

Т. А. ГЕВОНДЯН

ПРУЖИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Т. А. ГЕВОНДЯН

621.8

Г. 9

200 62

ПРУЖИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ,
МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ И ИСПЫТАНИЙ

011847

БИБЛИОТЕКА
МИФИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО ОБОРОННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
Москва 1956

В книге, представляющей собой монографию, отражены вопросы, касающиеся дальнейших усовершенствований существующих методов и приборов для контроля и испытания пружинной ленты и готовых пружин, а также дальнейшего углубления теории и расчета пружинных двигателей, применяемых в приборостроении.

В монографии впервые систематизированы вопросы контроля качества пружинной ленты и испытания готовых пружин, разработаны теория и методы расчетов спиральных, желобчатых и S-образных заводных пружин.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников приборостроительной промышленности, а также может быть полезна студентам старших курсов приборостроительных специальностей высших технических учебных заведений.

Рецензент докт. техн. наук проф. С. О. Доброгурский
Редактор А. А. Кохтев

Зав. редакцией инж. А. И. Соколов

ПРЕДИСЛОВИЕ

Сравнительно молодая советская приборостроительная промышленность, в том числе и часовая, за годы пятилеток добилась значительных успехов в повышении качества выпускаемых изделий.

Несмотря на эти успехи, главной задачей приборостроительной и часовой промышленности и на сегодня остается дальнейшее повышение качества выпускаемых приборов, часов, аппаратов и установок.

Перед часовой промышленностью наряду с дальнейшим улучшением качества отделки и внешнего оформления часов стоят задачи повышения суточной точности хода, достижения стабильности хода и значительного повышения долговечности часов. Точность работы часовых и других пружинных механизмов во многом зависит от условий и характера работы пружинного двигателя, т. е. от величины момента и пологости характеристики кривой спуска пружины.

Проблема создания пружинного двигателя с небольшим перепадом моментов на рабочем диапазоне чисел оборотов заводного барабана¹ до настоящего времени остается актуальной задачей часовой промышленности. Чем меньше колебания между крайними значениями кривой моментов спуска пружины на рабочем участке чисел оборотов заводного барабана, тем меньше разница в амплитуде колебания баланса спускового регулятора, тем, следовательно, точнее ход часов. Стремясь ответить на запросы промышленности, автор занялся прежде всего разработкой комплексного метода проектировочного расчета пружинных двигателей вообще и, в частности, изучением пружинных двигателей с пологой характеристикой.

Многочисленные обращения представителей приборостроительной промышленности и научно-исследовательских институтов в адрес кафедры точного приборостроения МВТУ имени Баумана по вопросам изготовления, контроля и испытания пружинной ленты и готовых пружин, а также по методике самих расчетов пружинных двигателей подтверждают необходимость в создании такого труда по пружинным двигателям, где были бы систематизированы затро-

¹ При отношении моментов $\frac{M_{\max}}{M_{\min}}$, близком к единице.

нутые выше вопросы, тем более, что комплексной работы по пружинным двигателям, насколько известно автору, нет и в иностранной литературе.

В своей работе автор стремился возможно полнее осветить все вопросы, интересующие конструкторские бюро и производство.

В настоящей работе автор поставил себе цель:

1) систематизировать вопросы изготовления, контроля и испытания пружинной ленты и пружин;

2) разработать теорию и комплексный метод проектировочного расчета спиральных заводных пружин на базе новых приборов;

3) разработать теорию и метод проектировочного расчета желобчатых и S-образных пружин для получения пологой характеристики кривой момента спуска и увеличения долговечности.

Работа состоит из девяти глав.

Глава I посвящена историческому обзору существующих методов расчета пружинных двигателей. В главах II, III и IV изложены методы изготовления, контроля и испытания пружинной ленты и готовых пружин. В главе IV изложен разработанный автором метод испытания весьма тонких материалов на чистый изгиб, а также дается описание приборов для контроля пружинной ленты и готовой пружины, разработанных кафедрой точного приборостроения МВТУ под руководством автора. Главы V, VI и VII посвящены теории и методике проектировочного расчета спиральных заводных пружин. Здесь же приводятся расчеты допусков на размеры пружин и дается методика построения графика для контроля пружинной ленты по углу остаточной деформации. В VIII и IX главах разработана теория и расчет желобчатых и S-образных пружин.

ИСТОРИЧЕСКИЙ ОБЗОР

Со времени изобретения карманных часов в конце XV столетия заводная спиральная пружина является часовым двигателем—источником механической энергии для приведения в действие механизма часов.

Первое применение пружины для часов в течение длительного времени приписывалось нюрнбергскому жителю Петру Генлейну, который в 1501 г. изобрел карманные часы¹.

В дальнейшем было установлено, что готические часы Филиппа Доброго были изготовлены еще в 1430 г., причем выполнены были эти часы с таким совершенством, что можно с уверенностью предположить, что они были не первыми часами этого типа. К сожалению, история сохранила скудные материалы о первых пружинных часах, и до наших дней не дошло имя подлинного изобретателя пружинного двигателя.

Применение пружины в качестве движущей силы вместо гири способствовало не только развитию часового мастерства, но и развитию всевозможных измерительных приборов и автоматов.

М. В. Ломоносов в связи с подготовкой экспедиции для прохода Северным морским путем из Европы в Азию проявлял особый интерес к морским часам и навигационным приборам. Для увеличения точности хода часов он разработал в 1761 г. оригинальный морской хронометр с четырьмя заводными пружинами².

Часы того времени с кукушками и различными движущимися фигурами и часы с музыкой являлись сложными автоматами. Изобретатели подобных автоматов для приведения их в движение обычно пользовались часовым механизмом с заводной пружиной.

Сотни виртуозов часового мастерства в России остались неизвестными; история сохранила имена лишь некоторых из них: Ивана Кулибина, Терентия Волоскова, Льва Собакина, Никифора Никитина, Кирилла Самойлова, Петра Печенкина, Моисея Терентьева³.

¹ Изготовленные Генлейном карманные часы имели форму шара величиной с яблоко, см. Г. Григорьев, История часов, ОНТИ, 1937.

² И. Б. Литинецкий, М. В. Ломоносов — основоположник отечественного приборостроения, ГТИ, 1952.

³ В. В. Данилевский, Русская техника, изд. 2-е, 1948.

В середине XVIII в. часовое мастерство достигло высокого уровня. Не было почти ни одного крупного механика, который в той или иной мере не был бы причастен к этому мастерству. Как известно, Маркс и Энгельс подчеркивали огромную роль развития часового мастерства в подготовке машинной механики. В письме к Фридриху Энгельсу 28 января 1863 г. Маркс¹ писал: «За все время от XVI до середины XVIII в., т. е. за весь период развивавшейся из ремесла мануфактуры до подлинно крупной промышленности, двумя материальными основами, на которых внутри мануфактуры строилась подготовительная работа для машинной индустрии, были часы и мельница... Часы являются первым автоматом, созданным для практических целей, на них развилась вся теория о производстве равномерных движений.

Не подлежит также ни малейшему сомнению, что в XVIII в. часы впервые подали мысль применить автоматы (и в частности заводные пружины) к производству».

Несмотря на историческую давность применения заводной пружины в качестве двигателя как в часах, так и в различных автоматических устройствах и приборах, до настоящего времени эти пружины изучены недостаточно. До настоящего времени не разработана методика расчета пружинных двигателей, которая позволила бы по заданной работе механизма находить все основные параметры пружинного двигателя и одновременно указывала бы, каким образом следует контролировать качество пружинной ленты, чтобы она по своим механическим свойствам обеспечила заданную работу.

Методы расчета пружинного двигателя, приведенные в работах Ф. В. Дроздова, Е. И. Левитана, З. М. Аксельрода, Резаля, Зандера, Гроссмана, Дегалье, Буасса и Уодлоу² основаны на соотношениях геометрических размеров без учета действующего усилия. Эти методы расчета не учитывали таких важных факторов, как упруго-пластические свойства материала, изменяющиеся в зависимости от термической обработки ленты, усадка пружины после ее стабилизации и межвитковое трение, зависящее от способа крепления и отжига концов. Кроме этого, в расчетных формулах значения числа витков свободной стабилизированной пружины $n_{св}$ берут приближенно из-за отсутствия метода точного определения этого важного для расчета параметра.

Показания применяемых на производстве приборов для испытания ленты, как правило, не увязаны с расчетными формулами пружинного двигателя. Естественно, что эти методы расчета, основан-

¹ К. Маркс и Ф. Энгельс, Сочинения, т. XXIII, Госиздат, М.—Л., 1930.

² Ф. В. Дроздов, Детали приборов, Оборонгиз, 1948; Е. И. Левитан, Часовые механизмы дистанционных трубок, Оборонгиз, 1944; З. М. Аксельрод, Часовые механизмы, Машгиз, 1947; M. H. Resal, Des Applications de la Mécanique à l'horlogerie, Annales des Mines», 1866, Vol. 10, p. 423—460. W. Sander, Uhrenlehre, 1923; J. H. Grossman, Horlogerie théorique, 1912. E. Degallier, Tables des Ressorts—Moteur, 1918. H. Bouass, Pendule spirale, diapason, 1920, Paris, Vol 1, p. 384—413; E. C. Wodlow, Spiral springs for spring-driven motors, «The Engineer», 1930.

ные на геометрии, не могли удовлетворять возросшим требованиям производства.

Работы Ван ден Брока и Бока¹ посвящены изучению некоторых теоретических вопросов пружинного двигателя.

Ван ден Брок исследовал спиральные пружины методом потенциальной энергии. Сущность его теории состоит в том, что в отличие от общепринятой теории она учитывает большие деформации, которые имеют место при работе спиральных пружин, сохраняя при этом силу принципа суперпозиции. В его работе рассматриваются также различные способы крепления пружин, выведена формула для определения потенциальной энергии прижатых витков при полностью спущенном пружинном двигателе. Формула получилась сложной и неудобной для практического пользования. Предложенные Ван ден Броком схемы креплений пружин не нашли практического применения ввиду их сложности.

Теория Бока основана на предположении, что пружина в свободном состоянии (вынутая из барабана) имеет не спиральную форму, а прямую или форму окружности. По гипотезе Бока витки у такой пружины настолько тонки и так расположены друг относительно друга, что каждый отдельный виток можно рассматривать как окружность. В его работе приведены основные формулы для расчета таких пружин.

Некоторый интерес представляет работа Дона² по расчету часового механизма. Он дал уравнение, устанавливающее зависимость момента инерции баланса от потенциальной энергии пружины, привел специальную номограмму для корректирования размеров пружин.

Работа Ф. и В. Сергеевых³ включает примеры расчета нормальных часовых пружинных двигателей по таблице проф. Гросклода, которая позволяет по заданным размерам барабана и валика и числам оборотов находить толщину и длину пружины. В этой работе размеры пружины авторы определяют исходя из геометрии, а не по заданной работе механизма. Такой расчет не дает ничего нового по сравнению с методами расчета пружинных двигателей, приведенными выше.

Профессор Ленинградского института точной механики и оптики Ю. Н. Ягн⁴ исследовал условия, при которых спиральная пружина в барабане работает без трения между витками. Рассмотренные проф. Ягном примеры дают представление о форме очертания спиральной пружины в свободном и нагруженном состояниях. При

¹ J. A. Van den Brock, Spiral Springs, «Transactions of the Am. Soc. of Mech. Eng.», 1931; H. Bock, Zur Theorie der Zugfedern, «Zeitschrift für Instrumentenkunde», Heft 6, 1935.

² A. Donat, Technique du réglage des appareils horaires. Systems balancier spiral, Paris, 1931, p. 26—31.

³ Ф. и В. Сергеевы, Расчет двигательных пружин в часовых механизмах, журн. «Точная Индустрия», 1931, № 3—4.

⁴ Ю. Н. Ягн, Исследование условий, при которых спиральная пружина работает без трения между витками, Труды Ленинградского института точной механики и оптики, т. I, вып. I, Оборонгиз, 1939.

этом деформация пружины происходит без соприкосновения витков; т. е. без межвиткового трения. Однако форма свободной пружины, полученная Ягном, очень напоминает форму свободной пружины, изготовленной из мягкой стали, которая на практике не может обеспечить нужного момента.

По поручению кафедры точного приборостроения МВТУ имени Баумана в 1941 г. докт. техн. наук проф. А. Н. Обморшев выполнил две работы по исследованию плоских спиральных пружин: «Влияние центробежных сил на величину момента в плоской спиральной пружине» и «Расчет на колебания плоской спиральной пружины».

В первой работе дается приближенное вычисление момента, возникающего на валике плоской спиральной пружины от центробежных сил при вращении пружины вокруг оси валика. С такой задачей приходится встречаться при расчете заводных механизмов взрывателей в артиллерийских снарядах, совершающих помимо поступательного также и вращательное движение.

Во второй работе ставится задача приближенного расчета свободных колебаний плоской спиральной пружины, возникающих при ее распускании и совершающихся в плоскости пружины. В этой работе главное внимание обращено на вычисление периода этих колебаний.

Как и во всякой упругой системе, предварительное вычисление периода собственных колебаний преследует цель предотвращения явления резонанса при периодическом силовом воздействии на пружину посредством удаления конструктивными мерами собственных и возмущающих частот друг от друга.

Расчет, выполненный А. Н. Обморшевым, опирается на нелинейную характеристику пружины, причем при анализе колебаний системы пружины и барабана учитываются их массы. После приближенного представления характеристики в виде целого полинома выполняется интегрирование дифференциального уравнения колебаний методом малых параметров, откуда получается период колебаний и закон колебаний. В конце работы им решен конкретный пример, иллюстрирующий влияние нелинейных свойств характеристики пружины на величину периода колебаний.

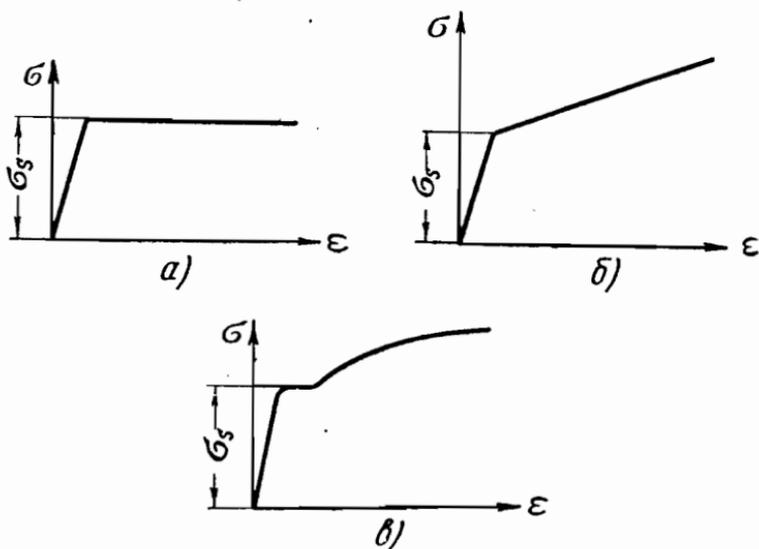
Обе эти работы А. Н. Обморшева посвящены только частным вопросам использования спиральной пружины в механических дистанционных трубках.

Заслуживает внимания также работа докт. техн. наук проф. Е. П. Попова о больших перемещениях изгиба при произвольных нагрузках¹. В этой работе дается метод построения упругой оси нагруженной спиральной пружины с помощью упругих параметров.

Попытка изучить работу спиральных пружин с учетом особенностей технологии их изготовления была сделана в 1941 г. научными работниками кафедры сопротивления материалов МВТУ имени

¹ Е. П. Попов, Нелинейные задачи статки тонких стержней, Гостехиздат, 1948.

Баумана¹. В этой оригинальной работе показано, что несовершенство элементарной теории расчета пружинных двигателей объясняется наличием остаточных напряжений, возникающих в поперечных сечениях ленты при ее заневоливании в процессе образования пластических деформаций, и упругой отдачей ленты после первичной плотной навивки на валик. В основу этого метода расчета спиральных пружин была положена диаграмма растяжения для идеально-пластического материала (фиг. 1,а).



Фиг. 1. Диаграмма растяжения.

а—для идеально-пластического материала, б—для материала с учетом упрочнения, в—действительная.

Следует отметить, что на практике термически обработанная стальная лента для пружинных двигателей при заневоливании и стабилизации заметно упрочняется и материал ведет себя несколько иначе, чем это описывается в работе Н. А. Чернышова и др. Учитывая это обстоятельство, в дальнейших своих работах С. Д. Пономарев, К. К. Лихарев и В. И. Феодосьев дают расчет плоских спиральных пружин с учетом упрочнения при их заневоливании. При этом в основу расчета берется диаграмма растяжения типа, показанного на фиг. 1,б.

К сожалению, обе указанные работы страдают тем недостатком, что опираются на идеализированную диаграмму растяжения, которая не во всех случаях может быть принята для расчета.

С. И. Блинник² исследовал действие длительной нагрузки на заневоленные цилиндрические и спиральные пружины. Им по-

¹ Н. А. Чернышов, С. Д. Пономарев, К. К. Лихарев и А. Г. Лопухин, К расчету спиральных пружин, Сб. «Новые методы расчета пружин», под редакцией С. Д. Пономарева, Машгиз, 1946.

² С. И. Блинник, Действие длительной нагрузки на заневоленные пружины, Сб. «Динамика и прочность пружин», АН СССР, 1950.

лучена формула момента заневоленной пружины в зависимости от времени выдержки t , а также выведена формула определения потенциальной энергии пружины для заданного момента заневоливания. В основу этого метода расчета положена диаграмма растяжения и дифференциальные уравнения А. Ю. Ишлинского. Таким образом, эта работа освещает часть вопросов расчета пружинного двигателя, связанного с заневоливанием пружины.

В. И. Феодосьев в своей работе «Исследование работы спиральных пружин, применяемых в автоматическом оружии» рассматривает действительную диаграмму растяжения, когда графически задана произвольная зависимость между удлинением материала и напряжением, действующим в нем (фиг. 1,а). Исходя из этого он находит величину первичных напряжений в сечениях плоской спиральной пружины, устанавливает зависимость между приложенным моментом и углом заводки пружины с учетом постепенного изменения ее рабочей длины, а также рассматривает вопрос о роли длины пружины, помещенной в барабан.

Однако следует отметить, что, положив в основу теории спиральных пружин экспериментальную диаграмму растяжения, получаемую на разрывной машине, не следует забывать, что этот вид испытания для пружинной ленты сопряжен с большими трудностями и, как правило, не дает надежных результатов. К тому же для ведения этих экспериментов требуется сложная и точная аппаратура.

Отсюда следует, что для создания точной теории расчета пружинного двигателя в основу метода расчета целесообразнее положить не диаграмму растяжения, а такой параметр, который наилучшим образом характеризовал бы упруго-пластические свойства пружинной ленты при изгибе после ее стабилизации.

На основании проведенного критического анализа применяемых на производстве методов оценки качества пружинной ленты (см. гл. III) нами в качестве такого параметра предложен угол остаточной деформации Θ , для определения которого спроектированы и изготовлены специальные приборы. Таким образом, разрывная машина нами заменена новым прибором, предназначенным для определения истинного угла остаточной деформации пружинной ленты после ее стабилизации.

Из приведенного краткого обзора видно, что до настоящего времени нет еще действительно совершенных методов расчета пружинных двигателей, удовлетворяющих требованиям производства.

Многие исследователи, занимавшиеся вопросами теории пружинного двигателя, ограничивались лишь исследованием довольно узкого круга вопросов этой большой научной темы, в результате чего до настоящего времени нет комплексного решения этой задачи, т. е. нет того целесообразного метода оценки качества пружинной ленты, на базе которого были бы созданы точная теория и метод расчета пружинных двигателей. Оторванность теории от практики и отсутствие научно обоснованной единой методики оценки качества стальной термически обработанной ленты для пружин-

ных двигателей тормозили решение этой проблемы. Поэтому неслучайно многообразие применяемых на производстве методов оценки качества ленты очень часто приводило к противоречивым результатам.

Пружины часто ломаются по еще недостаточно изученным причинам. Они часто «салятся» после нескольких полных заводов и спусков в барабане и не обеспечивают требуемого по техническим условиям момента. До сих пор при расчете пружинного двигателя толщиной пружины либо задавались, либо находили ее из условий геометрии, а не из условий заданной работы механизма, поэтому получалась полная несогласованность между расчетом и опытом.

