент инерции головок винтов.

$$\text{Из формулы } I_r = \frac{\pi r_1^2 h_1 \gamma}{g} \left(\frac{h_1^2}{12} + \frac{r_1^2}{4} + x_1^2 \right) \text{ определяем } r_1.$$

Если $2r_1$ окажется больше h , то следует несколько увеличить R или число винтов и пересчитать размер r_1 . При расчете часовых механизмов с периодом $T=0,4$ сек. моментом инерции спирали можно пренебречь, так как в этом случае $I_{\text{сп}} \approx 0,02 I_6$. При малых периодах колебания момент инерции спирали, который определяется по формуле (157), необходимо учитывать, предварительно рассчитав, размеры, спирали (§ 2).

§ 2. Расчет спирали баланса

По заданному значению периода колебания T и расчетному значению момента инерции баланса I_6 , из формулы (239) определяем момент спирали K при закручивании ее на угол, равный одному радиану

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_6}{K}} \quad (239) \quad K = \frac{4\pi^2 I_6}{T^2} \quad (240).$$

Значение K связано с параметрами спирали следующим соотношением

$$K = \frac{E b h^3}{12L} \quad (241), \text{ где: } E \text{ — модуль упругости материала спирали,}$$

значения которого $E = (17 \div 18,5) \cdot 10^6 \text{ г/мм}^2$ — для сплава Н35ХМВ и $E = (20 \div 21) \cdot 10^6 \text{ г/мм}^2$ — для стали; b , h , L — соответственно ширина, толщина и длина спирали.

$$\text{Из (241) имеем } L = \frac{E b h^3}{12 K} \quad (242)$$

$$\text{С другой стороны } L = \frac{a(\Theta_2^2 - \Theta_1^2)}{2} \quad (243), \text{ где } a \Theta_2 = r_2 \text{ и}$$

$$a \Theta_1 = r_1. \text{ Следовательно, } L = \frac{a^2 (\Theta_2^2 - \Theta_1^2)}{2a} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2a} \quad (244)$$

Приравнивая правые части (242) и (244), получим

$$\frac{Eb h^3}{12 K} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2a} \quad (245), \text{ где } a = \frac{t}{2\pi} = \frac{k_1 h}{2\pi} \quad (k_1 = 3 \div 4)$$

и $b = K_2 h$ ($K_2 \approx 4 \div 6$) (245 а).

$$\text{Тогда } \frac{EK_2 h^4}{12 K} = \frac{(r_2^2 - r_1^2) 2\pi}{K_1 h} \quad (246)$$

В этом выражении r_1 определяется в зависимости от радиуса колодки, принимаемого из конструктивных соображений, а $r_2 \approx (0,7 \div 0,8) R_6$, где R_6 — внешний радиус баланса с винтами или $r_2 = l - \frac{d}{2}$, где l — расстояние от оси вращения баланса до центра колонки, d — диаметр колонки спирали.

Определив h из (246), находим остальные размеры спирали, руководствуясь выбранными соотношениями.

Так как $\Theta_2 = \frac{r_2}{a}$ (247) и $\Theta_1 = \frac{r_1}{a}$ (248), то $n = \frac{r_2 - r_1}{a}$.

Подставив значение « a » из (245 а), получим $n = \frac{2\pi(r_2 - r_1)}{K_1 h}$ (249)

Глава V. Соединения деталей.

§ 1. Характерные особенности соединений, применяемых в часовых механизмах

Малые габаритные размеры часовых механизмов в ряде случаев вызывают необходимость искать такие конструктивные решения формы деталей и их способов соединения, каких нет в машиностроении и в других отраслях приборостроения. Это, в первую очередь, относится к способам соединений деталей, требующих обеспечить надежность соединения с минимальным количеством крепежных деталей и быструю сборку и разборку механизма. Для удобства сборки и сокращения ее трудоемкости детали соединяются в узлы с применением неподвижных посадок; завальцовкой, припоем, склеиванием и другими способами, обеспечивающими неизменное положение деталей относительно друг друга, как при сборке, так и в процессе работы механизма.

Ввиду малых габаритных размеров по высоте, отношение длины отверстия к посадочному диаметру $\frac{l}{d} < 1$ и в среднем составляет 0,2—0,5, в то время, как в машиностроении это отношение обычно не менее двух. Вследствие этого для получения необходимой прочности в неподвижных соединениях применяются увеличенные натяги.

В ряде случаев для увеличения надежности соединения, исключающей возможность проворачивания деталей на валу при передаче значительных крутящих моментов, соединение производится по накатанной (рифленой) поверхности вала или посадкой на зубья (соединение колес с трибами).

Весьма распространенной, как в неподвижных, так и в подвижных соединениях, является посадка детали на конический вал или ось с малой конусностью. При неподвижных посадках достигается надежность соединения при незначительном усилии запрессовки, чем исключается или уменьшается вероятность деформации деталей. В подвижных соединениях достигается большая центричность деталей и в некоторых случаях возможность регулировать зазор.

В разъемных соединениях, предназначенных для передачи вращательного движения, применяется соединение на квадрате (барабанное колесо — вал барабана, заводной ключ — кулачковая муфта и др.).

Во всех механических приборах, снабженных шкалами и стрелками, предназначенными для измерения текущего времени, а также в приборах для измерения малых промежутков времени (секундомеры, хроноскопы) имеется фрикционное соединение, позволяющее осуществлять перевод стрелок и установку их в соответствии с точным временем, или возвращать стрелки в нулевое (исходное) положение.

Из условий требований надежности работы и точности показаний необходимо обеспечить неизменным взаимоположение деталей в процессе неоднократных сборок и разборок механизма. Это достигается соединением деталей с помощью фиксирующих (направляющих) колонок и штифтов, отверстия под которые обрабатываются калибровочным штампом, обеспечивающим высокую точность и высокое качество поверхности, с выдерживанием расстояний между центрами отверстий.

§ 2. Классификация и назначение

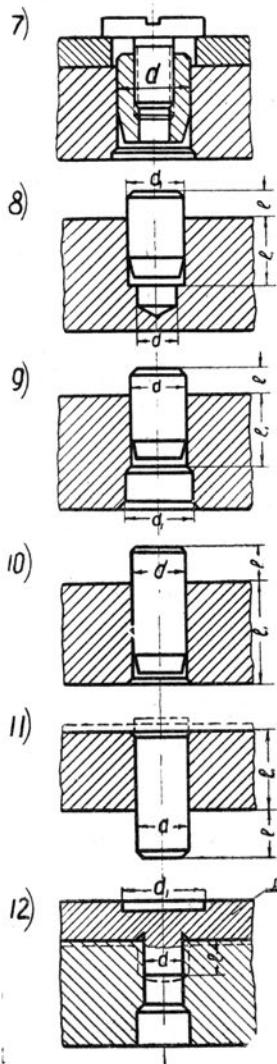
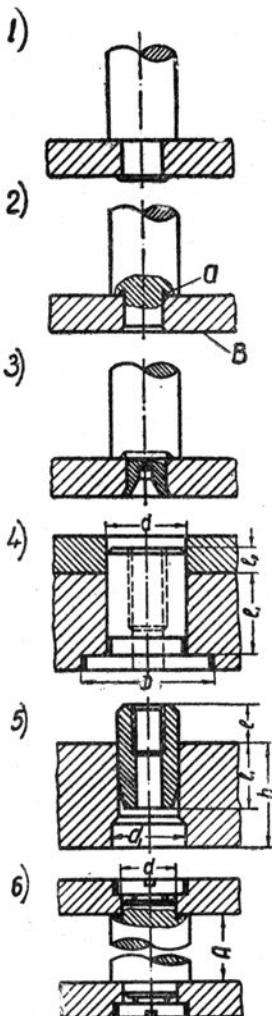
Все соединения деталей часовых механизмов в зависимости от их назначения и конструктивного выполнения можно разбить на две группы:

Неразъемные соединения. Соединения двух или более деталей, разъем которых сопряжен с нарушением формы одной из деталей или для разъединения которых требуется значительное усилие, принято считать неразъемным. Применение неразъемных соединений определяется следующими соображениями:

- 1) уменьшением номенклатуры и количества деталей в изделии,
- 2) упрощением технологии изготовления и уменьшением стоимости,
- 3) сокращением количества сборочных операций и уменьшением стоимости сборки,
- 4) уменьшением габаритных размеров узла или изделия в целом,
- 5) прочностью соединения.

Разъемные соединения. Соединения двух или более деталей, при разъёме которых не происходит повреждение деталей, принято считать разъемным. Применение разъемных соединений производится из следующих соображений:

- 1) удобства сборки и ремонта,
- 2) облегчения технологии изготовления,



Фиг. 58 а. Соединения с применением направляющих колонок и штифтов.