В настоящее время нами разработан комплексный метод расчета пружинных двигателей с учетом заданной работы механизма, прочности, влияния крепления и отжига концов пружины, ее термической обработки, стабилизации и качества материала. Кроме того, этот метод позволяет контролировать качество пружинной ленты по углу остаточной деформации θ . Этот контроль осуществляется до первой технологической операции изготовления пружины, т. е. перед рубкой ленты на заготовки.

Ценность разработанного метода заключается еще и в том, что он позволяет контролировать упруго-пластические свойства пружины в ленте без изготовления образцов пружин. Это дает большую экономию в металле, так как рулоны мягкой или хрупкой ленты могут быть снова подвергнуты термической обработке и пущены в производство. При предложенном методе контроля почти исключается изготовление пружин из недоброкачественной (мягкой или хрупкой) ленты.

Таким образом, данный метод оценки качества ленты может значительно снизить брак готовой продукции при испытаниях на упругомере.

Кроме обычных заводных спиральных пружин, в настоящей работе рассматриваются также желобчатые и S-образные пружины, теория и расчет которых до настоящего времени отсутствовал. Иностранные фирмы всячески засекречивают технологию изготовления S-образных пружин. В Швейцарии, например, запрещено экспортировать оборудование для изготовления этих пружин, запрещена также демонстрация этого оборудования иностранцам.

Имея существенные преимущества перед обычными спиральными заводными пружинами, желобчатые и S-образные пружины заслуживают того, чтобы их освоила наша промышленность.

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРУЖИННОЙ ЛЕНТЫ И ПРУЖИН

1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

В течение более четырех столетий (1430—1843 г.) сталь приходилось ковать вручную, чтобы получить из нее пружину. Это была сложная и весьма трудная работа. Иногда вследствие неудачного удара молотка, даже весьма опытного кузнеца, приходилось браковать работу. Требовалось не менее 32 различных форм молотков. Затем приходилось пропускать полученную с таким трудом полосу через специальное приспособление, чтобы сгладить все неровности, образовавшиеся при ковке. Только в 1843 г. появилась сталь, прокатанная в холодном состоянии. Это крупное достижение в технике позволило значительно увеличить выпуск стальной ленты и тем самым положило начало массового изготовления пружин для всевозможных приборов и аппаратов.

В настоящее время область применения термически обработанной стальной ленты весьма обширна. Достаточно сказать, что заводные пружины многообразных механизмов: часовых, сигнальных, самопишущих автоматов, телеграфных аппаратов, кино- и фотоаппаратов и приборов разного специального назначения, изготавливаются из этой ленты. Термически обработанная стальная лента применяется также для изготовления многих других деталей в машиностроении и приборостроении.

2. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

К стальной термически обработанной ленте, предназначенной для изготовления заводных пружин, предъявляются высокие требования. Пружинная лента должна обладать высоким пределом прочности (200—280 кг/мм²) и нужной пластичностью для того, чтобы изготовленная из этой ленты пружина, находясь в заводном барабане, имеющем сравнительно малые размеры, при напряженных условиях работы в нем обеспечивала бы нужный момент и долговечность.

В связи с предъявляемыми высокими механическими требованиями с давних пор рекомендовалось изготавливать такие пружины из высококачественной стали. На отечественных заводах пружинная лента изготавливается преимущественно из высокоуглеродистых и кремнистых сталей, химический состав которых приведен в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав стали для изготовления заводных пружин

| Марки стали | С о д е р ж а н и е в % | | | | | | |
|-------------|-------------------------|-----------|---------|----------|-------|------|------|
| | C | Mn | Si | Cr | Ni | S | P |
| | | | | не более | | | |
| У7А | 0,60—0,74 | 0,25—0,35 | 0,30 | 0,20 | 0,25 | 0,03 | 0,03 |
| У8А | 0,75—0,85 | 0,25—0,35 | 0,30 | 0,20 | 0,25 | 0,03 | 0,03 |
| У9А | 0,86—0,94 | 0,20—0,30 | 0,30 | 0,20 | 0,25 | 0,03 | 0,03 |
| У10А | 0,95—1,09 | 0,15—0,25 | 0,30 | 0,20 | 0,25 | 0,03 | 0,03 |
| У12А | 1,10—1,25 | 0,15—0,25 | 0,30 | 0,20 | 0,25 | 0,03 | 0,03 |
| ЭИ142 | 0,65—0,75 | 0,40—0,60 | 1,4—1,7 | 0,2—0,4 | Следы | 0,03 | 0,03 |

Мелкие заводные пружины для часов и разных приборов изготавливаются из стали марок У8А, У9А и У12А. Крупные же заводные пружины толщиной примерно 0,3 мм и выше изготавливаются из стали марки ЭИ142. Такое ограничение в выборе марок стали для заводных пружин основано на экспериментальных работах по изучению механических свойств этих сталей, проведенных Центральной лабораторией сталепрокатного и проволоочно-канатного завода имени Молотова под руководством старейшего работника завода канд. техн. наук К. П. Колчина¹, а также на опыте ряда крупных иностранных фирм.

Так, например, известная шведская фирма Сандвикен для изготовления ленты, предназначенной для заводных пружин карманных часов, применяет углеродистую сталь следующего химического состава: 1,1—1,25% углерода; 0,25—0,4% марганца; 0,1—0,25% кремния; серы и фосфора не более 0,04%; ванадия не более 0,2%. Этот химический состав соответствует примерно стали марки У12А.

Для ленты, идущей на изготовление заводных пружин игрушки, фирма Сандвикен применяет углеродистую сталь с содержанием 0,84—0,93% углерода, что примерно соответствует стали У9А; для патефонных пружин — кремнистую сталь следующего химического состава: 0,7÷0,8% углерода; 0,55÷0,75% марганца; 1,30÷1,50% кремния; хрома не более 0,4%; серы и фосфора не более 0,04%. Состав этой кремнистой стали близок к составу стали марки ЭИ142.

¹ К. П. Колчин, К вопросу о выборе стали для пружинных лент, сб. научно-технических работ Ленинградского отделения ВНИТОМ, вып. 1, изд. ГНТИЛ по черной и цветной металлургии, 1949.

3. ГОРЯЧАЯ И ХОЛОДНАЯ ПРОКАТКА

Технологический процесс изготовления пружинной ленты состоит из ряда операций начиная с переработки сырья и руды и кончая последней операцией — колоризацией (см. стр. 22).

Заготовка прокатывается в горячем состоянии в виде катанки прямоугольного и круглого сечений. Толщина прямоугольной катанки 2—3 мм, а диаметр круглого сечения ее от 5 до 12 мм. Число проходов при прокатке зависит от исходных размеров заготовки, системы калибровки валков, типа прокатного стана, марки стали и размеров катанки. Так, например, на одном из заводов заготовка размером 100×100×1000 мм из высокоуглеродистой стали прокатывается с одного нагрева на катанку диаметром 6 мм за 21 проход; на другом заводе заготовка размером 50×50×2000 мм из стали таких же марок прокатывается также с одного нагрева на катанку диаметром 5 мм за 27 проходов. В первом случае средняя вытяжка составляет 1,323, во втором — 1,196¹.

Существует несколько методов испытания катанки²: горячая осадка, кручение прямое или переменное, глубокое травление, анализ микроструктуры. Наиболее действенными являются переменное кручение и глубокое травление.

Катанки доводятся до нужной толщины на заводах, изготавливающих пружинную ленту путем холодной прокатки.

В настоящее время стальная лента для заводных пружин изготавливается двумя способами: холодной прокаткой катанки в виде длинных широких полос и плющением волоочной проволоки определенного диаметра.

При первом способе полосы разрезаются на ленты определенной ширины специальными роликовыми ножницами. Так, например, изготавливаются широкие стальные ленты средних и крупных размеров (толщиной $h=0,25-0,80$ мм, шириной $b=4-40$ мм).

При втором способе в зависимости от выбранных размеров проволоки получаем ленту определенной ширины с закругленными кромками³. Этим способом изготавливаются, например, узкие стальные ленты мелких размеров (толщиной $h=0,03-0,25$ мм, шириной $b=0,3-4$ мм).

Производство плющенной ленты начало развиваться в Советском Союзе в связи с возросшими потребностями ряда отраслей промышленности в стальной ленте с закругленными кромками. Тонкая и тончайшая плющенная лента широко применяется при производстве пружин для часов и различных приборов. При этом качество кромок является решающим фактором, определяющим срок службы пружины. Разумеется, чем уже лента, тем больше влияние этого фактора.

¹ М. И. Золотников, Производство плющенной ленты, Металлургиздат, 1951.

² А. Я. Хейн, О методах испытания катанки, Бюллетень Главметиза, 1936, № 11.

³ А. А. Дружков, Изготовление узких стальных лент из проволоки, Бюллетень Главметиза, 1937, № 12.

Холодная прокатка представляет один из известных методов упрочнения и дает возможность значительно повысить прочность стали. Она состоит из ряда операций, которые должны тщательно контролироваться.

Стальную катанку перед холодной прокаткой необходимо тщательно очищать от окалины и ржавчины. Эта очистка производится механически, а также травлением в растворе серной кислоты.

Травление является вредной операцией и ее следует избегать. При действии кислоты на сталь выделяется водород, который поглощается частично металлом. Могут образовываться водородистые соединения железа или иные соединения водорода с примесями, которые делают сталь хрупкой. Во избежание таких явлений катанки нагревают примерно до 300° в течение 2—3 час.

На заводе имени Молотова травление выполняется с обязательным применением специальной присадки. Наилучшей для травления черных металлов является присадка типа ЧМ. Эта присадка, как указывает М. И. Злотников¹, обеспечивает экономию серной кислоты и металла, позволяет предохранять металл от образования водородной хрупкости и способствует оздоровлению условий труда в травильных цехах.

Для хорошей очистки поверхности от окалины и подготовки катанки к волочению после травления производят следующие операции:

- а) промывка рамы с травленным металлом в холодной воде (1,5—2 мин.) и в горячей воде при 65° (1 мин.);
- б) омеднение с выдержкой 15—30 сек.;
- в) промывка холодной водой;
- г) известкование в кипящем растворе;
- д) сушка при температуре $100—150^{\circ}$.

Тонкая проволока подвергается механической очистке от оставшейся на ней окалины.

Для того чтобы режимы травления катанки и проволоки строго выполнялись, рекомендуется два раза в смену проверять состав травильных ванн. Проверка осуществляется заводской химической лабораторией.

После травления для придания катанкам ковкости их отжигают при $670—700^{\circ}$. Отжиг производится в электрической печи с автоматическим регулированием температуры, что обеспечивает более равномерное нагревание катанки. Отжиг снижает твердость и предел упругости, а также увеличивает относительное удлинение при разрыве и, следовательно, облегчает прокатку.

При холодной прокатке стальной полосы число проходов катанки через прокатный стан и число ее отжигов весьма значительны. Например, чтобы перейти от толщины 2 мм до 0,22 мм, необходимо сделать не менее 13 отжигов полосы в течение примерно 3—5 час. и до 70 раз пропустить ее через прокатный стан, т. е. не менее 6 раз между каждым отжигом. При изготовлении же

¹ См. сноску на стр. 14.

ленты мелких размеров из проволоки методом плющения требуется от 9 до 15 проходов и 2—3 промежуточных отжига.

Плющенная лента в зависимости от ее механических и технологических свойств подразделяется на три группы: обычную, прочную и обладающую специальными физическими свойствами.

Обычная плющенная лента изготавливается главным образом из углеродистой стали. Содержание углерода изменяется в широких пределах — от ничтожных количеств его в электролитическом железе до 1,2% в стали марки У12А. Нормальная микроструктура плющенной ленты представляет собой для малоуглеродистых марок стали — феррит с включением перлита, а для средне- и высокоуглеродистых марок стали — зернистый цементит.

Прочная плющенная лента изготавливается из углеродистых сталей с содержанием углерода от 0,50 до 1,25%, а также из стали марок 65Г и ЭИ142. Обычная структура металла — сорбит и мартенсит.

Плющенная лента со специальными физическими свойствами изготавливается из нихрома, константана Элинвара и других сплавов.

4. РЕЗКА ПО ШИРИНЕ И ШЛИФОВАНИЕ КРОМОК ЛЕНТЫ

Широкие тонкие и более толстые пружины изготавливаются из холоднокатаной листовой полосы путем разрезания их на заданную ширину с помощью специальных роликовых ножниц. После разрезки по ширине кромки ленты шлифуются до термической обработки.

Узкие плющенные ленты после холодной прокатки направляются на операцию микрорезки или непосредственно на операцию шлифования кромок.

В табл. 2 приводятся некоторые данные завода имени Молотова по изменению ширины ленты различных размеров после микрорезки и шлифования кромок.

Таблица 2

Размеры ленты

| Размер поперечного сечения пружинной ленты в мм | Ширина ленты в мм после | | |
|---|-------------------------|------------|-------------------|
| | плющения | микрорезки | шлифования кромок |
| 0,12×1,5 | 1,47—1,53 | 1,45—1,50 | 1,44—1,50 |
| 0,18×1,35 | 1,34—1,38 | 1,32—1,35 | 1,31—1,35 |
| 0,20×2,15 | 2,13—2,23 | 2,11—2,20 | 2,10—2,20 |
| 0,22×1,5 | 1,47—1,53 | 1,45—1,50 | 1,44—1,50 |
| 0,22×2,3 | 2,28—2,38 | 2,26—2,35 | 2,25—2,35 |

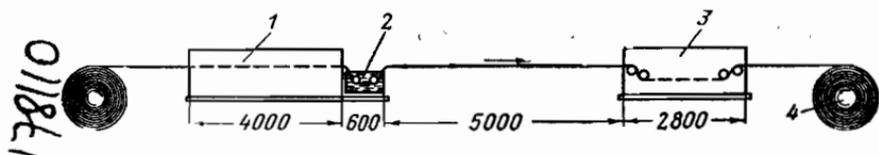
Из табл. 2 видно, что при микрорезке ленты мелких размеров ширина их уменьшается на 0,02÷0,03 мм, а при шлифовании кромок — всего лишь на 0,01 мм.

Кромки плющеной ленты шлифуют наждачной бумагой на специальном приспособлении. Количество пропусков достигает 4—8. Смена бумаги производится через каждые 20 мин. Скорость движения ленты — около 35 м/мин. Для шлифования применяют следующие номера наждачной бумаги: № 0 — для первых двух размеров ленты, указанных в табл. 2, № 1 и 2 — для остальных трех размеров.

5. ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ЛЕНТЫ

Наиболее широко распространенным методом упрочнения стали является также термическая обработка, заключающаяся в предварительной закалке с последующим высоким отпуском. Этот способ, открытый Д. К. Черновым, в настоящее время значительно усовершенствован.

Термическая обработка пружинной стали имеет своей целью сообщить ей ту степень упругости, которая необходима для того, чтобы из нее можно было изготовлять заводные пружины без



Фиг. 2. Схема установки для ступенчатой закалки пружинной ленты.

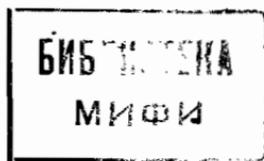
дальнейшего применения каких-либо приемов, оказывающих влияние на снижение ее упругих свойств.

Непрерывный процесс термической обработки стальной ленты имеет особенно важное значение для получения однородной высококачественной продукции. Одним из видов непрерывной термической обработки ленточной стали, применяемым в настоящее время в промышленности, является ступенчатая закалка. На заводе имени Молотова ступенчатая закалка пружинной ленты впервые была введена в 1933 г. По инициативе лауреата Сталинской премии канд. техн. наук К. П. Колчина этот вид термической обработки ленты был широко внедрен на отечественных заводах¹.

На фиг. 2 представлена схема установки для ступенчатой непрерывной термической обработки стальной ленты. Как видно из этой схемы, при такой обработке лента проходит через печь нагрева 1 и закалочную металлическую ванну 2, затем охлаждается на воздухе, после чего проходит через отпускную ванну 3. Подача ленты осуществляется специальным редуктором 4.

Наибольшее значение для получения высокого и стабильного качества термически обработанной ленты несомненно имеют факторы, влияющие на процесс распада аустенита в ленте, выходящей из закалочной ванны.

¹ К. П. Колчин, Ступенчатая закалка пружинной ленты, журн. «Металлург», 1937, № 12.



Ступенчатая закалка имеет следующие преимущества перед другими видами непрерывной термической обработки:

а) обеспечивает медленное превращение аустенита, гарантирующее отсутствие коробления ленты и возникновение в ней закалочных трещин;

б) упрощает конструкцию закалочного агрегата; исключает необходимость в аппаратуре для циркуляции масла и в закалочных утюгах, довольно быстро изнашивающихся и портящих поверхность ленты;

в) представляет большие возможности в осуществлении «светлой» (безокислительной) закалки.

В табл. 3 приводится ориентировочный режим термической обработки пружинной ленты при ступенчатой закалке углеродистых и кремнистых сталей.

Таблица 3

Режим термической обработки пружинной ленты

| Марка стали | Толщина ленты в мм | Скорость прохождения ленты в м/мин | Температура в °С | | | |
|-------------|--------------------|------------------------------------|---------------------|-------|------------------|-----------------|
| | | | нагревательной печи | | закалочной ванны | отпускной ванны |
| | | | вход | выход | | |
| У7А | 0,3—0,4 | 3,5 | 760 | 860 | 310—320 | 380—520 |
| У7А | 0,5—1,0 | 2 | 760 | 880 | 310—320 | 400—410 |
| У8А | 0,5—1,0 | 2 | 780 | 900 | 310—320 | 330—480 |
| У9А | 0,3—0,4 | 3,0 | 760 | 880 | 310—320 | 370—375 |
| У10А | 0,1—0,2 | 5,0 | 760 | 880 | 310—320 | 370—380 |
| У12А | 0,1—0,12 | 10 | 800 | 880 | 310—330 | 340—360 |
| У12А | 0,18—0,22 | 6,0 | 800 | 880 | 310—330 | 340—360 |
| ЭИ142 | 0,3—0,4 | 3,0 | 750 | 880 | 310—320 | 440—540 |
| ЭИ142 | 0,5—1,0 | 2 | 820 | 930 | 310—320 | 430—530 |

В каждом отдельном случае в зависимости от толщины пружинной ленты мастер термического цеха, руководствуясь данными табл. 3, устанавливает тепловой режим с таким расчетом, чтобы термически обработанная лента удовлетворяла требованиям табл. 4, где приведены показатели углов пружинности по Тарногородскому и чисел переменных изгибов (гиб с перегибом).

По характеристикам, приведенным в табл. 4, производится испытание ленты, предназначенной для изготовления заводных пружин. Для ленты, имеющей другое назначение, показатели механических характеристик другие; численные значения их приведены в табл. 5.

Показатели механических свойств ленты для заводных пружин

| Фактическая толщина ленты в мм | Показатели пружинности ленты по Гарногородскому | | Показатели повторных загибов и разгибов (гиб с перегибом) | | |
|--------------------------------------|---|--------------|---|-------------------------------|--------------------------------------|
| | диаметр оправки прибора в мм | угол в град. | радиус губок прибора r в мм | плечо рычага прибора l в мм | наименьшее число перегибов до излома |
| 0,07 | 5 | 162—171 | 1 | 3 | 45 |
| 0,08 | 5 | 159—168 | 1 | 3 | 40 |
| 0,09 | 5 | 156—165 | 1 | 3 | 35 |
| 0,10 | 5 | 153—161 | 1 | 3 | 30 |
| 0,11 | 5 | 150—158 | 1 | 3 | 27 |
| 0,12 | 5 | 147—155 | 1 | 3 | 24 |
| 0,13 | 5 | 144—152 | 1 | 3 | 22 |
| 0,14 | 5 | 141—149 | 1 | 3 | 20 |
| 0,12 | 10 | 166—173 | 2 | 6 | 45 |
| 0,13 | 10 | 163—170 | 2 | 6 | 40 |
| 0,14 | 10 | 160—167 | 2 | 6 | 36 |
| 0,15 | 10 | 157—164 | 2 | 6 | 32 |
| 0,16 | 10 | 154—161 | 2 | 6 | 28 |
| 0,17 | 10 | 151—158 | 2 | 6 | 25 |
| 0,18 | 10 | 148—155 | 2 | 6 | 22 |
| 0,19 | 10 | 145—152 | 2 | 6 | 19 |
| 0,20 | 10 | 142—149 | 2 | 6 | 16 |
| 0,21 | 10 | 139—146 | 2 | 6 | 14 |
| 0,22 | 10 | 136—143 | 2 | 6 | 12 |
| 0,23 | 10 | 133—140 | 2 | 6 | 10 |
| 0,24 | 10 | 130—137 | 2 | 6 | 9 |
| 0,25 | 10 | 128—135 | 2 | 6 | 8 |
| 0,26 | 10 | 126—133 | 2 | 6 | 8 |
| 0,27 | 10 | 124—131 | 2 | 6 | 7 |
| 0,28 | 10 | 122—129 | 2 | 6 | 7 |
| 0,29 | 10 | 120—127 | 2 | 6 | 6 |
| 0,27 | 20 | 166—172 | 4 | 12 | 28 |
| 0,28 | 20 | 164—170 | 4 | 12 | 26 |
| 0,29 | 20 | 162—168 | 4 | 12 | 24 |

| Фактическая толщина ленты в мм | Показатели пружинности ленты по Тарноград- скому | | Показатели повторных загибов и разгибов (гиб с перегибом) | | |
|--------------------------------------|--|-----------------|--|-------------------------------------|---|
| | диаметр оправки прибора в мм | угол в град. | радиус гу- бок прибора r в мм | плечо рыча- га прибора l в мм | наименьшее число пере- гибов до излома |
| 0,30 | 20 | 160—166 | 4 | 12 | 23 |
| 0,31 | 20 | 158—164 | 4 | 12 | 22 |
| 0,32 | 20 | 156—162 | 4 | 12 | 21 |
| 0,33 | 20 | 154—160 | 4 | 12 | 20 |
| 0,34 | 20 | 151—158 | 4 | 12 | 19 |
| 0,35 | 20 | 149—156 | 4 | 12 | 18 |
| 0,36 | 20 | 147—154 | 4 | 12 | 17 |
| 0,37 | 20 | 145—152 | 4 | 12 | 16 |
| 0,38 | 20 | 143—150 | 4 | 12 | 15 |
| 0,39 | 20 | 141—148 | 4 | 12 | 14 |
| 0,40 | 20 | 139—146 | 4 | 12 | 13 |
| 0,41 | 20 | 137—144 | 4 | 12 | 12 |
| 0,42 | 20 | 135—143 | 4 | 12 | 11 |
| 0,43 | 20 | 133—141 | 4 | 12 | 10 |
| 0,44 | 20 | 131—139 | 4 | 12 | 9 |
| 0,45 | 20 | 129—137 | 4 | 12 | 8 |
| 0,46 | 20 | 127—135 | 4 | 12 | 8 |
| 0,47 | 20 | 125—133 | 4 | 12 | 7 |
| 0,48 | 20 | 123—131 | 4 | 12 | 7 |
| 0,49 | 20 | 121—129 | 4 | 12 | 6 |
| 0,46 | 30 | 151—160 | 6 | 18 | 24 |
| 0,47 | 30 | 149—158 | 6 | 18 | 23 |
| 0,48 | 30 | 147—156 | 6 | 18 | 22 |
| 0,49 | 30 | 145—154 | 6 | 18 | 21 |
| 0,50 | 30 | 143—152 | 6 | 18 | 20 |
| 0,51 | 30 | 141—150 | 6 | 18 | 19 |
| 0,52 | 30 | 139—148 | 6 | 18 | 18 |
| 0,53 | 30 | 137—146 | 6 | 18 | 17 |
| 0,54 | 30 | 135—144 | 6 | 18 | 16 |
| 0,55 | 30 | 133—143 | 6 | 18 | 16 |
| 0,56 | 30 | 132—142 | 6 | 18 | 15 |
| 0,57 | 30 | 131—141 | 6 | 18 | 15 |

| Фактическая толщина ленты в мм | Показатели пружинности ленты по Тарноград- скому | | Показатели повторных загибов и разгибов (гиб с перегибом) | | |
|--------------------------------------|--|-----------------|--|-------------------------------------|---|
| | диаметр оправки прибора в мм | угол в град. | радиус гу- бок прибора r в мм | плечо рыча- га прибора l в мм | наименьшее число пере- гибов до излома |
| 0,58 | 30 | 130—140 | 6 | 18 | 14 |
| 0,59 | 30 | 129—139 | 6 | 18 | 14 |
| 0,60 | 30 | 128—138 | 6 | 18 | 13 |
| 0,61 | 30 | 127—137 | 6 | 18 | 13 |
| 0,62 | 30 | 126—136 | 6 | 18 | 12 |
| 0,63 | 30 | 125—135 | 6 | 18 | 12 |
| 0,64 | 30 | 124—134 | 6 | 18 | 11 |
| 0,65 | 30 | 123—133 | 6 | 18 | 11 |
| 0,66 | 30 | 122—132 | 6 | 18 | 10 |
| 0,67 | 30 | 121—131 | 6 | 18 | 10 |
| 0,68 | 30 | 120—130 | 6 | 18 | 9 |
| 0,69 | 30 | 119—129 | 6 | 18 | 9 |
| 0,70 | 30 | 118—128 | 6 | 18 | 8 |
| 0,71 | 30 | 117—127 | 6 | 18 | 8 |
| 0,72 | 30 | 116—126 | 6 | 18 | 8 |
| 0,73 | 30 | 115—125 | 6 | 18 | 7 |
| 0,74 | 30 | 114—124 | 6 | 18 | 7 |
| 0,75 | 30 | 113—123 | 6 | 18 | 7 |
| 0,76 | 30 | 112—122 | 6 | 18 | 6 |
| 0,77 | 30 | 111—121 | 6 | 18 | 6 |
| 0,78 | 30 | 110—120 | 6 | 18 | 6 |
| 0,79 | 30 | 109—119 | 6 | 18 | 5 |
| 0,80 | 30 | 108—118 | 6 | 18 | 5 |

Как видно из табл. 5, лента разного назначения изготавливается из четырех сортов материала и испытывается на предел прочности при растяжении, относительное удлинение и на твердость по пирамиде (H_n).

Данные табл. 4 и 5 нами взяты из проекта стандарта «Лента стальная термообработанная», разработанного работниками завода имени Молотова. Эти же данные приведены в нормальных указанного завода.

На заводе имени Молотова плющенная лента мелких размеров изготавливается по новой технологии «наклеп—отпуск». Сущность этой технологии заключается в том, что после плющения углероди-

Показатели механических свойств ленты разного назначения

| Сорт ленты | Условное обозначение | Предел прочности при растяжении в кг/мм ² | Относительное удлинение в % при $t=11,3\sqrt{F_0}$ не менее | Твердость по пирамиде H_{11} |
|-------------|----------------------|--|---|--------------------------------|
| Мягкая | М | 130—160 | 6 | 390—500 |
| Полумягкая | ПМ | 150—180 | 6 | 410—540 |
| Полутвердая | ПТ | 170—200 | 3 | 440—600 |
| Твердая | Т | Больше 190 | 2 | Больше 480 |

стой стальной проволоки с сорбитовой структурой лента подвергается низкотемпературному отпуску.

Как известно, наклепанная лента, так же как и закаленная, обладает низким пределом пропорциональности¹. В целях повышения упругих свойств ленту подвергают низкотемпературному отпуску. Предел прочности при растяжении в этом случае достигает 280 кг/мм² (вместо 240 кг/мм² по старой технологии).

6. ПОЛИРОВКА ЛЕНТЫ

После термической обработки лента передается на операцию полировки. Полировка производится непрерывно. Для этой цели концы мотков ленты сваривают внахлестку точечной электросваркой.

Полировка выполняется наждачной пастой при помощи металлических щеток. Крылатки из фетра, покрытые венской известью, снимают следы оставшейся наждачной пасты и всякой другой грязи на поверхности ленты. Бязевые щетки служат для сухой окончательной полировки. Намоточный барабан обертывается чистой бумагой, пропитанной парафином, на которую и наматывается готовая полированная лента.

7. КОЛОРИЗАЦИЯ ЛЕНТЫ

Полированная лента проходит последнюю операцию — колоризацию. Колоризация, или окраска ленты для пружин, имеет целью улучшить внешний вид пружин и одновременно предупредить ржавление пружин путем искусственного легкого окисления поверхности ленты, которое действует как предохранительный слой.

Термически обработанные ленты, идущие на изготовление заводных пружин, преимущественно колоризованные. Допускается цвет колоризации ленты от светложелтого до фиолетового оттенка.

Очень часто приходится слышать, что цвет пружинной ленты является мерилом ее твердости. Это неверно, так как температуры;

¹ См. Н. А. Минкевич, Курс термической обработки стали и чугуна, ОНТИ, 1935.

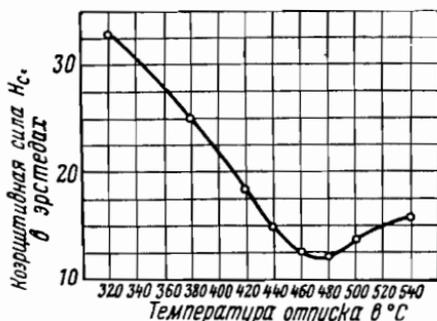
которые необходимы для окраски пружинной ленты, гораздо ниже температур отпуска ленты. Массовые исследования обнаружили, что практически не существует разницы в твердости между желтой и голубой пружинными лентами.

Время прохождения ленты через колоризационный агрегат составляет примерно 3—4 м/мин. Температура отпуска печи 210—220°. Колоризацию ленты можно производить не только в рулонах, но и в заготовках. Это особенно удобно для небольших пружин. В частности, на заводе имени Молотова внедрена колоризация часовой пружинной ленты в заготовках. Эта операция производится в специальной отпускной печи при 215° с выдержкой от 40 мин. до 2 час. в зависимости от веса садки.

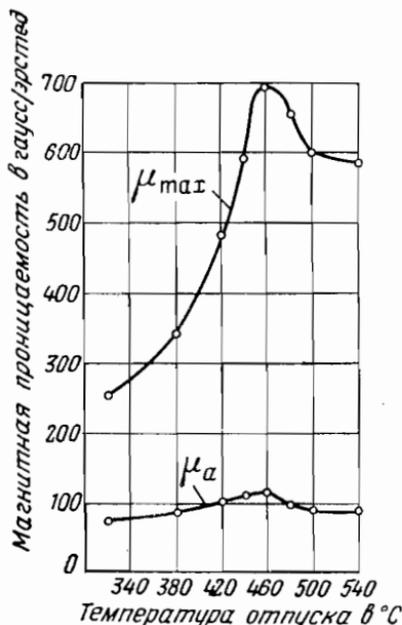
8. МАГНИТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ОДНОРОДНОСТИ СТРУКТУРЫ ПРУЖИННОЙ ЛЕНТЫ

Термически обработанная лента по всему рулону должна иметь однородную структуру. Эта однородность может быть проверена специальным структурным анализатором, основанным на магнитном методе контроля.

Автор провел в 1943 г. экспериментальную работу по изучению магнитных свойств пружинной ленты, изготовленной из стали марок ЭИ142 и У12А. Целью этой работы являлся выбор магнитного параметра, который мог быть положен в основу создания прибора структурного анализатора для контроля



Фиг. 3. Кривая изменения коэрцитивной силы в зависимости от температуры отпуска пружинной ленты.



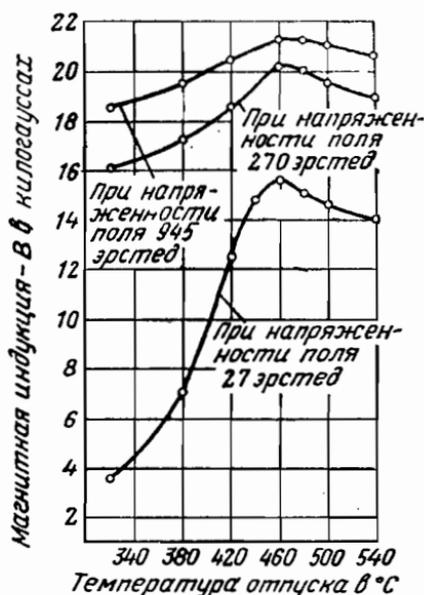
Фиг. 4. Кривые изменений магнитной проницаемости в зависимости от температуры отпуска пружинной ленты.

однородности структуры ленты. Магнитные испытания пружинной ленты нами проводились на баллистической установке.

На фиг. 3—6 представлены полученные нами кривые изменения магнитных параметров (коэрцитивной силы H_c , максимальной маг-

нитной проницаемости μ_{\max} , магнитной индукции B при слабых, средних и сильных полях и остаточной индукции B_r) в зависимости от температуры отпуска пружинной ленты для стали марки ЭИ142.

Из этих кривых следует, что структурный анализатор должен быть основан на остаточной индукции B_r , так как эта магнитная характеристика на всем возможном рабочем диапазоне темпера-



Фиг. 5. Кривые изменений магнитной индукции в зависимости от температуры отпуска пружинной ленты.

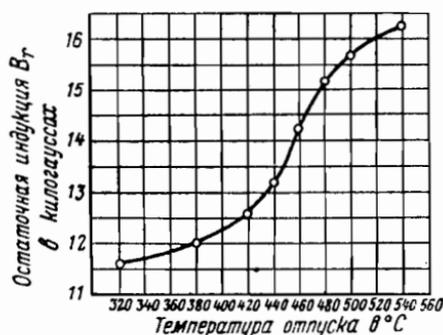
отпуска 430—540°, т. е. именно в той области, где чаще всего должны контролироваться ленты средних и крупных размеров) определяются двузначно (см. фиг. 3, 4 и 5).

На заводах, где изготавливают пружинные ленты, в настоящее время, как правило, не применяют такие структурные анализаторы. Это объясняется отчасти тем, что однородность структуры ленты стараются получить непосредственно правильной постановкой самой термической обработки ленты, используя для этой цели современное оборудование. Несмотря на это обстоятельство, проведенное нами исследование магнитных свойств двух марок стали, применяемых для заводных пружин, все же представляет определенный практический интерес.

9. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ПРУЖИННОЙ ЛЕНТЕ

Помимо однородности структуры, доброкачественная лента должна иметь полированную и колоризованную поверхность. Поверхность ленты должна быть обработана не ниже 9-го класса

отпуска пружинной ленты определяется однозначно (фиг. 6), тогда как остальные магнитные характеристики (коэрцитивная сила, максимальная магнитная проницаемость и магнитная индукция при различных полях в интервале изменения температуры



Фиг. 6. Кривая изменения остаточной индукции в зависимости от температуры отпуска пружинной ленты.

чистоты. Сабельность (ребровая кривизна) ленты не должна превышать 2,5 мм на длине 1 м. На поверхности ленты не должно быть следов коррозии, плен, закатов, рисок, раковин, пузырей и царапин, видимых невооруженным глазом. Допускаются единичные царапины, риски, вмятины и бугорки от валков и шероховатости в виде точек, не превышающие по глубине и высоте четверти допускаемых отклонений по толщине ленты, в общем количестве не более 6 на длине каждого метра. Кромки ленты должны быть закруглены и тонко зашлифованы. На них не должно быть трещин, раковин, заусенцев и других дефектов.

Все перечисленные требования, предъявляемые к пружинной ленте, следует проверять перед испытанием ее упругих свойств.

Для испытания на упругие свойства, т. е. на угол пружинности, берется по одному образцу ленты от внешнего и внутреннего концов рулона. Испытанию на угол пружинности подвергаются 100% рулонов. Перед этим испытанием должны быть тщательно проверены размеры сечения ленты, особенно ее толщина. Здесь должен быть строго выдержан допуск на толщину. Проверяют размеры ленты микрометром.

В табл. 6 и 7 приводятся допускаемые отклонения по толщине и ширине ленты для заводных пружин.

Таблица 6

| Номинальная толщина ленты в мм | Допускаемые отклонения по толщине ленты в мм |
|-----------------------------------|---|
| 0,10—0,20 | —0,01 |
| 0,20—0,30 | —0,02 |
| 0,30—0,60 | —0,03 |
| 0,60—0,80 | —0,04 |

Таблица 7

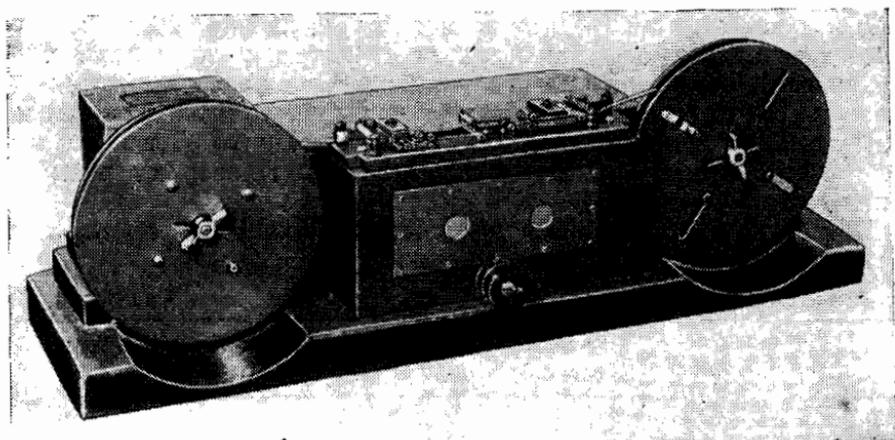
| Номинальная ширина ленты в мм | Допускаемые отклонения по ширине ленты при номинальной толщине в мм | | | |
|-------------------------------------|--|--------------------|--------------------|--------------------|
| | 0,10—0,20 | 0,20—0,30 | 0,30—0,60 | 0,60—0,80 |
| 1,35—3,00 | Минус 0,04—0,06 | Минус 0,06—0,08 | — | — |
| 3,00—15,0 | — | Минус 0,08—0,10 | Минус 0,10—0,20 | — |
| 15,0—40,0 | — | — | Минус 0,15—0,25 | Минус 0,20—0,30 |

Лента, термически обработанная, изготавливается шириной от 1,35 до 40 мм. Нормальное соотношение ширины к толщине устанавливается не больше 100. По особому заказу может быть изго-

товлена также лента с соотношением ширины к толщине больше 100.

По требованию потребителя пружинная лента может быть также подвергнута проверке на глубину обезуглероживания и на микроструктуру.

Глубина поверхностного обезуглероживания ленты определяется по стандарту. Проверка внешнего вида ленты производится, как указывалось выше, невооруженным глазом, а в спорных случаях — под лупой 5-кратного увеличения в соответствии с техническими условиями на приемку ленты.



Фиг. 7. Прибор для проверки сабельности пружинной ленты.

Автором в 1944 г. был разработан проект специального автомата для одновременного контроля размеров сечения, однородности структуры и дефектов пружинной ленты. Схема и описание работы этого автомата приведены в техническом отчете кафедры точного приборостроения МВТУ имени Баумана.

В производственных условиях для определения сабельности проверяемый участок ленты укладывают на плоскость и к вогнутой стороне ленты подводят линейку длиной 1 м, после чего определяют наибольшее расстояние от линейки до ленты. Такой способ контроля на сабельность, разумеется, весьма примитивен. Автором в 1945 г. был разработан прибор (фиг. 7) для автоматической проверки сабельности при непрерывной подаче ленты. Устройство и описание работы прибора приведены в техническом отчете кафедры точного приборостроения МВТУ имени Баумана за 1945 г. и в работе автора¹.

¹ Т. А. Гевондян, Авторское свидетельство № 78123 от 14/VII 1945 г. на «Прибор для непрерывного контроля сабельности (серповидности) металлической ленты».

Колоризованную ленту, принятую ОТК, тщательно смазывают антикоррозионной смазкой, упаковывают в вошеную бумагу и укладывают в деревянные ящики, выложенные промасленной бумагой. Для дальних морских перевозок применяют ящики с запаянной внутренней жестяной обшивкой.

Если завод, поставщик пружинной ленты, изготавливает у себя также и готовые пружины по особому соглашению с заказчиком, то в этом случае колоризованную ленту, принятую ОТК, прямо направляют в цех для изготовления пружин.

10. ОСНОВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОПЕРАЦИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРУЖИН И МЕТОДЫ ИХ ИСПЫТАНИЯ

Технология изготовления самих пружин и их испытания связаны с рядом операций, а именно:

- 1) рубка ленты на заготовки;
- 2) отжиг наружного и внутреннего концов заготовки пружин;
- 3) вырубка отверстий;
- 4) зачистка заусенцев и полировка концов;
- 5) подгибка внутреннего конца пружины;
- 6) навивка пружин и их заневоливание;
- 7) испытание пружин на крутящий момент;
- 8) испытание пружин на долговечность.