3) точности соединения (колонки механизма хронометра, соединение баланса с осью в хронометре и др.).

Все соединения деталей должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- 1) прочности соединения,
- 2) надежности работы и отсутствию разрегулировки,
- 3) точности взаимного расположения при повторных сборках.

Все детали механизма должны иметь достаточную прочность, которая определяется назначением прибора и условиями его эксплуатации с учетом действующих усилий, как в самом механизме, так и извне (вибрация, тряска, удары и т. д.).

Кроме того, все детали не должны менять взаимного расположения, нарушающего их нормальное функционирование.

В условиях длительной эксплуатации или при поломке, необходимо произвести замену пришедшей в негодность детали, что сопряжено с частичной или полной разборкой механизма и последующей сборкой. При этом требуется сохранить первоначальное расположение деталей, которое для часового механизма имеет исключительно важное значение.

§ 3. Неразъемные соединения

Так же, как и в других отраслях приборостроения, в часовых механизмах применяются способы соединения деталей, осуществляемые с помощью пайки. В основном это относится к деталям корпусов приборов и часов: пайки шейки и ушков ножек циферблата и др. Применяются такие способы соединения, как склеивание деталей (стекло, палеты, эллипс и др.) заформовка арматуры в пластмассовых изделиях, получаемых методом прессования (втулки, штифты, колонки и др.), завальцовка (подшипники из минерала, стекла, детали корпусов и др.). Наиболее распространеными из неразъемных соединений в часовых механизмах являются способы соединений, осуществляемые путем запрессовки и расклепывания.

а. Соединения с применением направляющих колонок и штифтов

Наиболее характерные случаи соединений деталей указанными способами представлены в таблице 7.

Таблица 7
Соединения с применением направляющих колонок и штифтов

№№ п/п	Вид соединения	Характеристика соединения	Примеры применения
1.	Фиг. 58 а	1) Запрессовка колонки с последующим расклепыванием.	В часах и приборах малой точности.

№ п/п	Вид соединения	Характеристика соединения	Примеры применения
2.		2) Запрессовка колонки с последующим расклепыванием. Плоскость В затем шлифуется. Кольцевая выточка «а» предусматривается для плотного прилегания торца колонки к платине с целью выдерживания расстояния между платинами.	В часах и приборах средней точности.
3.		3) Запрессовка колонки с малым натягом с последующим расклепыванием коническим пятигранным пулансоном и зачисткой нижней плоскости. Необходимо предварительное сверление отверстия в колонке. Соединение обеспечивает надежное соединение при малом усилии запрессовки, исключающем деформацию платины.	В часах и приборах средней точности, работающих в условиях вибрации.
4.		4) Тугая или прессовая посадка на длине l_1 и скользящая по длине l_2 . Соединения в системе вала. Отверстие под колонку калибруется. Буртик с диаметром D уменьшает возможность перекоса колонки при запрессовке.	В часах средней точности малых габаритных размеров, при незначительной высоте мостов.
5.		5) Прессовая посадка на длине l_1 . Конусная часть колонки служит для направления при запрессовке. В случае значительной толщины h с нижней стороны ее до калибровки отверстия d предусматривается расверливание отверстия диаметром d_1 при этом принимается ориентировочно $l_1 \approx d$.	То же.
6.		6) Скользящая посадка по диаметру d . Закрепление колонок винтами с двух сторон. Расстояние между платинами «А» определяется точностью изготовления колонки.	Особо точные механизмы и приборы, где с целью избежания деформации соединяемых деталей (платина и колонка) и изменения размера «А» расклепывание не допускается.
7.	фиг. 58 6	7) Прессовая посадка по диаметру d .	Применяется только для крепления. При износе резьбы во втулке производится ее замена другой, что сохраняет дорогостоящую деталь (платину) и упрощает условия ремонта.

№№ п/п	Вид соединения	Характеристика соединения	Примеры применения
8.		<p>8) Запрессовка штифта в глухое отверстие, обработанное на длине l_1 калибровочным штампом</p> $d = 2,82 \delta_p + d_1,$ <p>где δ_p — возможное отклонение центра отверстия в прямоугольных координатах $l_1 \approx (1,0 \div 1,5)d$.</p>	Направляющие штифты мостов, пружин, рычагов и др. Применяется при значительной толщине детали h или когда сквозное отверстие не допускается.
9.		<p>9) Запрессовка штифтов в сквозное калиброванное отверстие на длине l_1. При малом диаметре d перед калибровкой отверстие расверливается по диаметру d_1, чем уменьшается длина калибруемой части и увеличивается стойкость штампа.</p>	Направляющие штифты платин и мостов. При малой толщине мостов штифты запрессовываются в платину.
10.		<p>10) Запрессовка штифта в сквозное калиброванное отверстие $d \approx l$.</p>	Направляющие штифты при малой толщине соединяемых деталей.
11.		<p>11) То же, с последующим шлифованием верхней плоскости.</p>	Когда не допускается следов соединений штифта с другой деталью (видимые поверхности мостов, пружин, рычагов и др.).
12.		<p>12) Соединение с помощью направляющих штифтов, получаемых методом объемной штамповки, после которой производится обработка штифта по диаметру d и проточка нижней плоскости (дет. 1).</p>	В малогабаритных частях при незначительной длине штифта и толщине детали.

2. Соединения колес с трибами и осями

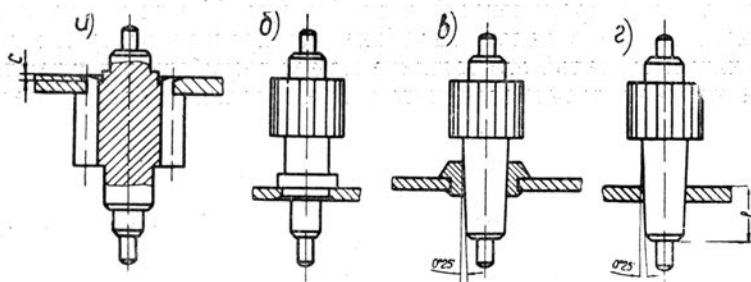
Наиболее распространенные способы соединений колес, а также и других плоских деталей с трибами и осями показаны на прилагаемых схемах (фиг. 59). Колесо запрессовывается на уступ триба (фиг. 59 а) с неполными (резанными по вершине) зубьями, которые врезаются в колесо. Это обеспечивает большую надежность соединения и передачу значительных врачающихся моментов.

Для того, чтобы исключить возможность перемещения колеса вдоль оси триба, уступ его, имеющий в верхней части коническую расточку, слегка расклепывается (расчеканивается) на величину С равную приблизительно $0,02 \div 0,03$ мм.

Указанный вид соединения применяется для дополнительных зубчатых передач, расположенных между барабаном и центральной осью, где вра-

щающие моменты значительны. Недостатком этого вида соединения является возможность увеличенного радиального биения колеса вследствие эксцентричной посадки колеса на зубья триба, что может произойти из-за недостаточно точного направления при запрессовке.

Иногда, в зависимости от пространственной компоновки механизма, колесо и триб должны располагаться на противоположных концах оси (фиг. 59 б). В этом случае ось триба снабжается уступом, на который запрессовывается колесо, с последующим его расклепыванием (расчеканкой). Такой же способ соединения с осью производится и в том случае, когда триб отсутствует (хронографные колеса часов с секундомером, двухстрелочных секундомеров и др.). Для уменьшения радиального биения колеса посадку его производят на коническую часть оси триба с малой конусностью (фиг. 59 в).



Фиг. 59. Соединение колес с трибами и осями.

Вследствие малой конусности оси, при незначительном усилии запрессовки получается достаточно прочное соединение. Промежуточная втулка служит для уменьшения перекоса колеса на оси, уменьшения торцевого (плоскостного биения) и увеличения прочности соединения. Недостатком этого соединения в сравнении с предыдущими является более сложная технология изготовления, так как для получения концентричности, после запрессовки втулки в колесо, отверстие в ней должно обрабатываться на базе внешнего диаметра колеса после фрезерования зубьев.

Этот вид соединения применяется в передачах от центральной оси до спускового колеса.