Рубка ленты на заготовки обычно производится на эксцентриковом прессе с помощью штампа, одновременно вырубаящего наружный конец первой заготовки и внутренний конец второй (последующей) заготовки. Длина заготовок пружин ограничена на прессе упором.

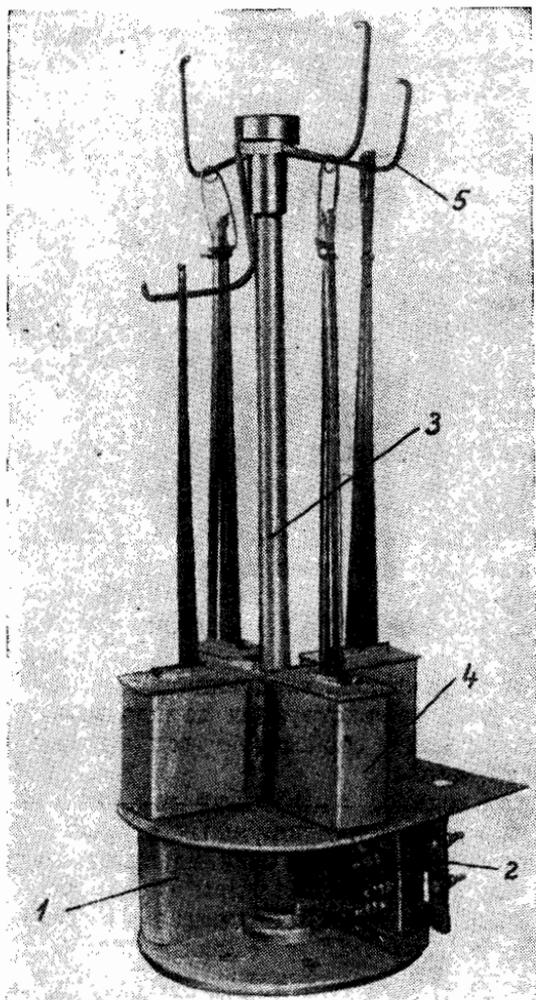
После каждой десятой вырубки заготовок следующая, одиннадцатая, вырубленная заготовка согласно инструкции завода имени Молотова проверяется на механические свойства — угол пружинности и число изгибов до разрушения.

Отжиг концов пружины производится на газовых горелках, в соляных и свинцовых ваннах, а также в индукционных отпускных печах. При отжиге концов газовыми горелками раскладывают веером около 10 пружин и водят концы их над пламенем (предпочтительнее пользоваться одновременно несколькими горелками). Температура отжига не должна превышать 700° , т. е. нагрев должен происходить до темновишневого цвета. Наибольшую предосторожность следует соблюдать при отжиге концов пружин. Охлаждение должно быть насколько возможно медленным, так как в противном случае сталь примет воздушную закалку. Для обеспечения постепенного охлаждения концы пружин тотчас же по окончании отжига складываются вместе, благодаря чему можно избежать быстрого излучения тепла. Кроме того, необходимо следить за тем, чтобы раскаленные концы пружины ни в коем случае не соприкасались с какими-либо металлическими предметами, так как это ускоряет охлаждение, что в свою очередь служит причиной образования хрупкости.

Очень важно, чтобы переход от отожженной части пружины к упругой был постепенным, ибо резкий переход способствует поломке готовых пружин, как это наблюдается при отжиге в соляной ванне. Поэтому по возможности надо избегать отжига концов пружины в соляной или свинцовой ванне. Соляная ванна имеет, кроме того, и другой большой недостаток: если заготовки пружин не будут самым тщательным образом очищены от всяких следов соли, то оставшиеся пятна ее легко вызывают ржавление пружины. При жалобах на качество пружин в большинстве случаев происходят из-за применения соляных ванн.

Для осуществления равномерного перехода от отожженной части к упругой при отжиге концов пружины нами предложена специальная конструкция электрической печи с манжетами. Опытная печь собрана Н. И. Мироничевым, мастером термической лаборатории МВТУ имени Баумана. Печь эта работает при напряжении 36 в, получаемом от сети переменного тока через понижающий трансформатор.

На керамический тигель размером $90 \times 30 \times 90$ мм в качестве нагревателя намотана нихромовая проволока диаметром 1,2 мм. Как видно на фиг. 8, между нижним и верхним основаниями



Фиг. 8. Макет электрической печи с четырьмя манжетами для отжига концов пружин.

установки помещены печь 1 и трансформатор 2. На верхнем основании над печью сделан прямоугольный вырез размером 30×90 мм для загрузки заготовок пружин. На вращающейся стойке 3 установлены четыре керамических манжеты 4 и четыре рычага 5, на которых подвешиваются пакеты заготовок пружин. Каждый пакет

заготовок содержит 30—40 пружин. При вращении стойки 3 каждый из этих рычагов 5 автоматически поворачивается вокруг своей оси на некоторый угол и опускает заготовки в печь в тот момент, когда подвешенные на нем заготовки становятся против отверстия печи. После отжига концов пружин рычаг 5 приводится в исходное положение. При этом концы заготовок остаются в манжете и постепенно остывают. Наличие манжеты позволяет осуществлять равномерный переход от отожженной части пружины к упругой. На этой установке через каждую четверть оборота стойки 3 производится отжиг концов пружин.

Опытами установлено, что для пружинной ленты марки ЭИ142 толщиной $h=0,3\div 0,6$ мм и шириной $b=5\div 25$ мм время выдержки в печи составляет примерно 3—4 мин. при температуре отжига 680° . На базе описанного опытного макета печи (см. фиг. 8) нами разработана 12-секционная электрическая печь для отжига концов пружин, снабженная общей манжетой.

При массовом изготовлении пружин отжиг концов целесообразно производить с помощью указанных электрических печей. Описанные установки для отжига концов пружин были разработаны для одного из заводов в порядке содружества. Такая же опытная установка по нашим чертежам с небольшими конструктивными изменениями, связанными с новыми размерами пружин, изготовлена НИИСЧЕТМАШ также в порядке содружества с кафедрой точного приборостроения МВТУ имени Баумана. Эти установки намечены к внедрению на заводах счетного машиностроения. Конструкции и описание работы этих установок приведены в техническом отчете кафедры точного приборостроения МВТУ имени Баумана за 1951 г.

При отжиге концов пружин следует помнить, что нельзя отжигать слишком большой кусок пружины, так как это сказывается на развиваемом ею моменте. Наружный конец должен быть отожжен лишь настолько, чтобы пружина вокруг ушка стала мягкой. Примерная длина отожженной части наружного конца пружины вместе с переходом может быть вычислена по формуле

$$L_{o.n} = (1,25 - 1,5) \pi \rho_0. \quad (2.1)$$

Длина внутреннего отожженного конца с учетом перехода может быть определена по формуле

$$L_{o.v} = (2,5 - 3,0) \pi \rho_0, \quad (2.2)$$

где ρ_0 — начальный радиус кривизны упругой части пружины, отсчитанный с внутреннего ее конца по нейтральному слою (фиг. 9).

Этот радиус определяется по формуле

$$\rho_0 = mh, \quad (2.3)$$

где h — толщина пружины;
 m — коэффициент прочности.

Этот коэффициент при расчетах пружин берется не меньше 15.

Зная радиус кривизны ρ_0 и толщину h , можно определить радиус валика пружины по формуле

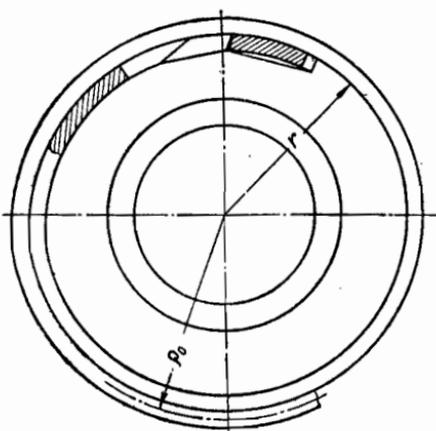
$$r = \rho_0 - 1,5h. \quad (2.4)$$

Учитывая частые поломки пружин, особенно на внутреннем конце, в зоне перехода от отожженной части к упругой нельзя допускать, чтобы длина переходной части была ничтожно малой. Она должна составлять примерно до половины внутреннего отожженного витка пружины.

После отжига концов производится вырубка отверстия. Эта операция выполняется на эксцентриковых прессах специальными штампами для наружного и внутреннего концов.

На фиг. 10 показаны различные конструктивные оформления внутреннего и наружного концов заводных пружин, встречающихся на практике. Для пружин типа *a* и *б* (фиг. 10) после вырубки отверстий производится зенковка отверстия наружного конца пружин для приклейки накладок.

Заусенцы на краях вырубленных отверстий в заготовках пружин зачищают вручную с помощью брусьев или оселков и наждачной бумаги. После удаления заусенцев концы заготовок пружин полируют на вращающихся кожаных, фетровых и войлочных кругах, покрытых наждаком.

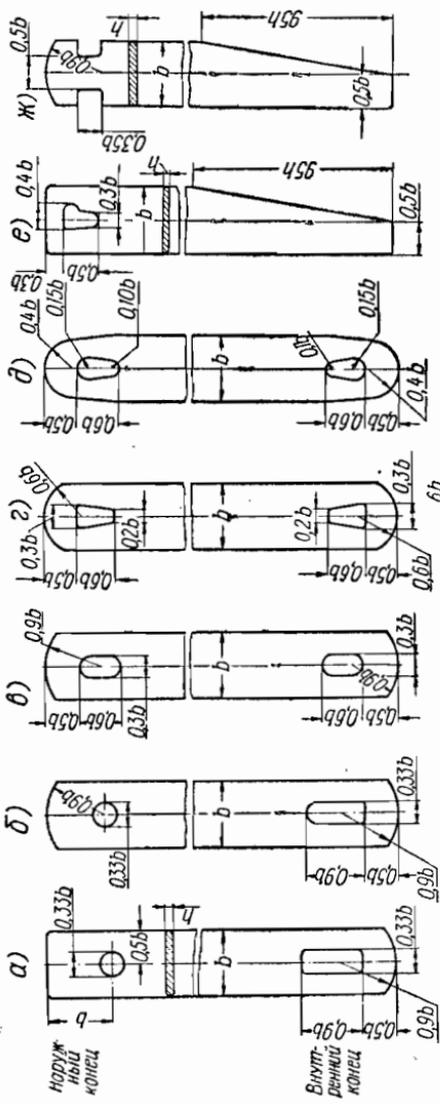


Фиг. 9. Расположение отожженного витка на валике пружины.

Операция подгибки внутреннего конца пружины производится на простых приспособлениях. После этой операции заготовку пружины плотно навивают на оправку и заневоливают.

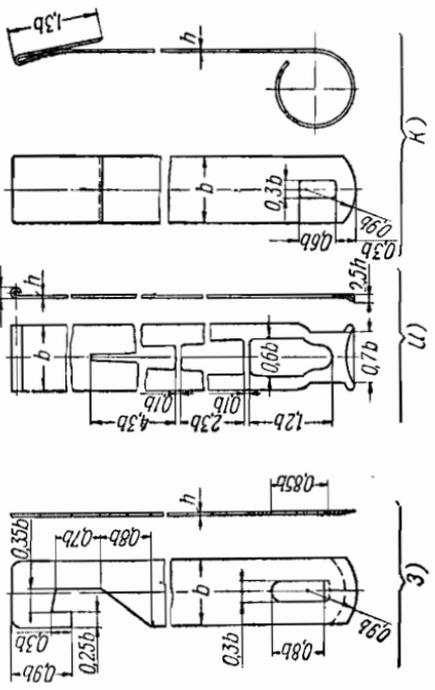
Для одной и той же нормально термически обработанной ленты в зависимости от натяжения пружины при навивке можно получить различные формы свободной пружины, следовательно, и различные моменты. Поэтому навивка пружин должна производиться механизированно, так как при ручном способе навивки натяжение пружин получается самым различным; механизированные приспособления с автоматическим выключением в конце навивки (фиг. 11) обеспечивают необходимую стабильность формы свободной пружины.

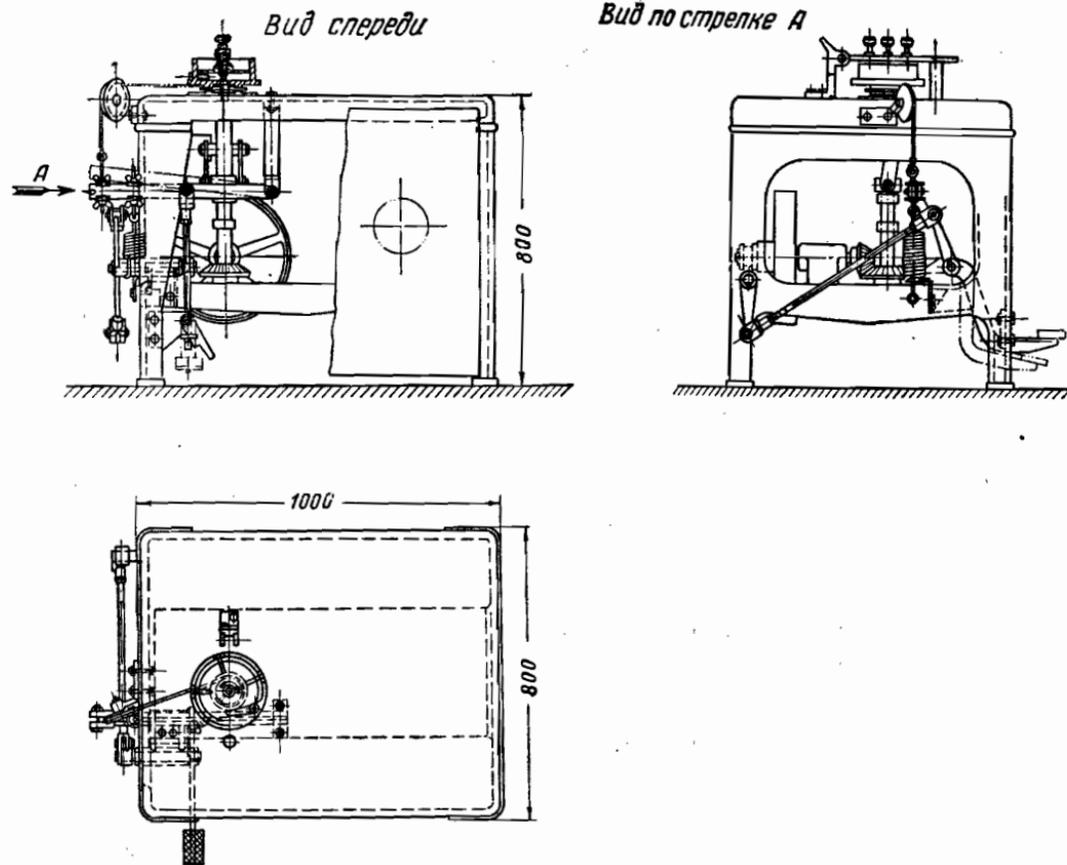
Образцы ленты, вырезанные из рулона для испытания, не всегда гарантируют стопроцентную пригодность всего рулона, так как очень часто на отдельных его участках попадаются дефекты, которые снижают качество пружины. К числу таких дефектов относятся: неметаллические включения, наличие остаточного аустенита,



Фиг. 10. Конструктивное оформление внутреннего и наружного концов заводных пружин.

а, б—для мелких размеров, в, г и д—для средних и крупных размеров, е—для спиральных крупных размеров, ж—для игольчатых, з—для механической дистанционной трубки, и—кино съемочного аппарата КС-50Б, К—с U-образным креплением.



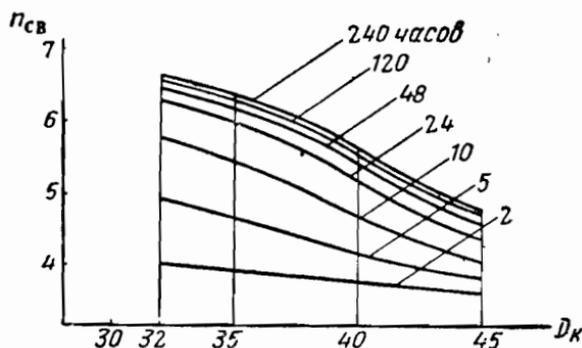


Фиг. 11. Установка для механизированной навивки пружин.

рванины на кромках ленты, микроскопические трещины, закаты, плены, электроприжоги и пр.

Так как подобные дефекты практически не контролируются при помощи специальных дефектоскопов и не все готовые пружины испытываются на долговечность, метод заневоливания при изготовлении пружин нужно считать весьма ценным мероприятием.

Сущность этого метода состоит в том, что заготовку пружины после отжига концов, пробивки отверстий и подгибки внутреннего конца плотно навивают на оправку, радиус которой равен радиусу валика заводного барабана, и в таком напряженном состоя-



Фиг. 12. Кривые изменений числа свободных витков пружины в зависимости от диаметра кольца при различном времени выдержки.

нии выдерживают пружину либо в специальных приспособлениях, либо в кольцах, внутренний диаметр которых обычно принимается несколько больше внешнего диаметра туго навитой пружины. Это делается для того, чтобы после надевания кольца на плотно навитую пружину витки несколько раздались и тем самым дали возможность легко освободить пружину с кольцом от оправки.

При заданной длине заготовки пружины $L_{\text{заг}}$, ее номинальной толщине h и радиусе оправки r_0 внутренний диаметр кольца для заневоливания пружины определяется формулой

$$D_{\text{к}} = 2 \sqrt{\frac{L_{\text{заг}} h}{\pi} + r_0^2 + (4 \div 8) h}. \quad (2.5)$$

Диаметр кольца всегда должен быть несколько меньше внутреннего диаметра заводного барабана $2R$ и несколько больше диаметра туго заведенной пружины $2\rho_{\text{т}}$, т. е.

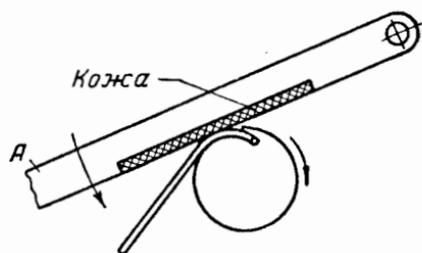
$$2R < D_{\text{к}} < 2\rho_{\text{т}}.$$

Насколько размер кольца в зависимости от времени выдержки влияет на форму свободной пружины (или на ее число витков $n_{\text{св}}$) видно из графика (фиг. 12). Эти кривые построены для пружины размером $0,5 \times 25 \times 1250$ мм.

Оправка для заневоливания делается по спирали, как это показано на фиг. 13. Плотное прилегание витков при навивке осуществляется рычагом *A*, который прижимает пружину с постоянной силой.

Пружина в заневоленном состоянии в кольце остается в течение определенного времени (от 2 до 10 дней) в зависимости от технических требований. Пружина при этом получает наклеп («упрочняется»).

Если после нескольких дней заневоливания пружину вынуть из кольца, то она не распрямится, а останется свернутой по форме спирали и только увеличит свои габариты. Следовательно, в процессе изготовления материал пружины претерпевает значительные остаточные деформации.



Фиг. 13. Спиральная оправка для заневоливания пружин.

Выдержка пружины в заневоленном состоянии в течение определенного времени нужна как для стабилизации формы, так и для частичной отбраковки пружин, главным образом по материалу и термической обработке. Подвергая пружину нагреву в заневоленном состоянии, в кольце до температуры 100—120°, ускоряют процесс стабилизации. Так изготов-

ляют, например, некоторые специальные пружины.

Таким образом, стабилизацией пружины не только обеспечивается получение неизменяемого со временем момента пружины, но также достигается уменьшение действительной величины напряжения и одновременное повышение механических качеств материала.

Многочисленные опыты показывают, что метод заневоливания действительно позволяет произвести частичную отбраковку недоброкачественных пружин. Например, на практике нередко наблюдались случаи, когда из разных партий заневоленных пружин больше половины оказывались разрушенными во время этой операции. Разрушения часто замечались и на второй день после заневоливания.