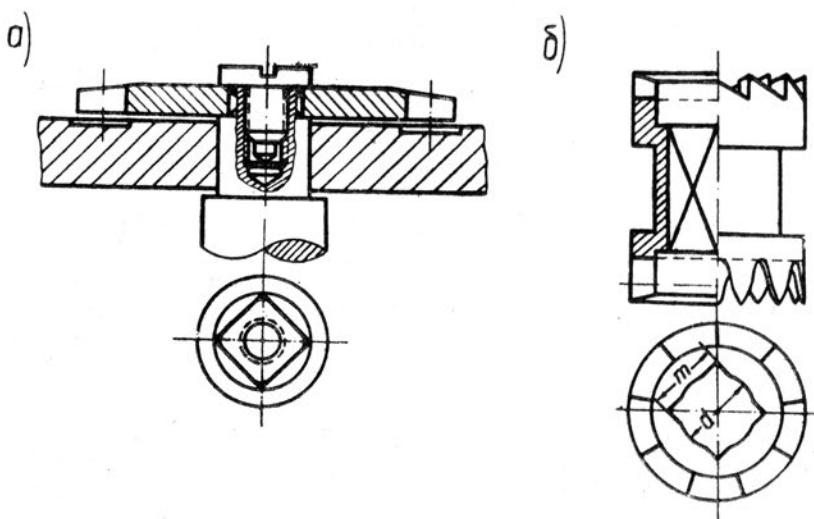
При передаче весьма малых врачающихся моментов, где необходимо иметь малое радиальное биение колеса, применяется непосредственная посадка колеса на коническую часть оси (фиг. 59 г). Таким же способом соединяются с осью и другие детали, к которым предъявляются жесткие требования относительно величины допустимого радиального биения, порядка 0,01—0,02 мм (двойной ролик баланса, баланс и др.), или где требуется осуществить прочность соединения при малом осевом усилии. Во всех случаях соединения колеса с трибом или осью отверстие должно быть

предварительно обработано калибровочным штампом, резцом или разверткой на базе внешнего диаметра колеса. При весьма малом допустимом радиальном биении (0,005—0,01 мм) нарезка зубьев колеса производится в узле.

§ 4. Разъемные соединения

а. Соединения на квадрате

Для разъемных соединений в условиях малых габаритных размеров, когда затруднительно применение дополнительных крепежных деталей и в то же время необходимо исключить возможность смещения одной детали относительно другой, применяется соединение на квадрате. Характерными примерами такого соединения могут служить спаривание барабанного колеса с валом барабана, заводного ключа с кулачковой муфтой, улитки с валом (в хронометрах) и др. На фиг. 60 а показано соединение барабанного колеса с валом барабана. Квадратное отверстие в колесе, при сравнительно малой его толщине может вырубаться в штампе, грани квадрата на валу получаются путем фрезерования. Колесо соединяется

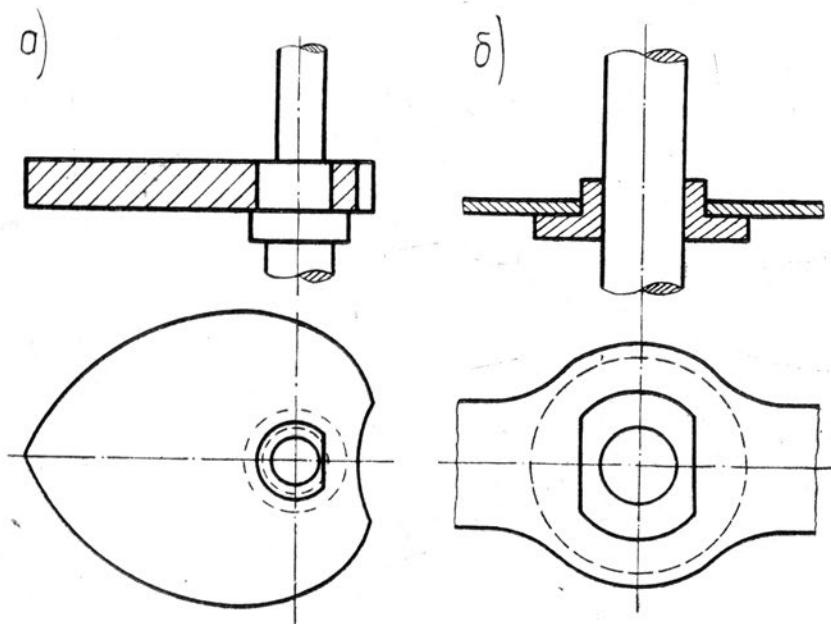


Фиг. 60. Соединение на квадратной части вала: а) барабанного колеса,
б) кулачковой муфты

с валом по ходовой или широкходовой посадке и сверху закрепляется винтом. Отверстие в кулачковой муфте под ключ (фиг. 60 б) вначале обрабатывается сверлом, диаметр которого определяется из условия $d=km$, где $k \approx 1,05-1,10$, а затем стороны квадрата образуются протяжкой, которая снимает металл только в углах.

б. Соединение на лыске

Для соединения тонких и плоских деталей с валом или осью применяются и другие виды соединений. На фиг. 61 а показано соединение на лыске кулачка двухстrelочного секундомера с осью. Отверстие в кулачке вырубается, а затем калибуется. На фиг. 61 б дана конструкция крепления тонкой пластинки на втулке, запрессованной на валу. Втулка имеет две параллельные грани, которые препятствуют повороту пластины относительно вала.



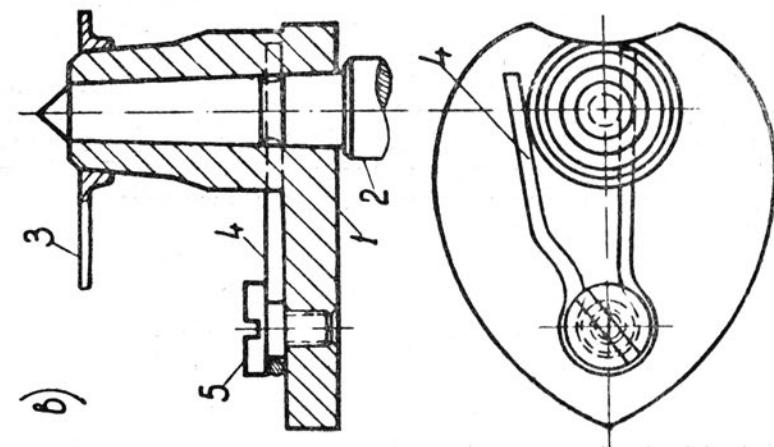
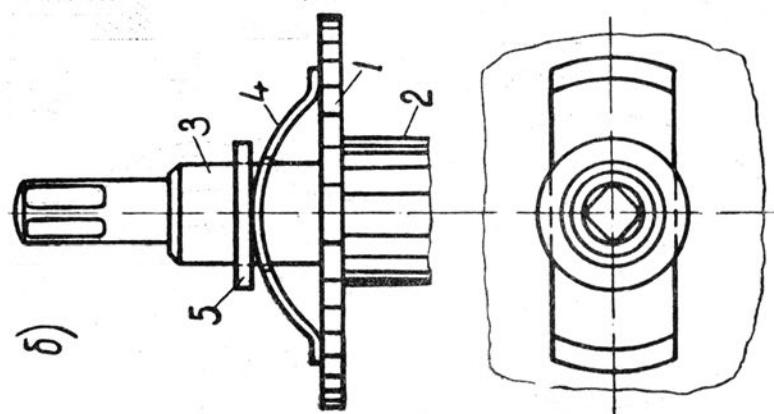
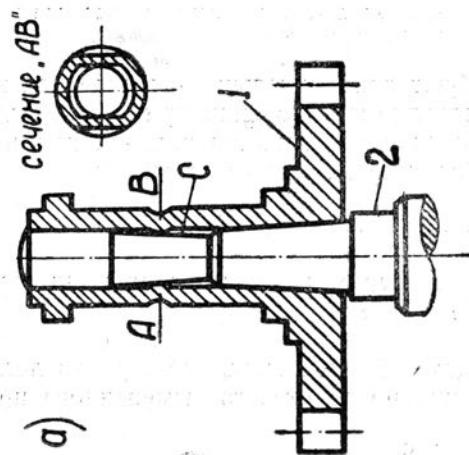
Фиг. 61. Соединения на лыске: а) кулачка двухстrelочного секундомера и
б) фрикционной пружины.

Указанные соединения не требуют дополнительных деталей для крепления, а технологически легко выполнимы, особенно при значительных посадочных размерах деталей. Посадка применяется ходовая или широкходовая, в зависимости от требований к точности соединения.

в. Фрикционные соединения

Во всех механических часах, служащих для отсчета времени, применяется фрикционное соединение, конструкция которого зависит от габаритных размеров механизма и его назначения. Фрикционные соединения применяются также в секундомерах и хроноскопах, где стрелки должны возвращаться в исходное положение после отсчета измеренного проме-

Фиг. 62. Примеры фрикционных соединений: а) триба минутной стрелки с осью центрального колеса, б) центрального колеса с осью, в) кулачка секундомера с осью.



ство имеет несколько другую конструкцию (фиг. 62 б). Колесо 1 с трибом 2, соединенные между собой по прессовой посадке, вращаются свободно на валу 3. Триб снизу упирается в буртик вала 3, а сверху на колесо 1 давит фрикционная пружина, поджимаемая кольцом 5, запрессованным на валу 3. При работе часовогого механизма колеса 1 и триб 2 будут вращаться вместе с валом 3, передавая врачающий момент от двигателя к регулятору. При переводе стрелок вращают вал 3, на котором насажена минутная стрелка, при этом колесо с трибом будут проскальзывать на валу.

На фиг. 62в показано фрикционное соединение кулачка 1 с осью 2, применяемое в секундомерах. Кулачок с трубкой, на которую насаживается стрелка 3, изготавливается из высокоуглеродистой стали У7А или У10А. Кулачок свободно насаживается на коническую часть цапфы оси 2, выступающей из платины. В утолщенной части трубы кулачка имеется поперечный паз, в котором свободно проходит один конец фрикционной пружины 4, касающейся кольцевой канавки оси 2, а второй конец упирается в утолщенную часть трубы. Винт 5 предохраняет пружину от вертикального и горизонтального смещений, препятствуя выходу ее конца из кольцевой канавки оси. Давление пружины на ось при ее вращении создает момент трения, увлекающий за собой кулачок. Фрикционный момент должен быть таким, чтобы отсутствовало проскальзывание кулачка на оси, так как в противном случае будет погрешность в отсчете времени. С другой стороны кулачок, очерченный по логарифмической спирали, должен легко возвращаться в исходное положение после удара рычага (молотка) по его контуру. Посадка кулачка на ось с незначительной конусностью позволяет осуществить соединение с малым зазором (0,003—0,007 мм), что необходимо для уменьшения ошибки в показаниях секундомера при его включении. Кольцевая выточка на оси, увеличивая поверхность трения, что необходимо для создания определенного значения фрикционного момента, фиксирует положение кулачка на оси в процессе сборки.

г. Резьбовые соединения

Ввиду малых габаритных размеров механизмов, основными деталями, предназначенными для крепления разъемных соединений, являются винты, размеры и формы которых определяются конструкцией и условиями работы соединяемых деталей. Гайки, как крепежные детали, применяются в исключительных случаях, при этом только в механизмах с большими габаритными размерами. За редким исключением, винты по ГОСТу использовать в часовых механизмах не представляется возможным, так как они не подходят по длине или по форме, и потому конструируются специальными.

Материалом для винтов в большинстве случаев служит автоматная сталь У7АВ, которая хорошо обрабатывается на автоматах, что позволяет получить винты с чистой поверхностью резьбы.

Все винты подвергаются закалке. Повышенная упругие свойства материала и прочность деталей, она увеличивает также и твердость, что необходимо для улучшения качества поверхности при шлифовании и полировании головки винта, а иногда и торцевой поверхности ножки винта, если эта поверхность является в механизме часов видимой. Кроме того, твердость головки необходима для сохранения формы шлица при работе отверткой.

Обычно стремятся резьбовую часть винта делать возможно короче 6—8 ниток, иногда 2—3 нитки, что обуславливается малыми толщинами соединяемых деталей, а также технологическими соображениями при изготовлении и сборке.

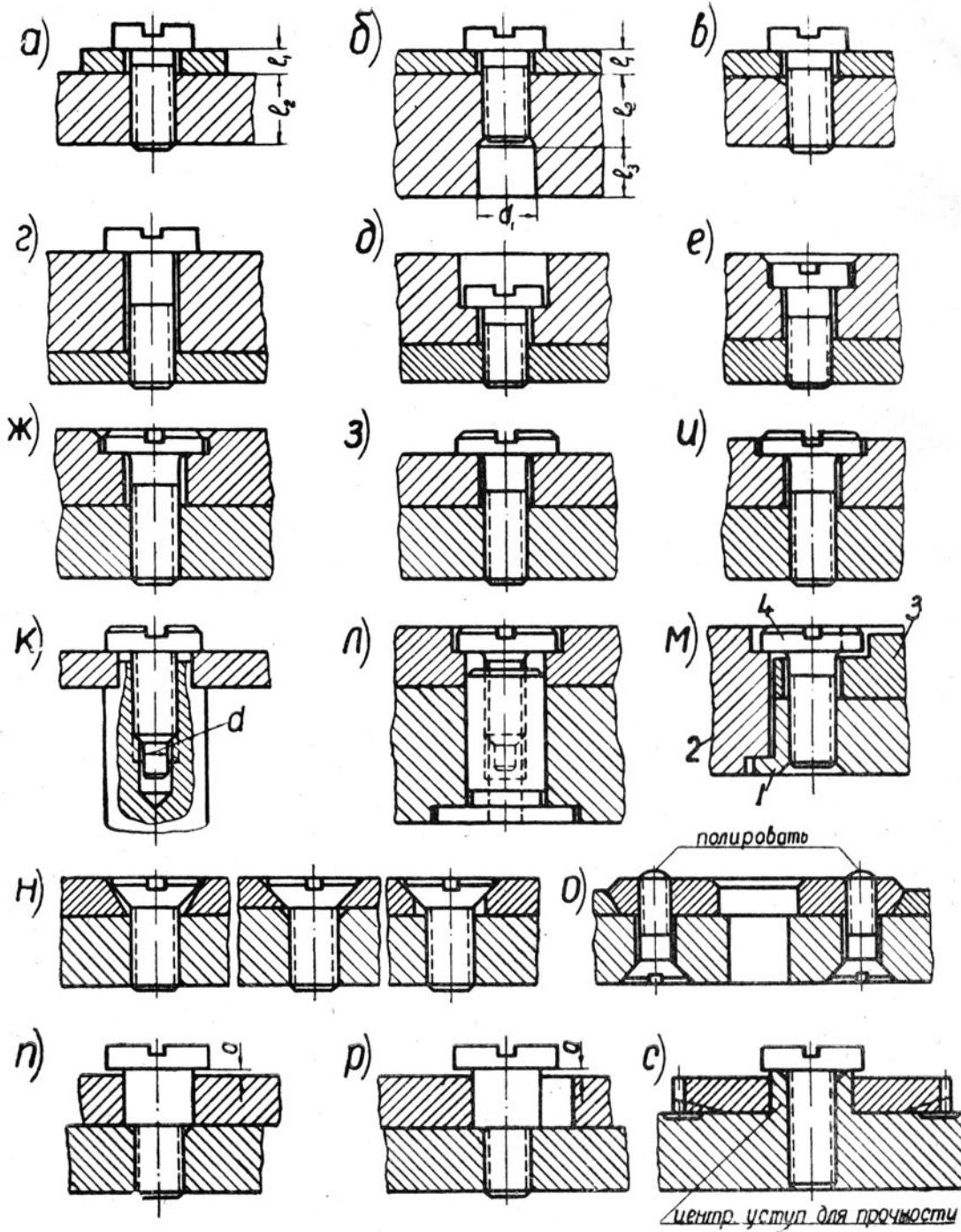
Резьба — часовая, метрическая с большой высокой профиля. Это важно, так как в большинстве случаев винт ввинчивается в деталь, изготовленную из латуни или из другого цветного сплава, и при многократных сборках происходит быстрый износ в детали, являющейся по характеру соединений гайкой. Иногда по этой причине приходит в негодность сложная и дорогостоящая деталь. Как выход из этого положения в условиях ремонта вынуждены прибегать к стягиванию отверстия или к применению винтов с увеличенным диаметром резьбы. Поэтому при конструировании часовых механизмов по возможности следует избегать применения резьбы в мягких материалах (медь, латунь, алюминий и др.) или предусматривать сменные детали (втулки).

Наиболее распространенными являются следующие диаметры резьбы (в мм): 0,3; 0,4; 0,5; 0,7; 0,9; 1,0; 1,2; 1,4 и 1,7. Реже применяются крупные диаметры резьбы 2,0; 2,3 и 2,6 мм.

На фиг. 63 показаны различные виды резьбовых соединений, в зависимости от конструкции деталей и их размеров: а) Крепление тонкой детали винтом с цилиндрической головкой, выступающей над поверхностью детали. Толщина детали l_1 должна быть не менее ненарезной части винта. Иногда для более плотного прилегания головки к опорной поверхности в нижней детали отверстие зенкуется (фиг. 63 в). При значительной толщине детали, с целью сокращения длины нарезаемой части и улучшения условий сверления под резьбу, производится предварительное сверление диаметром d_1 на длине l_3 (фиг. 63 б). В ряде случаев представляется возможным использовать короткие винты из других изделий, если отверстие под головку винта сверлить на большую глубину (фиг. 63-д).

Крепление платин, мостов и других деталей показано на (фиг. 63 е, ж). Зенкование отверстий под головки винтов производится с целью снятия наплыва металла (заусенцев) после сверления, а также для удобства завинчивания винта и предохранения от царапания его поверхности отверткой. Фаска на головке винта делается с целью улучшения внешнего вида детали; обычно она полируется.