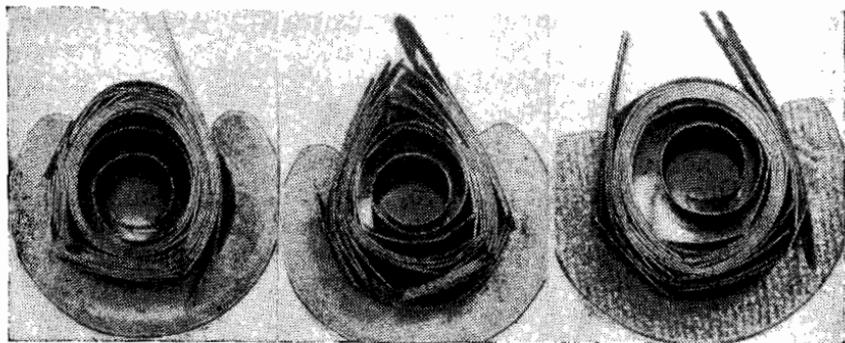
На фиг. 14 представлены наиболее характерные случаи поломок пружин из различных партий. Для выяснения причин их разрушения была произведена всесторонняя экспертиза. Исследование микроструктуры в местах трещин при различных увеличениях (200×450 и 850×1350) при травлении реактивами 4%-ным HNO₃ и 10%-ным HCl не обнаружило заметной разницы между поломанными и неполоманными пружинами. Излом дефектных пружин оказался блестящим, но не крупнозернистым.

Методом сравнения показаний дефектных и нормальных пружин магнитометрическим анализом на аустенископе и на коэрцитиметре удалось установить, что по всей вероятности основной при-

чиной поломок пружин послужил недостаточный структурный распад стали после закалки ленты вследствие происшедшего низкого отпуска печи (порядка 320—380°).

Поскольку в образцах ленты при химическом анализе обнаружено повышенное содержание Сг (0,39—0,40% против 0,23% в плавке), можно допустить, что недостаточному структурному распаду в ленте способствовало также и повышенное содержание Сг.

Если после термической обработки в ленте остается «остаточный аустенит», то последний под действием деформации при заневоливании с течением времени превращается в мартенсит. Так как мартенсит хрупкий, то под действием напряжений пружина



Фиг. 14. Разрушение дефектных пружин при выдержке их в кольце.

ломается очень часто на мелкие части. В этом отношении поломанные пружины, показанные на фиг. 14, являются очень характерными. Если пружина ломается в одном месте, то это означает, что поломка произошла по всей вероятности под влиянием других факторов. Надо полагать, что при выделении мартенсита прочие местные дефекты сказываются сильнее. Например, при наличии мельчайшей трещины и образовании тонкого мартенситного слоя на кромках ленты пружина сравнительно быстро разрушается при заневоливании в кольцо. Мартенситный тонкий слой на кромках ленты может образоваться вследствие сильного нажатия при шлифовании закаленной и отпущенной ленты, при которой тонкий слой ленты нагревается до высокой температуры, а при охлаждении закаливается с образованием мартенситной структуры.

Поэтому во избежание получения дефектной пружинной ленты следует для шлифования кромок применять специальное приспособление, осуществляющее постоянное нажатие на кромку ленты, или же шлифование кромки производить до закалки и отпуска, т. е. на сырой ленте.

Поломка пружин на части при длительном их заневоливании в кольцах или при их хранении в заводных барабанах может относиться и к явлению самопроизвольного разрушения термически обработанных изделий.

Вопрос самопроизвольного разрушения термически обработанных сталей, в частности, пружин, находящихся под действием длительной статической нагрузки, до сих пор еще мало изучен.

Работа Вельтера¹, посвященная исследованию самопроизвольного разрушения сталей, не дала результатов, так как на мягкой отожженной стали автору не удалось искусственно воспроизвести это явление.

Специалисты по термической обработке, например, С. М. Рустем² указывает на явление самопроизвольного разрушения закаленных инструментов, своевременно не подвергнутых отпуску. В тех случаях, когда инструмент или какое-либо другое изделие, изготовленное из инструментальной стали, остается неотпущенным, в нем через некоторое время под действием внутренних напряжений появляются трещины. Так с течением времени внутренние напряжения либо остаются постоянными, либо даже несколько уменьшаются, а появление трещин на инструменте, спустя некоторое время после закалки, по мнению С. М. Рустема, должно быть отнесено к явлению самопроизвольного разрушения.

Я. М. Потак³ указывает на то, что во всех случаях самопроизвольного разрушения наблюдается та характерная особенность, что разрушение стальных деталей происходит при нормальной температуре не сразу при приложении нагрузки, а лишь спустя некоторое время.

Он также дает принципиальное объяснение самопроизвольного разрушения закаленной стали, которое сводится к тому, что под влиянием длительно действующих растягивающих напряжений в закаленном металле с течением времени происходят структурные изменения, приводящие к понижению сопротивления металла нормальным напряжениям (сопротивления отрыву). В тот момент, когда сопротивление металла нормальным напряжениям уменьшится ниже приложенной к детали нагрузки или действующих в ней внутренних напряжений, должно произойти самопроизвольное разрушение этой детали.

Вид излома деталей в результате самопроизвольного разрушения свидетельствует о том, пишет этот автор, что разрушение произошло под действием нормальных напряжений. Излом всегда расположен нормально к действию сил и характеризуется либо полным отсутствием пластической деформации, либо незначительной ее величиной.

Согласно работам академика Н. Н. Давиденкова⁴, а также работам Я. Б. Фридмана⁵ разрушение образца или детали может произойти от нормальных напряжений (отрыв) или от тангенциаль-

¹ G. Welter, Z. f. Metallkunde, Heft 3, S. 75, 1926.

² С. М. Рустем, Справочник «Руководство по термической обработке инструментов», ОНТИ, 1937.

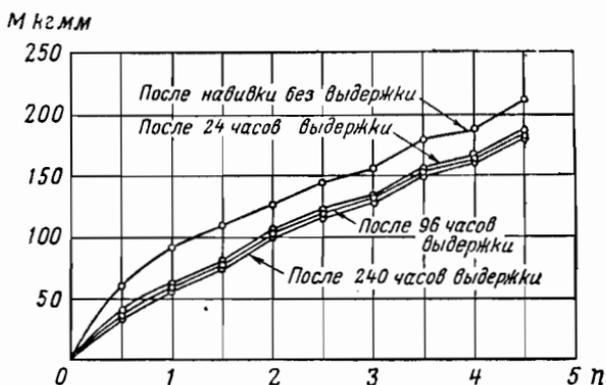
³ Я. М. Потак, Метод оценки склонности закаленных сталей к самопроизвольному разрушению под действием статической нагрузки, журн. «Заводская лаборатория», 1947, № 1.

⁴ Н. Н. Давиденков, Динамические испытания металлов, ОНТИ, 1936.

⁵ Я. Б. Фридман, Единая теория прочности, Оборонгиз, 1943.

ных напряжений (срез). Тот или другой вид разрушения определяется видом напряженного состояния образца или детали и величинами, характеризующими сопротивление материала нормальным и тангенциальным напряжениям. Мы ограничимся этими указаниями из литературы. Следует отметить, что вопрос самопроизвольного разрушения является темой специального большого научного исследования, этого вопроса мы только коснулись, поскольку явление самопроизвольного разрушения наблюдается и в пружинах.

На фиг. 15 представлены кривые моментов спуска пружины при различном времени ее выдержки в кольце диаметром 40 мм. Из этой диаграммы видно, что наибольшая усадка пружины происхо-



Фиг. 15. Кривые изменений моментов спуска пружины в зависимости от оборотов барабана при различном времени выдержки в кольце для заневольвания.

дит главным образом в течение первых четырех суток. При дальнейшем увеличении времени выдержки момент спуска пружины почти не изменяется. Такая пружина обеспечивает требуемый момент для нормальной работы. Однако согласно техническим условиям эту пружину выдерживают в кольце в течение 10 суток. Очевидно такой срок выдержки выбран не столько с целью дальнейшей стабилизации пружины, сколько с намерением более полной отбраковки ее в случае дефектов.

В заключение следует отметить, что существующий на заводах метод сплошного контроля пружин заневольванием их в кольце, конечно, не заменяет специального дефектоскопа и структурного анализатора, так как этот контроль улавливает только грубые отклонения от нормы. Учитывая, что методом заневольвания производятся не только частичная отбраковка пружин при отсутствии специальных дефектоскопов, но одновременно и их стабилизация (операция не менее важная для правильной оценки годности пружин при измерении момента), следует эту технологическую операцию рекомендовать во всех случаях изготовления пружин.

После навивки и заневоливания приклепываются накладки к пружинам. Накладки предварительно термически обрабатываются и колоризируются.

Каждая изготовленная пружина испытывается на крутящий момент с помощью специального упругомера согласно техническим условиям заказчика. Испытанная на крутящий момент каждая пружина проходит также рихтовку по плоскости и исправление витков, после чего партия пружин с бирками (от мотков) передается на окончательную приемку.

Все годные пружины, принятые ОТК, поступают на участок упаковки, где их обезжиривают, промывая в чистом авиационном бензине или удаляя жир другими нейтрализующими средствами, затем просушивают и тщательно смазывают нейтральным маслом.

Готовые пружины заневоливают в транспортные кольца и упаковывают в жестяные коробки, которые затем запаивают и укладывают в деревянные ящики. Размеры транспортных колец должны всегда быть несколько больше колец для заневоливания и несколько меньше внутреннего диаметра заводного барабана.

Испытание пружин на долговечность производится, как правило, периодически¹. Из каждой новой партии готовых пружин испытывают 5—6 шт. на выбор.

Испытание проводится на специальных приборах, где пружины в своих барабанах заводятся и распускаются до поломки. Число циклов каждой пружины отсчитывается на приборе соответствующими счетчиками (описание конструкции и работы этих приборов см. в гл. IV).

В табл. 8 приведены результаты испытаний на долговечность часовых пружин «Победа» и «Салют», изготовленных по новой технологии на заводе имени Молотова («наклеп — отпуск»). Эти пружины были испытаны по заданию промышленности в лаборатории точного приборостроения МВТУ имени Баумана на приборе для испытания на долговечность (см. фиг. 109).

Таблица 8

| Наименование часов | Размеры пружин в мм | Количество испытанных пружин в шт. | Предельные значения числа циклов до поломки | Среднее число циклов до поломки |
|--------------------|------------------------|---------------------------------------|---|---------------------------------|
| „Победа“ | 0,12×1,5 | 300 | 845—4520 | 3150 |
| „Салют“ | 0,17×1,35 | 300 | 787—4311 | 2873 |

Все пружины испытывались на долговечность при одном и том же режиме — 3 сек. на завод и 3 сек. на роспуск. Данные, приве-

¹ Бюллетень Центрального института информации Министерства черной металлургии, Металлургиздат, 1947, 17/(85).

денные в табл. 8, показывают, что при таком ускоренном методе испытания пружин срок службы указанных часов при ежедневном их заводе равен 8—9 годам.

Проблема изучения долговечности заводных пружин и выявление причин их поломок — большая самостоятельная тема, которая должна разрабатываться длительное время в тесном сотрудничестве с производством.

В связи с этим вопросы увеличения срока службы пружин методами дробеструйной обработки, обкатки роликами или другими методами безусловно заслуживают внимания и требуют также специального всестороннего изучения.

11. ПРИЧИНЫ ПОЛОМКИ ПРУЖИН

При длительной работе пружины в заводном барабане основной причиной поломки является усталость материала. Независимо от свойства стали и способа закалки и отпуска многие факторы обуславливают практический предел усталости. К числу их, например, относятся условия приложения усилий (частота, продолжительность, внезапные изменения), состояние поверхности (отполированная или шероховатая), температура и химические действия (коррозия, окисление). Малейший дефект структуры стали, малейшая примесь или самая незначительная трещина, какое-либо малозаметное повреждение поверхности могут ускорить поломку пружины при испытании ее на усталость. Поломка пружины может произойти от некачественной стали, от неправильно проведенной операции прокатки или термической и механической обработки ленты.

Наиболее существенные дефекты в металле появляются в результате механической и термической обработки.

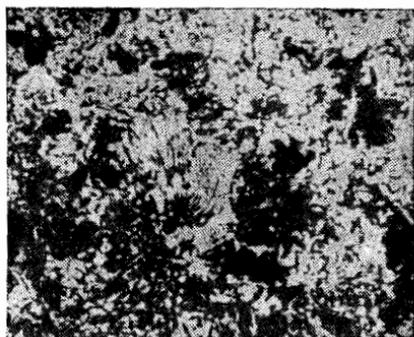
После отливки, как известно, сталь подвергается горячей прокатке до толщины примерно 2—3 мм. Такая обработка деформирует сталь, изменяет ее структуру, перемешивает структурные составляющие, раздробляя их. Таким образом, внутренняя структура стали совершенно изменяется (фиг. 16). В результате этого изменяются и механические свойства стали. Предел упругости увеличивается, материал становится твердым, возникают значительные внутренние напряжения, которые, нарушая молекулярное сцепление, способствуют образованию микротрещин. Такие трещины наблюдаются главным образом на краях прокатываемых полос; они могут возникать и внутри обрабатываемого металла, причем их не всегда возможно обнаружить.

На фиг. 17 при большом увеличении показаны подобные микротрещины. Они уменьшают сопротивление металла, в результате чего он становится более хрупким.

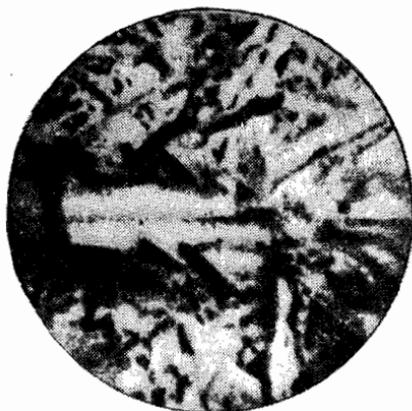
Термическая обработка, следующая за прокаткой, снимает напряжения. Микротрещины не только остаются, но, заполняясь химическими реагентами при последующей обработке пружины, становятся очагами коррозии.

Поломка пружины может произойти также от неправильного конструктивного выполнения валика заводного барабана, дефектов крепления концов и от неправильного отжига концов пружины. Часто размер валика не соответствует толщине пружины. Радиус валика должен быть не меньше 15 толщин.

Нередко головку штифта в месте внутреннего крепления делают слишком высокой. Нормально она не должна быть больше толщины пружины, так как в противном случае второй виток пружины при заводе будет сильно изгибаться на выступающей части головки штифта, получая в этом месте значительную кривизну.



Фиг. 16. Микроструктура катанки для пружинной ленты ($\times 220$).



Фиг. 17. Микроструктура катанки с микротрещинами ($\times 3300$).

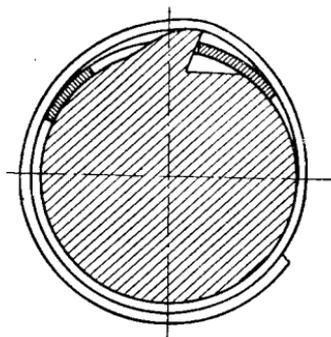
На фиг. 18 схематически показано неправильное крепление внутреннего конца пружины к валику. Из этой фигуры видно, что крючок валика настолько сильно выступает, что второй виток пружины в этом месте подвергается значительному изгибу. Поэтому, если пружина на месте выступа головки крючка недостаточно отожжена, то поломка пружины неизбежна в самый короткий срок.

На фиг. 19 показан валик заводного барабана итогового перфоратора счетно-аналитической машины, в котором головка штифта настолько выступает, что происходят частые поломки пружин на внутреннем конце. Одна из таких пружин этой машины показана на фиг. 20.

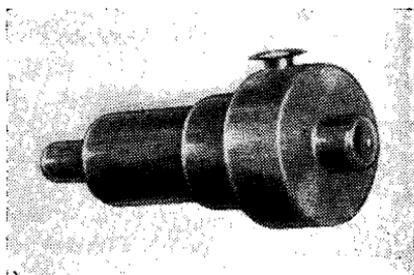
Наглядным примером поломки внутреннего конца пружины от неправильного конструктивного выполнения крепления может также служить пружинный двигатель часового механизма термографа, приведенного на фиг. 21.

Эти примеры наглядно иллюстрируют влияние выступающего крючка на валике барабана и неравномерное изменение структуры по длине перехода вследствие неправильного отжига ее внутреннего конца. Например, исследование причин частой поломки заводных пружин контрольных и перфораторов счетно-аналитических машин показало, что в подавляющем большинстве случаев поломка

происходила вблизи места крепления внутреннего конца заводных пружин (примерно на 2—3 витках). Исследование 38 таких образцов поломанных пружин контрольника, взятых в Мосгормашучете, дало следующие результаты.

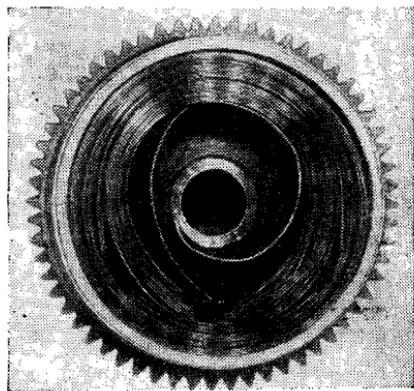


Фиг. 18. Неправильное крепление внутреннего конца пружины к валуку.

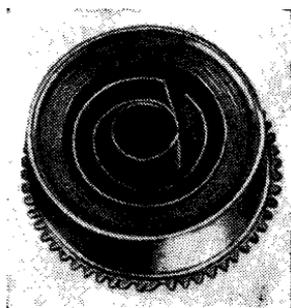


Фиг. 19. Валик заводного барабана итогового перфоратора счетно-аналитической машины.

Твердость отожженных концов пружин колеблется в пределах от 280 до 480 H_n . В отдельных случаях концы пружин совсем не отожжены. Пружины двухпериодного перфоратора, как правило, совсем не имеют отожженных концов (согласно действующему на заводе чертежу). Длина отожженных концов (включая зону пере-



Фиг. 20. Поломанная пружина итогового перфоратора.



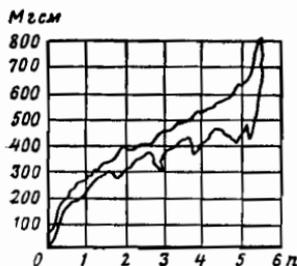
Фиг. 21. Поломанная пружина часового механизма термографа.

хода) — самая разнообразная — от 30 до 162 мм, в некоторых случаях длина достигает даже 300 мм. Зона перехода от отожженной к упругой части по длине колеблется от 7 до 70 мм. В большинстве случаев без плавного перехода по твердости. Поломка пружины,

как правило, происходит на расстоянии 10—20 мм от отожженного конца.

Следует отметить также, что на заводах счетных машин пружинную ленту часто вставляют в барабан без предварительного заневольивания. Поэтому стабилизация пружины происходит непосредственно во время работы машины в условиях эксплуатации.

Выступающая головка крючка на валике при эксцентрично расположенных витках (вследствие применения нерационального крепления наружного конца) создает дополнительное межвитковое давление, а следовательно, и трение при надвигании участка прижатых витков на выступающий крючок. Кроме того, эксцентричное расположение витков увеличивает трение в цапфах барабана.



Фиг. 22. Диаграмма работы заводной пружины.

При съемке диаграммы работы пружины на самопишущем приборе совместное влияние указанных дефектов хорошо воспроизводится на кривой спуска при каждом обороте валика (фиг. 22). Эти резкие изменения движущей силы пружины вызывают изменения амплитуды баланса часов, часто очень значительное. Исследования Аттинжера¹ показали, что подобные изменения достигают 20° и могут действовать в течение многих часов. Таким образом, большая высота головки

штифта на валике и применение нерационального наружного крепления влияют не только на долговечность работы пружины, но и на точность хода часов.

Для правильного выполнения внутреннего крепления не менее важным фактором является, как об этом говорилось выше, получение равномерного отжига конца. Это в равной степени относится и к наружному концу пружины.

Поломка вызывается также влажностью окружающей атмосферы, сыростью; при резком изменении температуры влага конденсируется на пружине и усиливает или развивает коррозию. Поломка пружины может вызываться кислотностью смазочных масел, а также другими факторами, способствующими образованию очагов коррозии.

На фиг. 23 приведен характерный случай поломки заводной пружины настольных часов. Разрушение этой пружины на много частей произошло, как показали наши исследования, вследствие наличия мельчайших, едва заметных, пятнышек ржавчины.

Очень часто на производстве не обращают внимание на культуру изготовления ленты и пружины. Например, вставляют пружины в барабан потными руками без перчаток. Самый процесс вкладывания пружины в барабан нередко выполняется без специальных приспособлений, отчего получают царапины. Следы от

¹ M. C. Attinger, Bull. ann de la société Suisse de chronometrie, 1933.