На фиг. (63 з и 63 и) показаны винты с увеличенным диаметром головки, применяемые для крепления колес и других тонких деталей. Во втором случае головка винта входит в отверстие, когда необходимо уменьшить размеры по высоте.



Фиг. 62.

Наиболее распространенные способы крепления деталей с применением направляющих колонок показаны на фиг. 63 к и 63 л. Для удобства завинчивания ножки винтов имеют направляющую часть, диаметр которой d немногим меньше внутреннего диаметра резьбы винта. Без направляющей части винта завинчивание его весьма затруднительно, что значительно снижает производительность при сборке.

Во всех случаях применения способа крепления, как показано на фиг. 63 к, следует у винтов предусматривать направляющую часть, сводя длину нарезанной части до минимума ($3\frac{1}{4}$ нитки), если усилие воспринимается направляющей деталью и резьба не нагружена, что обычно и имеет место в подобных соединениях.

Один из способов крепления механизма часов к корпусу дан на фиг. 63 м. Здесь буртик платины 1 входит в расточку корпуса 2. Ножка винта 3 проходит свободно в отверстие моста 3 и ввинчивается в платину до тех пор, пока головка винта не коснется расточки в корпусе.

Иногда применяют винт с срезанной частью головки, как это показано на том же чертеже пунктиром. Это дает возможность вынуть механизм из корпуса, повернув винт на полоборота, не вывинчивая его полностью, что необходимо сделать в первом случае. Недостатком последнего способа крепления является то, что он не обеспечивает надежного крепления из-за отсутствия затяжки резьбы и для своего выполнения требует точного выдерживания размеров по высоте.

Весьма распространенным является крепление деталей винтами с потайной головкой, особенно в тех случаях, когда одна из деталей со стороны входа винта в резьбовое отверстие, имеет малую толщину (фиг. 63 н). В некоторых случаях характер резьбового соединения определяется технологическими соображениями. Так, в большинстве случаев верхнюю накладку оси баланса (фиг. 63 о) прикрепляют к мосту баланса снизу, в то время как это крепление удобнее выполнить, располагая головку винта сверху. При этом руководствуются следующими соображениями. Если резьбу сделать в мосту, который изготавливается из латуни, то после нескольких разборок механизма резьба в отверстии износится и придется производить замену дорогостоящей детали, какой является мост. Если резьба будет в накладке, то при износе резьбы замена ее новой в меньшей степени отразится на работе часов и стоимости ремонта, чем замена моста. Кроме того, накладку можно изготавливать из стали, чем в значительной степени повысится износостойкость резьбового соединения. Некоторое неудобство в креплении накладки снизу может быть устранено применением несложного приспособления для фиксирования в определенном положении соединяемых деталей.

Широкое применение в часовых механизмах имеют специальные винты (фиг. 63 п и 63 р), которые выполняют двоякую функцию. Во-первых, они служат в качестве направляющих для вращательного и прямолинейного движения и, во-вторых, предохраняют эти детали от осевого перемещения. Высота направляющего уступа винта и толщины детали должны

быть выполнены с малыми допусками так, чтобы зазор «*а*» составлял примерно 0,01–0,02 мм. На фиг. 63 с показано крепление колеса, вращающегося на выступе платины. Для уменьшения трения под зубьями протачивается кольцевая канавка или же у колеса снимается фаска, как указано пунктиром.

Глава VI. Конструкции типовых деталей часовых механизмов

§ 1. Подшипники

Конструкция подшипников определяется назначением и эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к часовому механизму, из которых основными являются: 1) надежность действия, 2) точность показаний (исполнения) и 3) длительность эксплуатации (долговечность). Под надежностью действия понимается безотказная работа механизма (нормальное его функционирование) при учете различных факторов, которые могут действовать постоянно или случайно и оказывать известное влияние на работу механизма. Точностью называется относительная погрешность в показаниях прибора, которая не должна превосходить допустимую условиями эксплуатации в течение определенного периода времени. Долговечность характеризуется сроком непрерывной работы прибора до износа отдельных деталей, после чего нормальное функционирование механизма нарушается.

Практикой установлено, что многие механизмы настенных, карманных и др. часов после регулярной чистки механизма и замены смазки (через 3–4 года) непрерывно работают в течение 30–40 и более лет. При этом обнаруживаются едва заметные следы износа, в основном, в подшипниках, цапфах и зубчатых зацеплениях. В других случаях выход из строя часового механизма наблюдается значительно раньше.

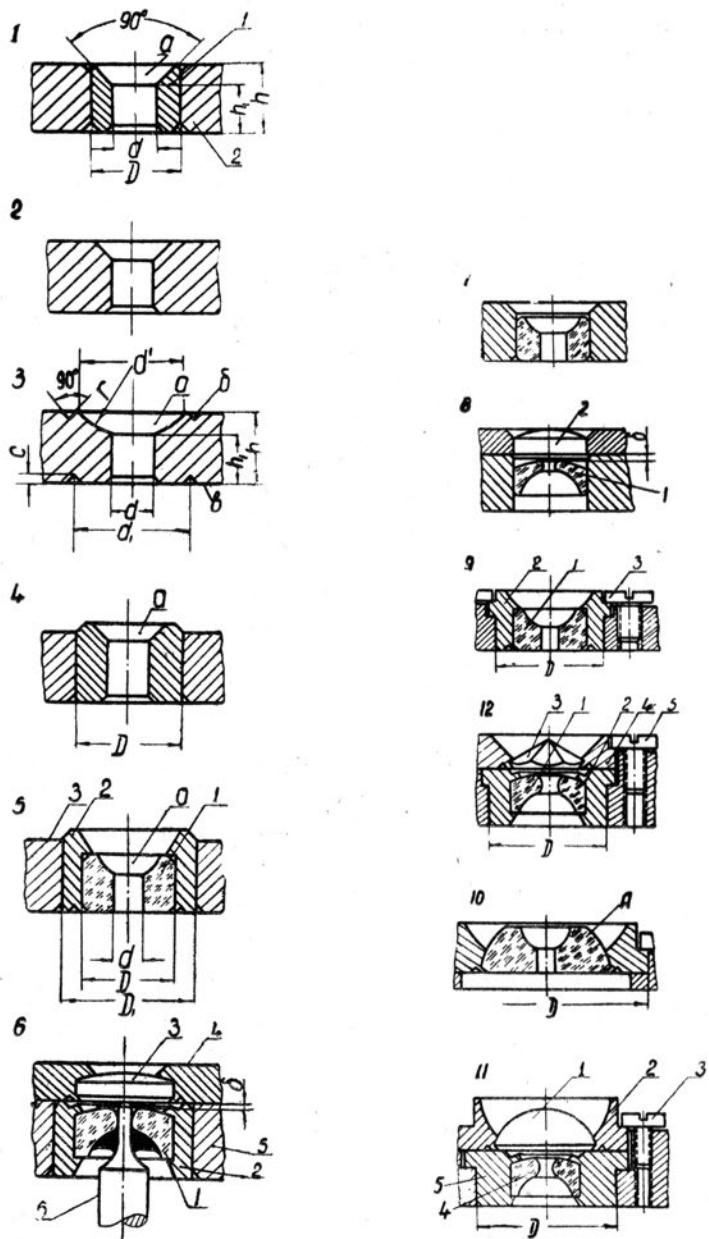
Точность и долговечность обычно сопутствуют одно другому. Так, в качественных настенных, карманных и наручных часах конструкции подшипников и цапф предусматривают сведение до минимума потерь на трение, что в свою очередь ведет к уменьшению износа, повышению и стабилизации точности работы и увеличению срока эксплуатации. Конструкция подшипника и цапфы должна предусматривать удобство нанесения смазки, ее удержание в зоне контакта и сохранность от растекания. В качестве материалов для подшипников применяется латунь различных марок, бронза или другие сплавы, обладающие высокими антифрикционными свойствами. Для часов и приборов средней и высокой точности, работающих продолжительное время, материалами для подшипников являются минералы: агат, синтетический рубин, корунд и в особо точных часах (хронометрах) применяется алмаз (подпятник оси баланса). Указанные материалы в сравнении с металлами, из которых изготавливаются подшипники, имеют большую твердость, допускают высокие удельные давления, подвержены малому износу и, не вступая в химическое взаимодействие с металлом цапфы, обеспечивают сохранение физико-механических свойств смазки в течение длительного времени.

На подшипники из минералов (технические камни), применяемые в часах, имеется ГОСТ 7137-54, использование которого распространено не только на часы, но и на другие приборы. В отдельных случаях, вызванных условиями конструкции или назначения часовогого механизма, подшипники из минералов могут быть изготовлены заводами, специализирующимиися по производству технических камней по особым техническим условиям. В таблице № 8 даны конструкции подшипников, применяемых в часах и различных часовых механизмах и приборах.

Таблица 8

Конструкции подшипников, применяемых в часовых механизмах и приборах.

№ п/п	Эскиз	Характеристика подшипника	Примеры применения
1.	фиг. 64	<p>1. Подшипником является втулка 1, запрессованная в платину 2 и расклепанная с двух сторон. Масленка «а» имеет коническую форму. Материал платины — сталь</p> $h_1 \approx 0,7 h;$ $d \approx (0,5 \div 1,0) h \quad D \approx 2d$	Подшипники всех цапф осей в часах ходики, будильники, настенные часы и приборы неответственного назначения.
2.		<p>2. Подшипник непосредственно в платине, которая изготавливается из цветного металла (латунь, нейзильбер и др.).</p>	Для всех цапф осей основной колесной системы часов на 7 и 9 камнях, а также для специальных приборов.
3.		<p>3. Та же конструкция подшипника, только масленка имеет сферическую форму радиуса «г», обеспечивающую лучшие условия удержания смазки. Введены кольцевые канавки «б» и «в», предохраняющие от растекания избытка масла по механизму</p> $t \approx (2 \div 6) d; \quad h_1 \approx 0,7 h;$ $d_1 \approx d^1 + 2C$	Подшипники цапф осей основной колесной системы, расположенных в непосредственной близости от двигателя (вал барабана, центральный триб) в точных приборах времени (хронометры, карманные часы, секундомеры и др.).
4.		<p>4. Подшипник в виде втулки из цветного сплава запрессовывается в платину. Отверстие в платине и внешний диаметр втулки «D» обрабатываются калибровочными штампами.</p>	Применяется в часах и приборах серийного и массового производства при условии применения высокопроизводительных и точных методов обработки отверстия и подшипника (разметочные и калибровочные штампы). Основная цель — улучшение технологичности конструкции в условиях производства и ремонта.



Фиг. 64. Конструкции подшипников.

№№ п/п	Эскиз	Характеристика подшипника	Примеры применения
5.		<p>5. Подшипник 1 из минерала завальцована в промежуточную втулку 2 (бушон), которая обрабатывается по диаметру D на базе отверстия d, а затем запрессовывается в платину. В технологическом отношении конструкция сложна и трудоемка</p> $D_1 = D + (4 \div 5)d$	<p>Применение оправдывается в двух случаях:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) когда требуется применять увеличенный натяг для получения большей прочности посадки подшипника, что необходимо при воздействии на механизм прибора знакопеременных нагрузок и значительных ускорений. 2) Если по условиям производства невозможно получить требуемую точность размеров и формы подшипника, обеспечивающую непосредственное соединение подшипника с платиной.
6.		<p>6. Подшипник 1 завальцована во втулку 2, которая после обработки внешнего диаметра запрессовывается в мост 5. Подпятник 3 после завальцовки в накладке 4 крепится к мосту винтами. Зазор $\delta \approx 0,02 \div 0,03$ мм между деталями 1 и 3 предназначается для удержания смазки в зоне контакта, предохраняя ее от растекания. Зазор δ должен быть оптимальным, т. к. при увеличении его смазка растекается по сферической поверхности дет. 1, при уменьшении зазора вследствие капиллярности расстекание происходит по обеим поверхностям одновременно.</p>	<p>Подшипники цапф осей баланса средней точности, а так же для осей спускового колеса и вилки карманных часов крупного калибра с высокой точностью хода и для хронометров.</p>
7.		<p>7. Подшипник запрессован в платину или мост непосредственно, без промежуточной втулки. Натяг незначительный, 0,00—0,01 мм; при увеличении натяга происходит разрушение подшипника. Форма, размеры и технические условия на подшипник по ГОСТ 7137-54.</p>	<p>Подшипники цапф осей основной колесной системы часов и приборов крупносерийного и массового производства. Применение возможно при условии высокой точности обработки отверстий под посадочный диаметр подшипника.</p>
8.		<p>8. Запрессовка в мост подшипника с натягом 0,005 и подпятника в накладку с натягом 0,01—0,02 мм.</p>	<p>См: п. 6.</p>

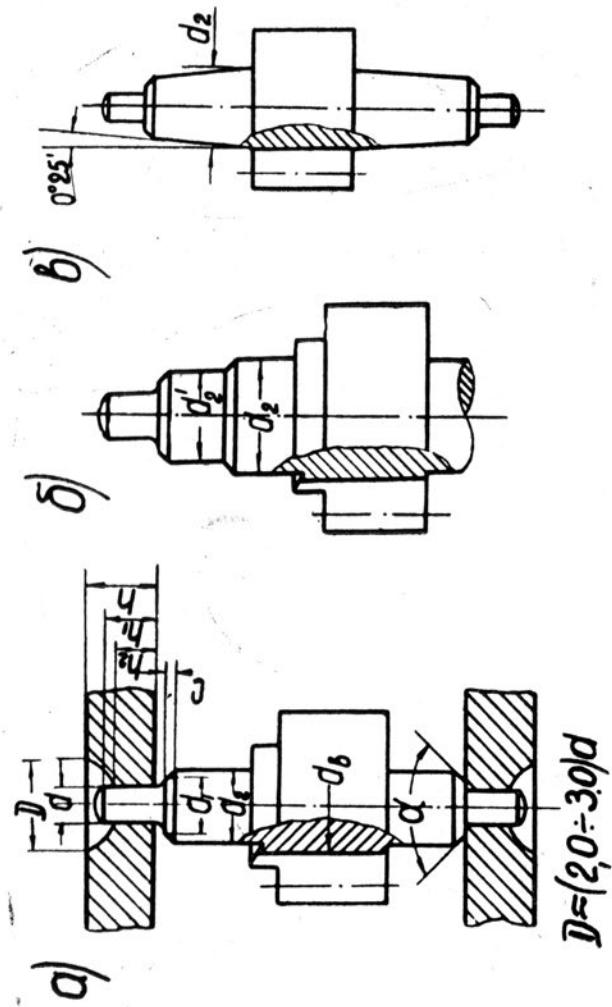
№№ п/п	Эскиз	Характеристика подшипника	Примеры применения
9.		9. Подшипник завальцована во втулке, которая по скользящей посадке (диаметр D) входит в отверстие платины и прикрепляется к ней винтами.	Подшипники цапф осей основной колесной системы морских хронометров.
10.		10. Подшипник из рубина, с полированной сферической поверхностью «А», завальцована во втулке, прикрепляемой к платине винтами. Посадка втулки в платине по скользящей посадке (диаметр D).	Нижние подшипники цапф осей промежуточного и секундного колес хронометров.
11.		11. Подшипник 4 завальцована во втулку 5, соединяемой с платиной по скользящей посадке (диаметр D). Под пятник 1 из рубина или сапфира с полированной сферической поверхностью, завальцована во втулку 2, которая входит в расточку платины по ходовой посадке и прикрепляется винтами.	Верхние подшипники и под пятники цапф оси баланса, расположенные с циферблатной стороны хронометров.
12.		12. Под пятник 3 из алмаза с полированными гранями, завальцована во втулку 4, которая прикрепляется к платине винтами 5.	Нижний под пятник оси баланса хронометра, расположенный со стороны крышки. Пята цапфы баланса постоянно касается плоскости под пятника.

§ 2. Трибы и оси.

При конструировании оси триба исходными данными для установления ее размеров является диаметр впадин триба, который определяется на основании расчета или построения профилей триба и сопряженного с ним колеса. Трибы с числом зубьев от 6 до 14 изготавливаются вместе с осью.

При нарезании зубьев методом копирования, который обычно и применяется при изготовлении трибов, на поверхности оси по диаметру d_2 будут оставаться продольные риски от фрезы, если диаметр оси будет равен внутреннему диаметру триба d_b (фиг. 65 а). Поэтому d_2 принимают несколько меньше d_b , полагая $d_2 \approx 0,9 d_b$. Ось триба имеет с двух концов заплечики, которые ограничивают перемещение триба в осевом направлении. Заплечики имеют фаски С под углом α равным 90° или 60° . Фаска предназначается: 1) для снятия наплыва металла (заусенцев) при токарной обработке, 2) для уменьшения опорной торцевой поверхности оси до необходимых размеров, 3) используется в качестве ба-

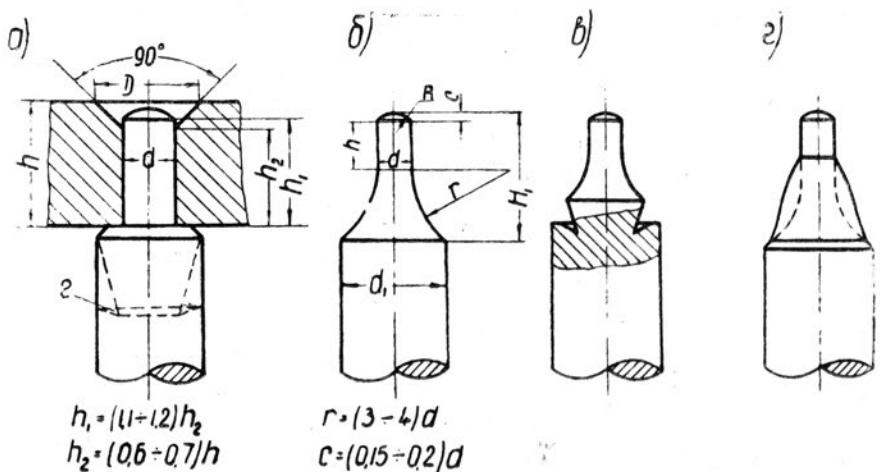
Фиг. 6б. Конструкции трибов.