пальцев и царапины на поверхности пружины являются будущими очагами коррозии, которые при неблагоприятных условиях хранения приводят к быстрой поломке пружины. Поэтому прикасаться руками к ленте после колоризации при всех последующих операциях изготовления пружин категорически запрещается.

Весь обслуживающий персонал, включая и работников технического контроля, должен быть снабжен перчатками, наперстниками, пинцетами, чистыми тряпками или другими средствами, предохраняющими от непосредственного соприкосновения с пружинами или их заготовками.

Помещение, где производят пружины, одежда рабочих и инженерно-технических работников, занятых в этом производстве, а также оборудование должны соответствовать установленному санитарному режиму, гарантирующему чистоту, порядок и отсутствие сырости.

Для того чтобы можно было гарантировать максимальную долговечность работы пружин, необходимо прежде всего вести самую решительную борьбу с причинами, вызывающими коррозию. Радикальным решением этой проблемы было бы освоение новых антикоррозийных сплавов для пружин.

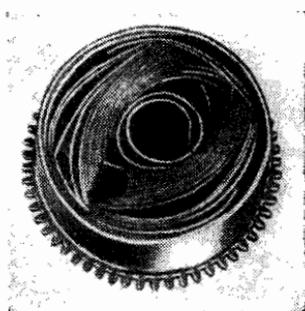
12. ПРОБЛЕМА ОСВОЕНИЯ НОВЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

Вопрос освоения в производстве новых сплавов для пружин в настоящее время имеет весьма актуальное значение. Решение этой проблемы связано с получением такого сплава, который был бы антикоррозийным, немагнитным, имел бы максимально достижимый модуль упругости и обладал бы высокой пластичностью.

Пружины должны обладать антимагнитными свойствами потому, что в часовых механизмах они являются сравнительно крупной деталью и в случае их намагниченности оказывают большое влияние на работу мелких деталей. Пружины должны иметь самый высокий модуль упругости, который вообще можно достигнуть для сталей, и обладать высокой пластичностью, чтобы можно было обеспечить максимальную силу отдачи и долговечность работы.

Как известно, применяемые в настоящее время для изготовления пружин углеродистые и кремнистые стали не вполне отвечают всем этим требованиям. Поэтому создание нового сплава, более полно обладающего указанными свойствами, является делом большой важности.

В настоящее время Институт прецизионных сплавов ЦНИИЧЕРМЕТ освоил для часовых пружин новые сплавы К-30



Фиг. 23. Разрушенная пружина в барабане вследствие коррозии.

и К-40 типа «Элжилой». По литературным данным¹ дисперсионно твердеющий сплав «Элжилой» содержит (в %): С=0,15; Со=40; Cr=20; Ni=15,5; Fe=15; Мо=7; Ве=0,03 и Mn=2,0. Этот сплав является твердым, прочным, немагнитным материалом с высоким сопротивлением коррозии. Он нечувствителен к влажности и совершенно не показывает следов коррозии после воздействия струи 10%-ного раствора соли в течение 500 час. При воздействии царской водки в течение 12 мин. этот сплав не обнаруживает следов разедания. Кроме того, он значительно лучше сопротивляется действию соляной и азотной кислот, чем нержавеющая сталь.

Таким образом, сопротивление атмосферной коррозии и химическим воздействиям у сплава «Элжилой» выше, чем у лучшей нержавеющей стали. Благодаря этому свойству он нашел широкое применение там, где коррозионная стойкость должна сочетаться с высокой прочностью. Сплав «Элжилой» заменяет золото, идущее на изготовление перьев для автоматических ручек, применяется для изготовления шариков в подшипниках, предназначенных для научных и контрольно-измерительных приборов, для изготовления хирургических инструментов. Кроме того, из «Элжилоя» изготавливают клапанные виты пружины, работающие в атмосфере паров плавиковой кислоты при постоянной нагрузке, т. е. в таких условиях, где от сплава требуется высокое сопротивление ползучести. По литературным данным живучесть этого сплава значительно больше, чем углеродистых сталей.

По имеющимся сведениям о технологии производства пружинной ленты из сплава «Элжилой» известно, что тонкая узкая лента получается путем резки на дисковых ножницах широкого листа по выходе из стана. Из-за высокой твердости этого сплава спроектировано специальное оборудование для полировки и обработки. Пружинная лента толщиной 0,10—0,15 мм получается не плющением проволоки, а разрезкой холоднокатаной полосы на узкие ленты.

В отличие от описанного метода изготовления ленты пружинной ленты, изготовленная из сплавов К-30, К-40, делается плющением проволоки с целью повышения предела пропорциональности.

Для изучения упруго-пластических свойств этих сплавов кафедра точного приборостроения МВТУ имени Баумана в порядке сотрудничества с Институтом прецизионных сплавов провела ряд испытаний на своих приборах. Получены диаграммы $M-\varphi$ образцов при различных видах термической обработки, определены упруго-пластические коэффициенты и модуль упругости, изучена усадка материала при стабилизации образцов, засняты диаграммы

¹ Новые прочные немагнитные пружинные металлы, имеющие высококоррозионное сопротивление, журн. «Materials and Methods», Apr., 1947; M. Tricker, Metals in Clock and Instrument Manufacture—The Journal of the Institute of Metals and Metallurgical Abstracts, July, 1949; Kenneth Rose, Highly Corrosion Resistant Spring Material Finds Varied Use, «Materials and Methods», Sept., 1950.

моментов готовых пружин, имеющих размеры $0,12 \times 1,5 \times 320$ мм; проведены также испытания этих пружин на долговечность.

Из 40 опытных пружин при крутящем моменте в пределах от 56 до 65 гсм средняя долговечность составила 8850 циклов при предельных отклонениях от 1270 до 15 220. Из простого сопоставления видно (см. табл. 8), что с точки зрения долговечности работы эти сплавы имеют явные преимущества перед углеродистыми сталями марок У8А и У12А.

В последние годы в зарубежной печати появился ряд статей¹, посвященных освоению производства новых антикоррозионных и антимангнитных сплавов для часовых пружин. Так, например, сплав марки «Нивафлекс» применяется для изготовления мелких S-образных часовых пружин. По литературным данным этот сплав обеспечивает хорошую долговечность и стабильность хода часов.

В заключение остановимся на приведенной заводской технологии в части методов испытания пружинной ленты и готовых пружин. Здесь следует отметить ряд существенных недостатков. Они в основном сводятся к следующему.

1. Отсутствие связи между основной механической характеристикой пружинной ленты — углом пружинности $\Theta_{\text{тар}}$ — и теоретическим расчетом пружины. Эта оторванность теории от практики не позволяет по заданной работе пружинного двигателя находить истинный угол остаточной деформации Θ для контроля ленты.

2. Необоснованность применения на производстве приборов для оценки качества пружинной ленты. Не ясно, почему для оценки качества ленты для заводных пружин следует пользоваться одновременно показаниями трех механических характеристик: угла пружинности, переменного изгиба и предела прочности при растяжении.

3. Несовершенство применяемых приборов для контроля ленты, в частности, прибора типа Тарногородского; этот прибор из-за существенных конструктивных недостатков замеряет не истинное значение угла остаточной деформации ленты, а искаженное, с ошибками, к тому же без учета усадки пружины.

4. Несовершенство приборов для испытания готовых пружин на крутящий момент и на долговечность. Например, существенным недостатком прибора для измерения момента заводной пружины в цеховых условиях является то обстоятельство, что измерение момента производится вручную. При этом нередко допускается ошибка в определении числа оборотов валика заводного барабана при спуске пружины на заданное число оборотов.

Указанные недостатки более подробно рассматриваются в следующих двух главах, где не только подвергаются критике приме-

¹ R. Straumann, Die Nivaflex—Zugfeder, «Deutsche Uhrmacher Zeitschrift», № 1, 1953; C. Haas, Bruchsichere Zugfedern ergeben größere Zuverlässigkeit, «Deutsche Uhrmacher Zeitschrift», № 6, 1954.

няемые на производстве приборы для испытания ленты и готовой пружины, но и даются описания разработанных нами новых приборов, свободных от перечисленных недостатков. Следует также отметить, что одной из главных причин отсутствия до настоящего времени ГОСТ на пружинную ленту для заводных пружин, несмотря на неоднократные предложения Комитета стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР, является тот факт, что в методике контроля ленты не было еще полной ясности.

Глава III

КРИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИМЕНЯЕМЫХ НА ПРОИЗВОДСТВЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ТЕРМИЧЕСКИ ОБРАБОТАННОЙ ЛЕНТЫ ДЛЯ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

1. ИСПЫТАНИЕ ЛЕНТЫ НА ПРИБОРЕ ТАРНОГРОДСКОГО

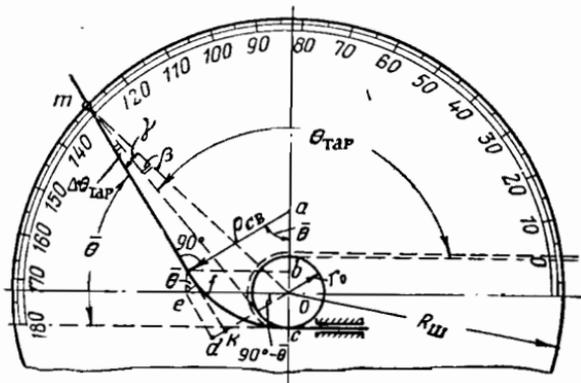
Отсутствие научно обоснованной единой методики оценки качества стальной термически обработанной ленты для заводных пружин вынуждало применять на пружинных заводах СССР и за границей всевозможные методы испытания, основанные главным образом на практическом опыте того или иного лица, выполнявшего испытания, дающие этому лицу достаточно ясное представление о пригодности пружинной ленты. Сюда относится в первую очередь испытание на изгиб вручную, при котором образец ленты упруго сгибается пополам и, наконец, разрывается. По тому сопротивлению, которое образец ленты оказывает сгибанию, по звуку, который он издает при разрыве, и по виду обоих разорванных концов опытный работник может составить довольно верное представление о пригодности пружины, о ее вязкости и упругости, а испытывая несколько образцов пружин, изготовленных из одного и того же материала, судить об их однородности.

Подобный метод испытания, хотя и очень ценный для рядовой проверки, совсем непригоден для более точных исследований, когда обязательно требуются точные числовые данные. Для получения таких данных в дополнение к испытанию на изгиб вручную Тарногородский много лет тому назад предложил прибор для испытания пружинной ленты. На этом приборе образец ленты изгибается вокруг оправки на 180° и после его освобождения приведением рукоятки в исходное положение на шкале с делениями отсчитывается так называемый угол пружинности $\Theta_{\text{тар}}$ (фиг. 24). Для отсчета углов имеется неподвижная шкала, на которой нанесены деления по касательной к окружности оправки справа налево от нуля до 180° .

Такое конструктивное оформление прибора не позволяет определять истинное значение угла остаточной деформации ленты Θ , что приводит к большим ошибкам. Ошибки получаются вследствие

того, что пружинная лента после изгиба на 180° вокруг оправки приобретает кривизну большего радиуса $\rho_{св}$, чем радиус оправки r_0 , по которому ошибочно во многих приборах Тарногородского ведется построение шкалы.

В этом случае угол пружинности на приборе Тарногородского $\Theta_{тар}$ отсчитывается в результате пересечения прямолинейной части испытуемого образца с радиусом шкалы в точке m (см. фиг. 24). Так как через точку пересечения m может проходить бесчисленное множество прямых, которые могут иметь различные направления, то и искомый угол $\Theta_{тар}$, практически не может определяться точно.



Фиг. 24. Схема прибора Тарногородского.

Обозначим:

- $\Theta_{тар}$ — угол пружинности по Тарногородскому в градусах;
- $\bar{\Theta}$ — истинный угол остаточной деформации испытуемого образца ленты в градусах;
- $\Delta \Theta_{тар}$ — ошибку в градусах, получаемую на приборе Тарногородского при замере угла пружинности $\Theta_{тар}$;
- $R_{ш}$ — радиус шкалы;
- r_0 — радиус оправки;
- h — толщину испытуемого образца;
- ρ_0 — радиус загиба ленты по дуге оправки, отсчитанный по нейтральному ее слою, равный $r_0 + \frac{h}{2}$;
- $\rho_{св}$ — радиус кривизны освобожденного образца ленты, отсчитанный по нейтральному слою;
- α — угол загиба образца ленты вокруг оправки на приборе Тарногородского; этот угол равен π .

На основании схемы (фиг. 24) имеем:

$$\bar{\Theta} = \frac{\alpha}{\rho_{св}} \rho_0 = \frac{\pi}{\rho_{св}} \left(r_0 + \frac{h}{2} \right),$$

откуда

$$\rho_{св} = \frac{\pi}{\bar{\Theta}} \left(r_0 + \frac{h}{2} \right). \quad (3.1)$$

Пользуясь последним уравнением и схемой, представленной на фиг. 24, вычислим ошибки, получаемые на приборе Тарноградского при измерении угла остаточной деформации пружинной ленты.

Из этой схемы видно, что

$$ob = ac - ab - oc = \rho_{св}(1 - \cos \bar{\Theta}) - \left(r_0 + \frac{h}{2}\right);$$

$$ab = \rho_{св} \cos \bar{\Theta}; \quad oe = gb = \rho_{св} \sin \bar{\Theta}; \quad om = R_{ш};$$

$$ef = ob \cos \bar{\Theta} = \left[\rho_{св}(1 - \cos \bar{\Theta}) - \left(r_0 + \frac{h}{2}\right)\right] \cos \bar{\Theta};$$

$$od = oe \sin \bar{\Theta} = \frac{\pi}{\bar{\Theta}} \left(r_0 + \frac{h}{2}\right) \sin^2 \bar{\Theta};$$

$$ok = od - kd = od - ef = \frac{\pi}{\bar{\Theta}} \left(r_0 + \frac{h}{2}\right) \sin^2 \bar{\Theta} - \\ - \left[\rho_{св}(1 - \cos \bar{\Theta}) - \left(r_0 + \frac{h}{2}\right)\right] \cos \bar{\Theta}.$$

Следовательно, из прямоугольного треугольника будем иметь

$$\sin \gamma = \frac{ok}{om} = \frac{r_0}{R_{ш}} \left(1 + \frac{h}{2r_0}\right) \left[\frac{\pi}{\bar{\Theta}} (1 - \cos \bar{\Theta}) + \cos \bar{\Theta}\right],$$

откуда

$$\gamma = \arcsin \frac{r_0}{R_{ш}} \left(1 + \frac{h}{2r_0}\right) \left[\frac{\pi}{\bar{\Theta}} (1 - \cos \bar{\Theta}) + \cos \bar{\Theta}\right].$$

С другой стороны, угол

$$\beta = \arcsin \frac{r_0 + \frac{h}{2}}{R_{ш}}.$$

Таким образом, ошибка прибора Тарноградского определится из разности полученных значений углов γ и β

$$\Delta \Theta_{тар} = \gamma - \beta = \arcsin \frac{r_0}{R_{ш}} \left(1 + \frac{h}{2r_0}\right) \left[\frac{\pi}{\bar{\Theta}} (1 - \cos \bar{\Theta}) + \right. \\ \left. + \cos \bar{\Theta}\right] - \arcsin \frac{r_0}{R_{ш}} \left(1 + \frac{h}{2r_0}\right).$$

Обозначая

$$\frac{r_0}{R_{ш}} = \eta; \quad \frac{h}{2r_0} = \lambda \quad \text{и} \quad \left[\frac{\pi}{\bar{\Theta}} (1 - \cos \bar{\Theta}) + \cos \bar{\Theta}\right] = \Phi(\bar{\Theta}),$$

окончательно получим

$$\Delta \Theta_{тар} = \arcsin \eta(1 + \lambda) \Phi(\bar{\Theta}) - \arcsin \eta(1 + \lambda). \quad (3.2)$$

Вывод данного уравнения показывает, что ошибка $\Delta \Theta_{тар}$ является функцией переменных параметров η , λ и $\bar{\Theta}$. Поэтому в за-

висимости от выбранных отношений $\frac{r_0}{R_{ш}} = \eta, \frac{h}{2r_0} = \lambda$ и значения угла $\bar{\Theta}$ и определяется величина ошибки в градусах. При этом угол пружинности $\Theta_{тар}$ на приборе Тарногородского получается меньше действительного его значения на величину ошибки $\Delta \Theta_{тар}$. Зная величину истинного угла остаточной деформации Θ и ошибку $\Delta \Theta_{тар}$, легко определить этот угол по формуле

$$\Theta_{тар} = 180^\circ - \bar{\Theta}^\circ + \Delta \Theta_{тар}^\circ. \quad (3.3)$$

Образцы ленты на приборе Тарногородского испытываются в зависимости от ее толщины на оправках различного диаметра.

В табл. 9 приведены границы колебания толщины испытуемой ленты в зависимости от диаметра оправки согласно нормали завода имени Молотова. Здесь же приводятся границы колебаний значений параметра

$$\lambda = \frac{h}{2r_0} = \frac{h}{d}.$$

Таблица 9

| Толщина ленты h в мм | Диаметр оправки d в мм | Пределы изменения $\lambda = \frac{h}{d}$ |
|------------------------|--------------------------|---|
| 0,07—0,14 | 5 | 0,014—0,028 |
| 0,12—0,29 | 10 | 0,012—0,029 |
| 0,27—0,49 | 20 | 0,0135—0,0245 |
| 0,46—0,80 | 30 | 0,0153—0,0266 |

Вычисления показывают, что параметр λ не оказывает существенного влияния на величину ошибки прибора $\Delta \Theta_{тар}$, так как он колеблется в пределах всего лишь от 0,012 до 0,029. Нами в дальнейших вычислениях берется среднее значение $\lambda = 0,02$. При этом значении λ ошибка в определении величины $\Delta \Theta_{тар}$ получается меньше 1% при крайних значениях λ , указанных в табл. 9.

Исследование показывает, что существенное влияние на величину $\Delta \Theta_{тар}$ оказывает параметр $\eta = \frac{r_0}{R_{ш}}$.

По данным завода имени Молотова для различных размеров приборов типа Тарногородского, по которым составлена таблица показателей углов пружинности, имеем следующие соотношения между диаметрами оправок и диаметрами шкал (см. табл. 10).

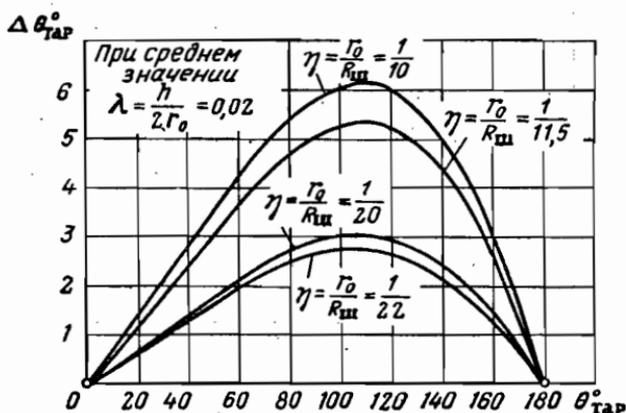
Для этих значений и построены кривые ошибок.

Кривые ошибок $\Delta \Theta_{тар} = f(\Theta_{тар})$ строятся на основании формул (3.2) и (3.3). Для этого предварительно составляются пять таб-

| | | | | |
|----------------------------|----------------|----------------|------------------|----------------|
| $2r_0$ | 5 мм | 10 мм | 20 мм | 30 мм |
| $2R_{ш}$ | 110 мм | 200 мм | 230 мм | 300 мм |
| $\eta = \frac{r_0}{R_{ш}}$ | $\frac{1}{22}$ | $\frac{1}{20}$ | $\frac{1}{11,5}$ | $\frac{1}{10}$ |

лиц для каждого значения η при среднем значении $\lambda = 0,02$. Одна из таких таблиц, вычисленная для значений $\eta = \frac{1}{10}$, приводится ниже (см. табл. 11).

Задаваясь произвольно различными значениями Θ от нуля до 180° по формуле (3.2), определяем ошибку $\Delta \Theta_{тар}$ (см. предпоследнюю графу табл. 11). Последняя графа таблицы значений $\Theta_{тар}$



Фиг. 25. Кривые ошибок прибора Тарногородского.

заполняется на основании формулы (3.3). По двум последним графам таблицы строится кривая зависимости $\Delta \Theta_{тар} = f(\Theta_{тар})$.

Из представленных кривых ошибок прибора Тарногородского (фиг. 25) видно, что при измерении угла пружинности на этом приборе ошибки получаются не постоянными, а изменяются по закону arc sin .