зовой поверхности при обработке профиля зубьев (фрезерование, шлифование и полирование). Опорная поверхность оси триба не должна быть значительной, но в то же время не слишком малой. В первом случае будет иметь место увеличение потерь на трение, во — втором, — увеличение удельного давления и быстрый износ или увеличение осевого зазора.

Внешний диаметр опорного кольца $d_1 \approx (1,6 \div 2,0)d$, где d выбирается из наличия подшипников по ГОСТ 7137-54 или принимается конструктивно. Если d_2 значительно больше d_1 , то у оси триба вводят переходной диаметр d_2 , что создает более благоприятные условия для равномерного охлаждения детали в процессе закалки. (фиг. 65 б).

Иногда переходный уступ d_2 ¹ делают с обратной конусностью и углублением «е» (фиг. 66 а), где задерживается избыток масла, которое вытекает из подшипника, чем предохраняется растекание его по механизму. Для увеличения прочности и уменьшения вероятности поломки цапфы, у основания ее следует предусматривать небольшое скругление острых



Фиг. 66. Конструкции цапф осей и валов.

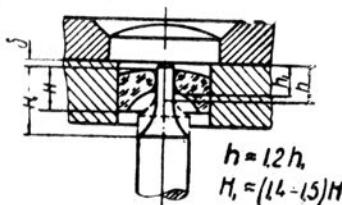
углов, сообразуясь с наличием фасок или скруглений острых углов в отверстиях подшипников. Для трибов с малым числом зубьев (6-7) диаметр впадин d_b настолько мал, что уменьшает его до значения d_2 из условия прочности не представляется возможным. В этом случае принимают $d_2 = d_b$, ось делают с двух концов с малой (часовой) конусностью (фиг. 65 в), а фаску сводят к минимуму. Заплечники оси, диаметры цапф и их торцевые поверхности шлифуются и полируются. Так же обрабатывается и профиль зуба. Остальные поверхности триба обрабатываются точением на автомате с малой подачей.

Требования высокой степени чистоты поверхности цапф исходят из условия уменьшения потерь на трение и повышения стойкости против

коррозии. Кроме того, чем выше качество обработки поверхности цапфы, тем медленнее происходит процесс окисления смазки.

Если ось не имеет опорных заплечиков (фиг. 66 б, в, г), то необходимо предусматривать подпятники (фиг. 67). Конструкции основных видов цапф, применяемых в часовых механизмах даны на фиг. (66 а, в, г), причем на фиг. (66 б, в, г) показаны конструктивные разновидности цапфы, работающей при наличии подпятников.

Размеры цилиндрической цапфы при наличии у оси упорных заплечиков для случая применения подшипника из металла, с конической формой масленки, показаны на фиг. 66 а, а со сферической формой масленки — на фиг. 65 а. При сферической форме в масленке помещается большее количество масла и оно лучше при этом удерживается. Длина цапфы должна быть такой, чтобы при учете осевого перемещения оси, цапфа несколько выступала из отверстия подшипника (фиг. 65 а).



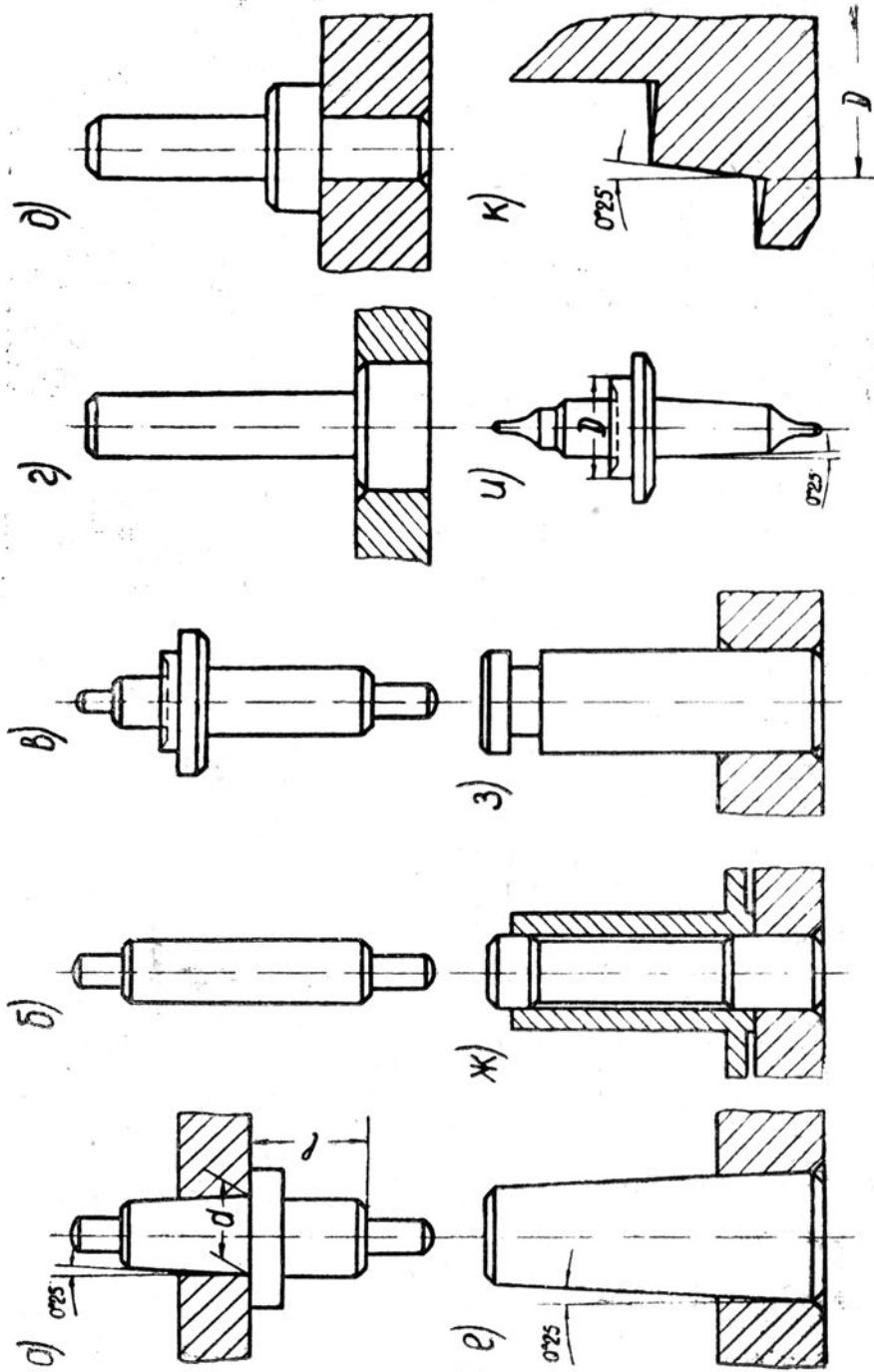
Фиг. 67. Схема к определению длины цапфы оси баланса.

Размеры цапфы оси без упорных заплечиков выбираются в соответствии с размерами подшипника (по ГОСТу 7137-54). При этом следует иметь ввиду два важных фактора: 1) прочность цапфы; 2) при выбранной форме и размерах цапфы в масленке подшипника должно быть такое количество смазки, какое необходимо для работы механизма в течение времени, определяемого техническими условиями. Длина h цилиндрической части цапфы, имеющей диаметр d должна быть несколько больше длины отверстия в подшипнике h_1 , с тем, чтобы исключить возможность заклинивания оси в отверстии подшипника. При малой длине цилиндрической части цапфы уменьшается объем масла, помещаемого в масленке сферической формы и возрастает возможность его вытекания из масленки через узкую кольцевую щель, образующуюся между поверхностями масленки и утолщенной частью оси (фиг. 67, показано пунктиром).

При слишком большой длине цилиндрической части цапфы, ее прочность значительно уменьшается, что может вызвать поломку, или в случае недостаточной закалки, погнутость цапфы. В соответствии с обозначениями (фиг. 66 б и 67) можно принимать: $h \approx 1.2h_1$, $r = (3 \div 4)d$; $C = (0,15 \div 0,2)d$, $H_1 \approx (1,4 \div 1,5)H$.