В табл. 12 приводятся значения максимальных ошибок в зависимости от отношений радиусов оправки и шкалы прибора.

Из этих примеров ясно видно, что для уменьшения ошибки необходимо очень сильно уменьшить отношение радиусов $\frac{r_0}{R_{ш}}$. Последнее обстоятельство приводит к увеличению габаритных размеров прибора, а следовательно, и к увеличению длины испытуемого образца пружинной ленты, что нерационально. Следует отметить,

При $\eta = \frac{r_0}{R_{\text{ш}}} = \frac{1}{10}$; $\lambda = \frac{h}{2r_0} = 0,02$

| $\bar{\theta}^\circ$ | $\frac{\pi}{\bar{\theta}^\circ}$ | $\cos \bar{\theta}^\circ$ | $\frac{\pi}{\bar{\theta}^\circ} \cos \bar{\theta}^\circ$ | $\Phi(\bar{\theta}^\circ)$ | $\eta(1+\lambda)\Phi(\bar{\theta}^\circ)$ | $\text{arc sin } \eta \times$ $\times (1+\lambda)\Phi(\bar{\theta}^\circ)$ | $\text{arc sin } \eta \times$ $\times (1+\lambda)$ | $\Delta\theta_{\text{тар}}$ | $\theta^\circ_{\text{тар}}$ |
|----------------------|----------------------------------|---------------------------|--|----------------------------|---|---|---|-----------------------------|-----------------------------|
| 0° | ∞ | 1,000000 | ∞ | 1,000000 | 0,102000 | 5°51' | 5°51' | 0 | 180° |
| 10° | 18 | 0,984808 | 17,726544 | 1,258264 | 0,128343 | 7°22' | 5°51' | 1°31' | 171°31' |
| 20° | 9 | 0,939693 | 8,457237 | 1,482456 | 0,151200 | 8°41' | 5°51' | 2°50' | 162°50' |
| 40° | 4,5 | 0,766044 | 3,447198 | 1,818846 | 0,185522 | 10°41' | 5°51' | 4°51' | 144°51' |
| 60° | 3 | 0,500000 | 1,500000 | 2,000000 | 0,204000 | 11°46' | 5°51' | 5°55' | 125°55' |
| 80° | 2,25 | 0,173648 | 0,390708 | 2,032868 | 0,207352 | 11°58' | 5°51' | 6°07' | 106°07' |
| 90° | 2 | 0,000000 | 0,000000 | 2,000000 | 0,204000 | 11°46' | 5°51' | 5°55' | 95°55' |
| 100° | 1,8 | -0,173648 | -0,312566 | 1,938918 | 0,197770 | 11°24' | 5°51' | 5°33' | 85°33' |
| 120° | 1,5 | -0,500000 | -0,750000 | 1,750000 | 0,178500 | 10°17' | 5°51' | 4°26' | 64°26' |
| 140° | 1,27 | -0,766044 | -0,972876 | 1,476832 | 0,150537 | 8°39' | 5°51' | 2°48' | 42°48' |
| 160° | 1,125 | -0,939693 | -1,057154 | 1,242461 | 0,126731 | 7°16' | 5°51' | 1°25' | 21°25' |
| 180° | 1,0 | -1,000000 | -1,000000 | 1,000000 | 1,102000 | 5°51' | 5°51' | 0 | 0 |

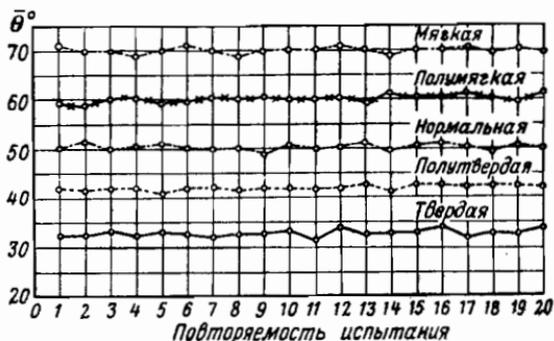
что в заводской нормали есть указание о том, что угол пружинности на приборе отсчитывается с точностью до 1° , тогда как по нашим исследованиям видно, что фактически это сделать невозможно.

Таким образом, анализ работы прибора Тарногородского показывает, что данный прибор по своей конструкции дает значительные ошибки при замере, а потому он не может быть рекомендован для стандартных испытаний.

Существенно важно также отметить, что на приборе Тарногородского испытание образцов производится при однократном изгибе; величина угла пружинности при таком испытании не является характерной для определения годности ленты, предназначенной для изготовления заводных пружин.

Таблица 12

| $\tau_1 = \frac{r_0}{R_{ш}}$ | Максимальная ошибка $\Delta\theta_{тар}$ |
|------------------------------|--|
| $1/10$ | $6^\circ 07'$ |
| $1/11,5$ | $5^\circ 18'$ |
| $1/20$ | $3^\circ 02'$ |
| $1/22$ | $2^\circ 45'$ |



Фиг. 26. Показания углов остаточных деформаций θ от повторяемости испытаний на оправке определенного радиуса при различных режимах термической обработки пружинной ленты.

Автор провел ряд предварительных экспериментальных работ по модернизации прибора Тарногородского. Была разработана специальная подвижная шкала для измерения истинных углов остаточной деформации ленты вместо условных углов пружинности, измеряемых прибором Тарногородского. Была разработана специальная головка с роликом для плотного прилегания испытуемого образца к оправке; наконец, был разработан механизм для стабилизации испытуемого образца и для испытания на долговечность (см. в гл. IV описание приборов для измерения углов остаточных деформаций образца с учетом усадки).

В результате этой модернизации прибора получена возможность точно измерять истинные значения углов остаточных деформаций пружинной ленты и проволоки.

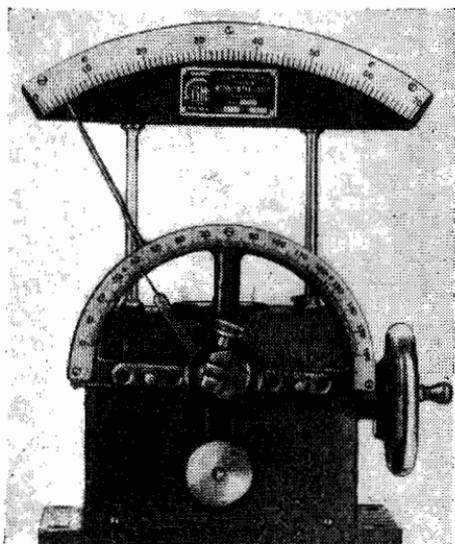
На фиг. 26 приведен один из многочисленных графиков показателей истинных углов остаточных деформаций пружинной ленты

размером $0,22 \times 2,3$ мм, изготовленной при различных режимах термической обработки. Как видно из этого графика, при многократном испытании каждого образца ленты с определенным термическим режимом на одной и той же оправке прибор дает весьма стабильные показания. Это доказывает, насколько четко данный метод разграничивает годную ленту от негодной по термической обработке.

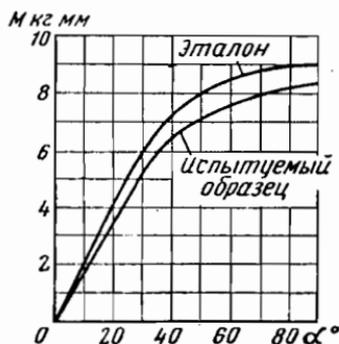
Эти экспериментальные работы убеждают в том, что именно на базе этого нового прибора и следует разработать метод испытания пружинной ленты, пригодный для цехового контроля.

2. ИСПЫТАНИЕ ЛЕНТЫ НА ЖЕСТКОСТЬ ПРИ КОНСОЛЬНОМ ИЗГИБЕ

Для испытания на жесткость пружинной ленты, калиброванной проволоки и неметаллических материалов применяются приборы типа Ольсена и НИИ Главмервеспрома¹. Эти приборы позволяют установить зависимость между изгибающим моментом M и углом деформаций образца α на консольном изгибе (фиг. 27). При испытании эталонного образца получаем контрольную кривую графика $M=f(\alpha)$, с которой и сравнивают кривые испытуемых материалов (фиг. 28).



Фиг. 27. Прибор для испытания образцов на жесткость при консольном изгибе.



Фиг. 28. Кривые изменения изгибающего момента M от деформации образца α при консольном изгибе.

Из изложенного следует, что эти приборы работают по принципу сравнения образца с эталоном и дают характеристику интегрального свойства испытуемой консоли, т. е. образца в целом. Измерить же значения отдельных механических показателей материала: модуля упругости первого рода E , относительного удлинения при изгибе ϵ и напряжения σ в какой-либо точке образца непо-

¹ Stiffness Testers, Bulletin, № 11, Tinius Olsen Testing Machine Company.

средственно на этих приборах нельзя, так как они не дают возможности определить локальные свойства образца. На этих приборах испытуемый образец работает как консоль с большими прогибами.

Однако в начальный период, даже при значительных деформациях, консоль работает в упругой области, в которой деформации прямо пропорциональны нагрузке (см. фиг. 28). Эта пропорциональность нарушается при появлении в испытуемом образце остаточных деформаций. Значительные изменения механических свойств, а затем и перенапряжение или разрушение материала наступают прежде всего у зажима консоли A (фиг. 29), поэтому для этой части образца следовало бы установить возможно точные количественные зависимости от деформации в упругой области основных механических характеристик (модуля упругости E , относительного удлинения ϵ и напряжения σ).

Такое изучение локальных свойств испытуемого образца могло бы привести к существенным и ценным дополнениям результатов интегральных испытаний консоли, которые можно было бы сделать на этих приборах. Для этой цели должны быть получены аналитические формулы и разработаны специальные графики, позволяющие установить по показаниям приборов точные количественные зависимости механических характеристик испытуемого материала.

Ни в своих каталогах и инструкциях, ни в других опубликованных материалах организации, изготовляющие подобные приборы, не дают никакого метода количественного определения перечисленных механических характеристик.

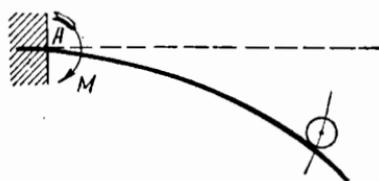
Разумеется, нахождение численных значений основных механических характеристик значительно повысило бы ценность этих приборов.

Существенный недостаток рассматриваемого метода испытания ленты и проволоки заключается в том, что он дает лишь косвенную качественную оценку испытуемого материала, но совершенно не пригоден для количественной его оценки.

Для всестороннего изучения работы приборов данного типа в лаборатории точного приборостроения МВТУ имени Баумана был спроектирован и изготовлен аналогичный прибор, основанный на консольном изгибе. Подробный анализ работы этого прибора приводится в следующей главе.

3. ИСПЫТАНИЕ ЛЕНТЫ НА ПОВТОРНЫЙ ЗАГИБ И РАЗГИБ (ГИБ С ПЕРЕГИБОМ)

Для испытания на повторный загиб и разгиб один конец образца ленты зажимается в приборе между цилиндрическими губками определенного диаметра. Второй, свободный, конец образца пропускается в прорезь поводка рычага (фиг. 30). В исходном



Фиг. 29. Схема консольного изгиба образца.

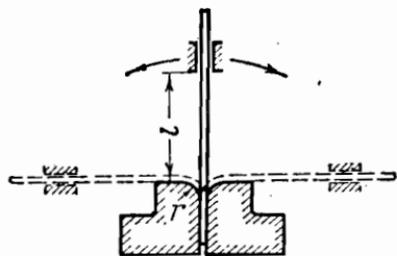
положении образец должен быть перпендикулярен плоскости, проходящей через центральные линии губок. За один перегиб считается загиб на 90° и разгиб на 90° . Первый поворот рычага, а вместе с тем и загиб образца ленты производится на 90° в ту или иную сторону до упора. Затем рычаг отводится обратно на 180° до одного упора и вновь на 180° до другого упора.

Эта операция повторяется до тех пор, пока образец ленты не сломается в месте изгиба. Число перегибов на 180° до излома определяет результат этого испытания. Причем первый поворот рычага на 90° и последний поворот на 180° , при котором происходит излом образца, не считаются. Время одного перегиба не должно превышать более 1 сек., как это предусмотрено в стандартных методах испытаний металлов¹.

Радиус губок r и плечо рычага l на этом приборе берется в зависимости от толщины ленты, как это видно из табл. 4.

С помощью этого метода испытания определяется пластичность материала. Число гибов является показателем пластичности. Чем больше гибов, тем пластичнее испытуемый образец ленты.

Фиг. 30. Испытание ленты на повторный загиб и разгиб (гиб с перегибом).



Многочисленные эксперименты, проведенные нами в лаборатории точного приборостроения МВТУ имени Баумана, показывают, что данный вид испытания не дает ярко выраженной закономерности (кучности показаний) между хрупкими, нормальными и мягкими материалами.

На фиг. 31 приводится один из типичных графиков, полученных при испытании на гиб с перегибом для ленты размером $0,3 \times 6$ мм, изготовленной при пяти различных режимах термической обработки². Из графика видно, что при 20-кратном испытании на гиб с перегибом каждый из этих мягких, полумягких, нормальных, полутвердых и твердых образцов дает большой разброс в показании и не подчиняется никакой закономерности.

¹ Стандартные методы испытания металлов: английские, французские, германские, итальянские и чехословацкие. Перевод и отв. ред. инж. Б. А. Авдеева, М.—Л., Каталог, 1940.

² Мягкая — при температуре нагрева 800° ; закалочная ванна 320° , отпуск 500° .

Полумягкая — при температуре нагрева 800° ; закалочная ванна 320° , отпуск 440° .

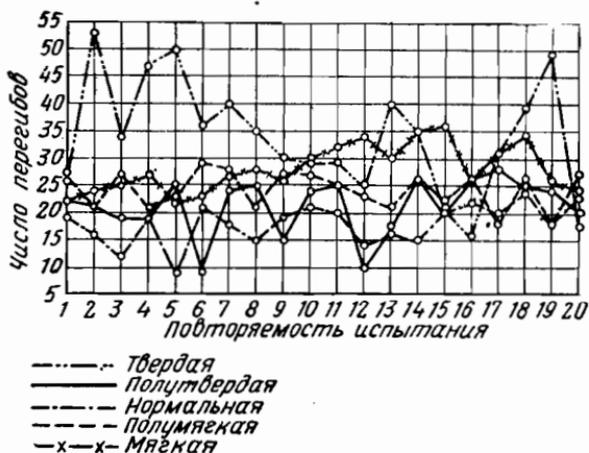
Нормальная — при температуре нагрева 800° ; закалочная ванна 320° , отпуск 420° .

Полутвердая — при температуре нагрева 800° ; закалочная ванна 320° , отпуск 380° .

Твердая — при температуре нагрева 800° ; закалочная ванна 320° , отпуск 320° .

Приведенные образцы ленты были изготовлены из стали марки У12А на заводе имени Молотова по нашему заданию.

На практике неоднократно наблюдались случаи, когда пружины, свободные от всяких механических и иных дефектов, ломались, хотя показания при испытании на пластичность ленты указанным методом были в пределах нормы по техническим условиям. И, наоборот, пружины, изготовленные из негодной ленты (по показаниям прибора на гиб с перегибом) оказались достаточно хорошими по своей долговечности. Все это показывает, что данный метод испы-



Фиг. 31. Кривые изменения показаний числа перегибов в зависимости от повторяемости испытаний при различных режимах термической обработки пружинной ленты.

тания не дает удовлетворительных результатов для оценки пластичности материала ленты.

Подобное положение объясняется еще возможно и тем, что по своему физическому смыслу этот метод испытания мало имеет общего с истинными условиями эксплуатации пружины.

Кроме испытания на гиб с перегибом, в технике известны еще некоторые методы оценки пластичности. Особенно распространенными методами являются: относительное удлинение при разрыве, относительное сужение площади поперечного сечения в месте разрыва, односторонний изгиб до разрушения между сходящимися плоскостями.

4. ОТНОСИТЕЛЬНОЕ УДЛИНЕНИЕ ПРИ РАЗРЫВЕ ЛЕНТЫ

На прессе Гагарина (с записью диаграммы растяжения) нами были проведены многочисленные опыты над образцами пружинной ленты с целью выявления пригодности механической характеристики относительного удлинения для оценки пластичности пружинной ленты. При этом были подвергнуты испытанию ленты следующих размеров: $0,22 \times 2,3$; $0,34 \times 7,5$; $0,38 \times 20$; $0,42 \times 12$ и $0,45 \times 20$ мм. Для каждого из этих размеров были подобраны мягкие, нормальные и хрупкие образцы по 10—15 шт.

Первоначальная расчетная длина вычислялась по формуле

$$l_0 = 11,3 \sqrt{F_0},$$

где F_0 — первоначальная площадь поперечного сечения образца.

Относительное удлинение подсчитывалось по формуле

$$\delta = \frac{l_k - l_0}{l_0} 100\%,$$

где l_k — расчетная длина образца после разрыва.

Результаты этой исследовательской работы показали, что хрупкие образцы ленты имеют удлинение в пределах от 1 до 4,6%, нормальные — от 2,8 до 5,2% и мягкие — от 5 до 11%.

По техническим условиям Второго государственного часового завода удлинение требовалось не менее 3%. Таким образом, если взять отдельные образцы из хрупких и мягких лент, можно найти как у тех, так и у других годные и негодные образцы. Поэтому оценивать по одному-двум образцам качество пластичности пружинной ленты становится почти невозможным. Кроме того, термически обработанная пружинная лента, как правило, обладает сравнительно малой пластичностью, вследствие чего при замерах небольших удлинений возникают значительные погрешности. Например, при измерении удлинения тонких и узких лент сечением менее 2,5 мм² расчетная длина получается настолько малой (меньше 18 мм), что при минимальной погрешности измерения (0,05 мм) штангенциркулем абсолютного удлинения точность определения относительного удлинения получается меньше 10% от измеряемой величины, что недопустимо.

Принципиально можно было бы длину испытуемого образца взять во много раз больше расчетной длины и с помощью специального тензометра с оптическим отсчетом находить достаточно точно величину относительного удлинения образца. Однако такой метод измерения удлинений связан с большой затратой времени и поэтому он не может быть рекомендован для цеховых испытаний.

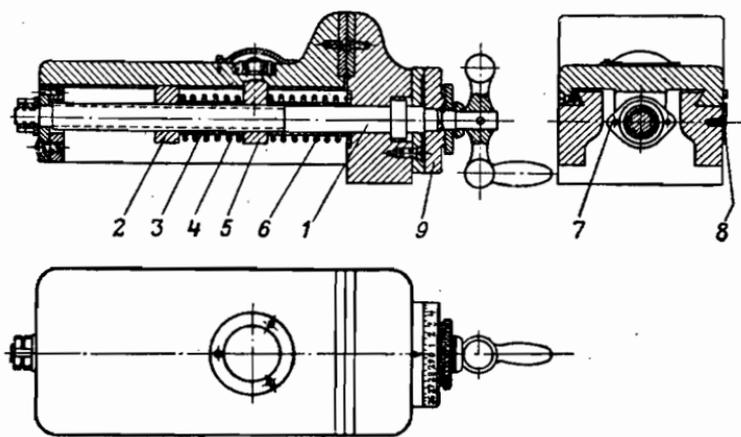
5. ОТНОСИТЕЛЬНОЕ СУЖЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ЛЕНТЫ В МЕСТЕ РАЗРЫВА

Что касается относительного сужения площади поперечного сечения в месте разрыва образца ленты как метода оценки пластичности, то здесь также не удастся получить для оценки годности ленты каких-либо закономерных результатов из-за невозможности точного замера у места разрыва шейки образца.

Таким образом, ни метод относительного удлинения на разрыв, ни метод относительного сужения площади поперечного сечения в месте разрыва, ни метод испытания на гиб с перегибом не могут служить полноценным критерием оценки годности стальной термически обработанной ленты для заводных пружин при цеховых испытаниях образцов.

6. ИЗГИБ ЛЕНТЫ ДО РАЗРУШЕНИЯ МЕЖДУ СХОДЯЩИМИСЯ ПЛОСКОСТЯМИ

Испытание образцов пружинной ленты на односторонний изгиб до разрушения между сходящимися плоскостями производится на специальных параллельных тисочках с полированными губками. Конструктивное выполнение этого прибора представлено на фиг. 32. Для устранения мертвого хода винта 1 в этом приборе применено разжимное устройство (детали 2, 3, 4, 5, 6 и 7); для уменьшения неточности фиксации в момент поломки образца служит пружина 6.