Диаметры цапфы d ориентировочно определяются из уравнения

Фиг. 68. Конструкции осей.



$$d = \sqrt[3]{\frac{PL}{0,3 \sigma_{изг}}} \quad (A),$$

где P — вес узла баланса (г); L — расстояние между опорами (мм); $\sigma_{изг}$ — допускаемое напряжение на изгиб [$\text{г}/\text{мм}^2$], принимаемое при действии переменной нагрузки для стали $\sigma_{изг} \approx 3000 \text{ г}/\text{мм}^2$

После определения диаметра цапфы по уравнению (A), его следует увеличить до ближайшего стандартного номинального значения диаметра отверстия в подшипнике по ГОСТу 7137-54.

Для увеличения прочности, нерабочей части контура цапфы придают параболическую форму (фиг. 66 г). Однако ввиду сложности изготовления эта конструкция цапфы не нашла широкого применения в практике. Наиболее часто встречающиеся конструкции осей представлены на схемах (фиг. 68), ось анкерной вилки (а, б), ось хронографного колеса часов с секундомером, (в) оси рычагов механизма компликации секундомера (г, д), оси колес стрелочного механизма (е, ж, з), оси баланса (и, к).

Для лучшего центрирования соединяемой детали на оси, сопрягаемые поверхности обрабатываются с малой конусностью $0^\circ 25'$.

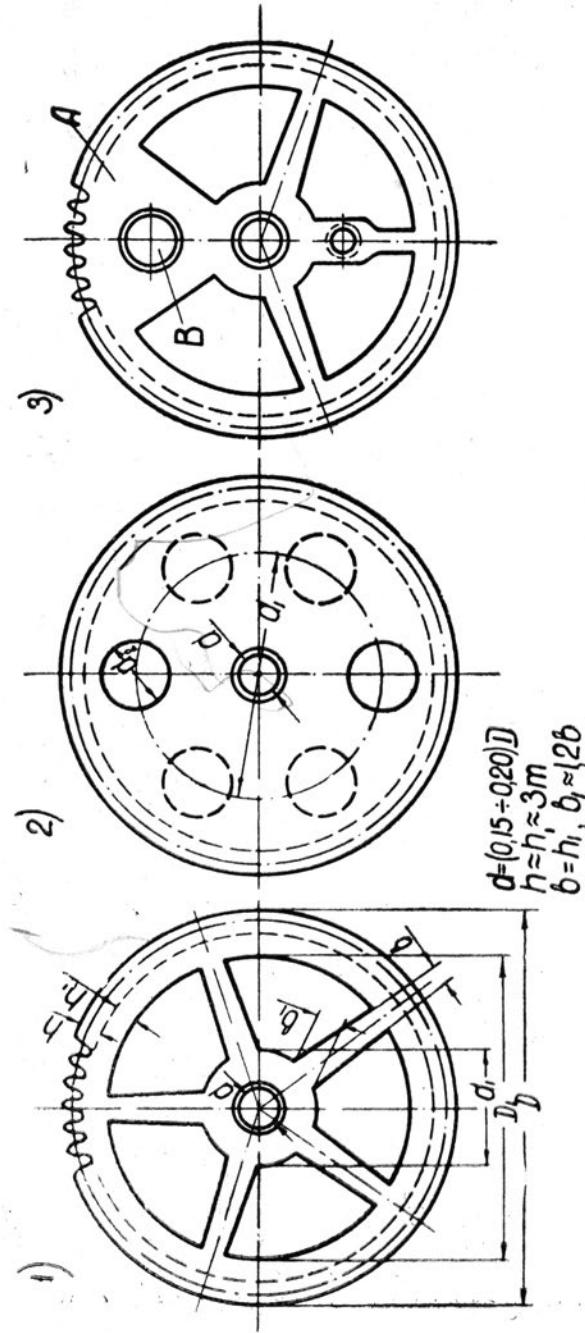
§ 3. Колеса

В виду малых размеров часовых механизмов по высоте (особенно у малогабаритных часов) отношение диаметра колеса к его толщине значительно превосходит это отношение для случаев применяемых в машиностроении. Так весьма распространенным значением $K = \frac{D}{h}$ в часовых механизмах являются $K = 25 \div 30$, в то время, как в машиностроении в среднем $K = 5 \div 10$.

Так как толщина колес мала, то их удобнее всего получать из ленты. Материалом для колес основной зубчатой передачи служит латунь, которая должна обладать высокой твердостью, однородностью, отсутствием посторонних включений и хорошей обрабатываемостью. Наибольшим распространением пользуется свинцовистая латунь марки ЛС-63-3Т, которая для получения высокой твердости обрабатывается путем прокатки в холодном состоянии. При этом поверхность ленты получается чистой и блестящей, не требующей дополнительной механической обработки.

Колеса стрелочного механизма изготавливаются также из латуни, а остальные колеса механизма из стали или латуни, в зависимости от условий работы и назначения зубчатой пары.

К конструкции колес основной зубчатой передачи предъявляются требования необходимой прочности и жесткости при минимальном весе. Уменьшение веса достигается тем, что колеса обычно изготавливаются с пятью спицами. Наличие спиц создает, в некоторой степени, удобства в сборке.



Фиг. 69. Конструкции колес.

Изготовление этих колес производится вырубкой заготовки в штампе совмещенного действия с одновременной пробивкой контура колеса (без зубьев) и центрального отверстия, с последующим фрезерованием зубьев и калибровкой отверстия под центральную ось при базировке по внешнему диаметру колеса. Фрезерование зубьев производится на специальной оправке, в которой базирование колеса производится по внутреннему диаметру обода D_1 . Так как оправка при этом получается достаточно прочной, то имеется возможность обрабатывать одновременно несколько десятков колес, чем достигается не только высокая производительность, но и достаточно высокое качество обработки профиля. Малая ширина обода не обеспечивает в ряде случаев достаточной его жесткости. Вследствие деформации обода, больше всего имеющей место между спицами, возрастают радиальное биение зубьев, которое может быть больше допустимого техническими условиями. В этом случае необходимо увеличивать ширину обода или количество спиц. Чрезмерно большое радиальное биение может быть причиной неправильно изготовленной оправки по размерам и по форме. Ориентировочные соотношения между размерами колес основной забачатой передачи даны на схеме 1 (фиг. 69). В механизмах заводки часов и перевода стрелок, а также в других вспомогательных механизмах различных часовых приборов, применяются в основном зубчатые колеса без спиц (фиг. 69-2).

Для удобства нарезания зубьев в колесах предусмотрено два технологических отверстия, диаметры которых d_2 обычно больше посадочного диаметра d . Базирование по диаметрам d_2 позволяет вести обработку нескольких колес одновременно.

Иногда для уменьшения веса, а также с целью более экономичного использования материала, колесо снабжается добавочными отверстиями (показаны пунктиром), вырубка которых используется для изготовления других деталей.

В колесах малого диаметра, а также в колесах с большим посадочным диаметром, обработка зубьев производится на базе центрального отверстия.

В некоторых секундомерах и в часах с секундомером применяются хронографные колеса (фиг. 69-3), с которыми скреплены кулачки, предназначенные для возврата стрелок в нулевое (исходное положение).

По условиям работы, узел, в который входит ось с хронографным колесом, кулачком и стрелкой, должен быть уравновешен. Это достигается тем, что в секторе А колеса (фиг. 63-3) рассверливается отверстие В до тех пор, пока при проверке на специальном приспособлении не окажется, что узел уравновешен.

ЛИТЕРАТУРА

1. З. М. Аксельрод. Часовые механизмы. 1947 г.
2. Боголюбов и Митропольский. Асимптотические методы в нелинейной механике. 1955 г.
3. В. В. Болотин. Динамическая устойчивость упругих систем. 1956 г.
4. Т. А. Гевондян. Пружинные двигатели. 1956 г.
5. Т. А. Гевондян и Л. Т. Киселев. Детали механизмов точной механики. 1953 г.
6. Я. И. Городецкий. Пути повышения точности расположения отверстий в деталях часовых механизмов. «Приборостроение» № 7. 1957 г.
7. Ф. В. Дроздов. Приборы времени. 1948 г.
8. Ф. В. Дроздов. Детали приборов. 1948 г.
9. В. Ф. Калинина. Анализ работы цапф в подшипниках основной колесной системы. Информационный научно-технический бюллетень НИИчаспрома № 4 (88) 1956 г.
10. Э. Каспари. Исследование хронометров и морских приборов. 1893 г.
11. О. Рихтер и Р. Фосс. Детали изделий точной индустрии. 1932 г.
12. С. В. Тарасов. Технология часового производства. 1956 г.