Фиг. 32. Прибор для испытания образцов пружинной ленты на односторонний изгиб.

Испытание ленты на односторонний изгиб заключается в следующем:

- губки тисков раздвигаются на расстояние 30—60 мм в зависимости от толщины образца;
- образец изгибают от руки и вставляют между губками;
- вращая рукоятку, сближают губки до тех пор, пока образец не сломается.

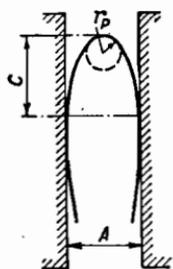
Расстояние между губками после поломки образца отсчитывают по шкале 8 и нониусу 9.

Таким образом, критерием оценки пластичности материала служит расстояние между губками, при котором происходит поломка образца. При этом чем менее пластичен испытуемый материал, тем больше получается расстояние между губками при разрушении. На фиг. 33 показана изогнутая форма испытуемого образца между параллельными губками прибора перед разрушением.

Наши опыты показывают, что испытание на односторонний изгиб дает сравнительно лучшие результаты по кучности показателей, чем испытание на гиб с перегибом.

В самом деле, сопоставляя между собой результаты испытания обоих методов, видим (фиг. 31 и 34); что для одних и тех же

образцов ленты, изготовленных при различных термических режимах, небольшой разброс в показании получается при одностороннем изгибе. При испытании же на гиб с перегибом разброс показаний настолько велик, что отличать годную ленту от негодной уже весьма трудно. Несмотря на то, что этот метод испытания дает несколько лучшие результаты, чем испытание на гиб с перегибом, тем не менее он остается все же косвенным методом в том смысле, что параметр «расстояние между губками» никак не связан с расчетными формулами пружины. Кроме того, этот прибор нуждается в коренном усовершенствовании, так как на нем фиксировать истинное расстояние между губками в момент, когда наступает разрушение образца, весьма затруднительно.



Фиг. 33. Изогнутая форма испытываемого образца между параллельными губками прибора перед разрушением.

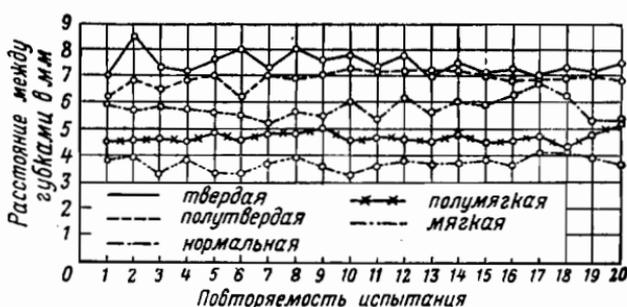
Однако, несмотря на эти недостатки метода, его можно использовать не для определения пластичности материала, а для определения прочности, т. е. для определения наипростейшим способом радиуса поломки образца пружинной ленты.

Нашими опытами установлено, что отпечаток образца в момент поломки имеет примерно форму эллипса (см. фиг. 33). Поэтому радиус поломки образца можно определять по приближенной формуле вида

$$r_p = \frac{A^2}{4C}, \quad (3.4)$$

где $\frac{A}{2}$ и C — полуоси эллипса.

Так как эти отрезки определяются из отпечатка, целесообразно губки тисков сделать острыми. Кроме того, необходимо, чтобы

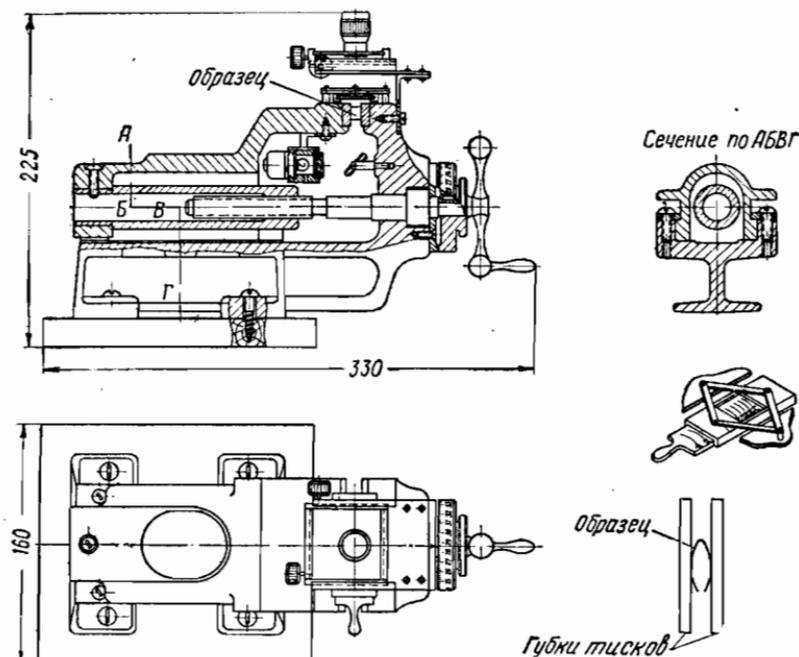


Фиг. 34. Кривые изменения расстояний между губками прибора в зависимости от повторяемости испытаний при различных режимах термической обработки пружинной ленты.

кромка испытываемой ленты во время опыта все время находилась на одном уровне с заостренными гранями губок тисков. В этом

случае легко получить нужный оттиск на бумаге для определения значений A и C .

Определение радиуса поломки позволяет установить, с каким запасом прочности выбирается диаметр оправки $d_0 = 2r_0$, на котором навивается пружина, так как под запасом прочности подразумевается отношение радиусов $\frac{r_0}{r_p}$. Следовательно, конструктор-расчетчик должен знать величину радиуса поломки пружинной ленты для того, чтобы выбрать размер оправки с определенным коэффициентом запаса прочности.



Фиг. 35. Модернизированный прибор для испытания образцов пружинной ленты на односторонний изгиб.

Учитывая это, целесообразно переконструировать данный прибор таким образом, чтобы на нем можно было непосредственно измерить величину радиуса поломки без каких-либо вычислений.

На фиг. 35 представлен общий вид модернизированного прибора, разработанного нами на кафедре точного приборостроения МВТУ имени Баумана. Пружинная лента, которая должна подвергнуться испытанию, предварительно изгибается на небольшой угол и закладывается между параллельными губками (губки обрабатываются под $\nabla\nabla\nabla\nabla 10$). Затем рукояткой сближают губки. Луч света от лампочки, укрепленной в патроне, через конденсор попадает на отражающее зеркало и отбрасывается последним на измерительную сетку, на которой нанесены риски по дуге окружности. Кремальнерными винтами поперечной и продольной подачи добива-

ются совмещения центра окуляра с центром радиуса изгиба испытываемой пружинной ленты. После этого медленно сближают губки до момента разрушения образца ленты, одновременно выдвигая измерительную сетку так, чтобы риски на ней по дуге окружности точно совпадали с радиусом изгиба образца (у каждой риски по дуге окружности стоит цифра, указывающая радиус в мм). Таким способом можно определить радиус, при котором наступает разрушение образца пружинной ленты.

Параллелограмм, с помощью которого направляющая измерительной сетки скрепляется с подвижной и неподвижной губками прибора, служит для того, чтобы осевая линия измерительной сетки постоянно совпадала с осевой линией губок.

7. ИСПЫТАНИЕ ЛЕНТЫ НА ТВЕРДОСТЬ

Во многих руководствах дается понятие о твердости, но почти нигде не указывается физическая природа этого свойства; приводятся лишь методы определения твердости. Только в последние десятилетия этот вопрос начал изучаться более глубоко, и свойство твердости материала стало рассматриваться как проявление запаса энергии в поверхностном слое кристаллического тела¹.

По определению акад. Н. Т. Гудцова, свойство твердости является функциональным проявлением этого запаса энергии в тонком поверхностном слое, поэтому современные методы измерения твердости должны быть подчинены соответствующему определению этого свойства. Между тем существующие практические приемы определения твердости в большей или меньшей степени отклоняются от указанного требования.

В настоящее время имеется большое количество разнообразных методов определения твердости; многие из них дают для одного и того же материала различные характеристики, часто даже не поддающиеся сравнению между собой.

Определение твердости может производиться под действием как статических, так и динамических нагрузок.

При статических испытаниях нагрузка к наконечнику, вдавливаемому в испытываемое тело, прилагается плавно и постепенно, а при динамических испытаниях — мгновенно.

В зависимости от способа проведения испытания основные методы определения твердости подразделяются на четыре группы:

1) метод вдавливания, при котором учитывается преимущественно сопротивление пластической деформации;

2) метод царапания, при котором учитывается сопротивление разрушению;

3) метод качания маятника;

4) метод упругой отдачи, при котором учитывается преимущественно сопротивление упругой деформации.

¹ Н. Т. Гудцов, Учение о прочности и пластической деформации, ВВИА им. Н. Е. Жуковского, 1948.

Наиболее распространенным в промышленности является метод вдавливания в испытуемое тело стального шарика, алмазного конуса и алмазной пирамиды. При этом методе испытания после снятия нагрузки на поверхности образца остается отпечаток тем большего размера, чем мягче материал.

В последнее время разработаны приборы для определения микротвердости. Эти приборы основаны также на принципе вдавливания и позволяют определять твердость отдельных составляющих микроструктуры сплавов. В Институте машиноведения Академии Наук СССР изготавливаются подобные приборы под руководством лауреата Сталинской премии докт. техн. наук проф. М. М. Хрущева¹.

Из изложенного следует, что способы измерения твердости, основанные на вдавливании, все более совершенствуются в направлении приближения к исследованию свойств поверхностных слоев. Однако во всех этих случаях на материале остаются большие или меньшие углубления, так что в действительности они далеки от измерения истинного энергетического состояния поверхности, о котором упоминает в своей работе акад. Н. Т. Гудцов.

По проекту стандарта «Лента стальная, термообработанная толщиной от 0,1 до 1 мм», разработанному работниками завода имени Молотова еще до Великой Отечественной войны, в качестве основных показателей механических свойств ленты, как известно, были приняты:

а) для ленты, предназначенной для изготовления заводных пружин,— угол пружинности и минимальное число изгибов до излома (см. табл. 4);

б) для ленты разного назначения — предел прочности при растяжении и удлинении или же твердость с применением алмазной пирамиды (см. табл. 5).

Испытание твердости по пирамиде производится для ленты толщиной 0,1—0,4 мм при нагрузке 1 кг, а для ленты толщиной 0,4—1,0 мм — при нагрузке 5 кг.

Что касается ленты для заводных пружин, то данный проект стандарта справедливо не предусматривает испытание ее на твердость, так как этот метод дает сравнительно грубую (косвенную) оценку качества пружинной ленты.

В основу оценки качества ленты для заводных пружин, как мы увидим ниже, должен быть положен не параметр твердости, а такой параметр, который бы наилучшим образом отражал при изгибных деформациях упруго-пластические свойства ленты после ее стабилизации.

Таким образом, из приведенного краткого анализа различных методов оценки качества пружинной ленты, применяемых на производстве, можно сделать следующие выводы.

1. Прибор Тарногородского для определения угла остаточной деформации ленты имеет ряд существенных недостатков. Эти не-

¹ М. М. Хрущев и Е. С. Беркович, Микротвердость, определяемая методом вдавливания, АН, 1943.

достатки, как показали наши исследования, заключаются в том, что:

а) замеренные на этом приборе углы остаточной деформации не являются точными, а сама ошибка в зависимости от величины измеряемого угла непостоянна и колеблется от нуля до 6° ;

б) замеренные углы не учитывают влияния усадки пружины;

в) замеренные углы являются условными, так как конструкция прибора не позволяет измерить истинные значения углов остаточных деформаций ленты;

г) значения этих условных углов не увязаны с расчетом пружины.

По указанным мотивам прибор Тарногородского не пригоден для стандартных испытаний пружинной ленты. Необходимо разработать такие приборы, с помощью которых в цеховых условиях можно было бы измерять истинные значения углов остаточных деформаций образца с учетом усадки.

2. Приборы для испытания материалов на жесткость типа Ольсена и НИИ Главмерверспрома, основанные на консольном изгибе, имеют тот существенный недостаток, что они работают по принципу сравнения образца с эталоном и дают характеристику «интегрального» свойства испытуемой консоли, т. е. образца в целом.

Измерить же значения отдельных механических показателей в какой-либо точке образца непосредственно на этих приборах нельзя, так как они не дают возможности определить локальные свойства образца. Поэтому необходимо разрабатывать такие лабораторные приборы, основанные на чистом изгибе образца, с помощью которых можно было бы (без сравнения с эталонным образцом) определить основные механические показатели материала и изучить его упруго-пластические свойства в зависимости от степени наклепа, термической обработки, усадки и пр.

3. Для термически обработанной стальной ленты, идущей на изготовление заводных пружин, следует считать излишними испытания на разрыв с целью определения механических характеристик: предела прочности при растяжении, относительного удлинения и относительного сужения площади поперечного сечения в месте разрыва, так как по этим показателям не удастся при цеховых испытаниях просто и быстро произвести отбраковку термически обработанной ленты.

4. Следует признать также излишними испытания на повторный загиб и разгиб (гиб с перегибом); этот метод дает большой разброс в показании и не позволяет четко разграничивать годную ленту от негодной по термической обработке.

5. Так как метод испытания на твердость не может служить надежным критерием для оценки годности пружинной ленты по мотивам, изложенным выше, то дальнейшее применение этого метода испытания для контроля качества материала пружинной ленты следует считать нецелесообразным.

Из рассмотренных методов испытания пружинной ленты на пластичность наиболее надежным, простым и удобным является метод испытания на угол остаточной деформации. Он является прямым методом, так как образец при испытании на изгиб вокруг цилиндрической оправки работает как на растяжение, так и на сжатие.

Многочисленные опыты показали, что этот метод испытания дает возможность отличить годную пружинную ленту от негодной по термической обработке. Кроме того, этот метод испытания позволяет учитывать влияние усадки материала пружинной ленты при цеховых испытаниях образцов.

Эти положения и послужили основанием для разработки новых приборов для испытания материалов пружинной ленты на угол остаточной деформации в цеховых условиях. Рекомендуется разработка также новых лабораторных приборов для снятия диаграммы изгибающего момента в зависимости от угловой деформации образца при чистом изгибе.

Эти приборы позволяют, как было отмечено выше, находить основные механические характеристики материала и всесторонне изучать его упруго-пластические свойства в зависимости от различных факторов.

НОВЫЕ ПРИБОРЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПРУЖИННОЙ ЛЕНТЫ И ПРУЖИН

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Вопросы заневоливания и стабилизации¹ заводных спиральных пружин, несмотря на их большую практическую значимость, еще до сих пор недостаточно изучены.

Неслучайно поэтому в заводской технической документации по расчету и изготовлению заводных пружин не встречается ясного и четкого указания о том, что расчет пружины должен вестись именно по ее стабилизированной форме в свободном состоянии, а измерение момента (или усилия) при контроле — непременно после ее стабилизации, так как новая нестабилизированная пружина в начале работы всегда дает заведомо завышенный момент, которым руководствоваться при контроле качества пружины не следует.

В связи с такой постановкой вопроса нами уточнены и конкретизированы те требования, которые должны быть предъявлены к доброкачественной пружине при оценке ее годности. Пружину можно считать качественной, если она отвечает следующим основным требованиям:

- 1) дает требуемый момент на определенных оборотах заводного барабана после ее стабилизации;
- 2) гарантирует долговечность работы, т. е. определенный оптимальный срок службы без поломки.

Испытание пружины должно преследовать в основном две цели: оно должно давать возможность судить о рабочей нагрузке пружины и о ее свойствах в отношении усталости. Эти свойства пружины должны быть как-то оценены уже при испытании образцов ленты, предназначенной для изготовления заводных пружин.

Как известно, существующие методы испытания на разрыв, твердость, пружинность по Гарногородскому, гиб с перегибом и другие недостаточно показательны для суждения о качестве ленты для

¹ Под стабилизацией подразумевают многократный полный завод и спуск пружины. При этом пружина садится и принимает вполне определенную форму в свободном состоянии в зависимости от качества материала, его термической обработки, толщины, формы и размера оправки, а также от способа навивки.

заводных пружин. Указанные методы испытания не удовлетворяют ни одному из приведенных выше требований, предъявляемых к пружине. Эти испытания лишь косвенно оценивают пружинную ленту и не могут в полной мере характеризовать упруго-пластические свойства пружины после ее стабилизации.

Следовательно, задача сводится к разработке прямых методов испытаний ленты и конструированию соответствующих приборов, позволяющих после испытания образцов ленты иметь полное суждение о годности будущей пружины, изготовленной из данной ленты как в отношении упруго-пластических свойств (потребного момента), так и в отношении долговечности работы.

Для решения поставленной задачи нами разработаны конструкции специальных приборов, на которых образцы пружинной ленты можно испытывать одновременно как на угол остаточной деформации до стабилизации (до 50 циклов изгиба), так и на долговечность при самых неблагоприятных условиях работы, т. е. при диаметре оправки прибора, равном диаметру валика заводной пружины. Такое испытание на долговечность позволяет достаточно надежно судить о качестве пружинной ленты именно с точки зрения срока ее службы.

Таким образом, на нашем приборе одновременно контролируется выполнение двух основных требований, предъявляемых к качественной пружинной ленте: упруго-пластические свойства образца — через угол остаточной деформации Θ — и долговечность — путем испытания до поломки образцов на оправке определенных размеров. Учитывая, что момент стабилизированной пружины зависит не только от угла остаточной деформации Θ , но и от жесткости материала EJ , как это видно из формулы¹

$$M = \frac{2\pi EJ}{L} \left[n_T \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{ср}}}{\pi} \right) - n_p \right],$$

необходимо уметь испытывать образцы пружинной ленты также и на жесткость. Для этой цели нами разработан ряд лабораторных приборов, на которых может определяться не только жесткость материала (или модуль упругости E), но и другие механические показатели.

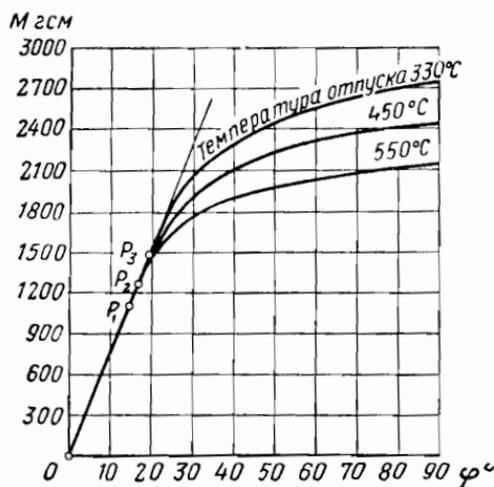
Из приведенной формулы видно, что момент пружины зависит от двух механических характеристик: Θ и E . Как показывают наши опыты, первая механическая характеристика в большей степени зависит от режима термической обработки (см. фиг. 26), тогда как вторая не изменяется для стали одной и той же марки на значительном диапазоне температуры отпуска (330—550° С), т. е. практически остается постоянной. Это хорошо видно из приведенной диаграммы $M-\varphi$ (фиг. 36), полученной нами для пружинной ленты размером 0,3×6 мм, изготовленной из стали марки У12А.

На этой диаграмме точки p_1 , p_2 и p_3 , характеризующие предел пропорциональности ленты, изготовленной при различных темпера-

¹ См. гл. VI, стр. 186.

турах отпуска, лежат почти на одном луче, проведенном из начала координат. Это наглядно показывает, что в действительности модуль упругости E почти не зависит от режима термической обработки.

Подтверждением этому может служить также приведенная в работе акад. Н. Н. Давиденкова¹ таблица испытаний материалов при различных режимах термической обработки, откуда ясно видно, что модуль упругости колеблется почти в пределах допускаемых ошибок при измерении. Это важное обстоятельство показывает,



Фиг. 36. Диаграмма изгибающего момента M от угловой деформации φ образца, полученная на приборе для испытания образцов на чистый изгиб с жестким и легким рычагом.

только на оправе другого размера, то этот вид испытания для нормально термически обработанных образцов должен производиться лишь периодически.

Таким образом, для испытания пружинной ленты необходимы две группы приборов.

Первая группа приборов предназначена для лабораторных испытаний материала с целью определения модуля упругости образцов и для более детального изучения упруго-пластических свойств материала в зависимости от его степени наклепа и термической обработки. Вторая группа приборов предназначена для цеховых испытаний образцов ленты на угол остаточной деформации и на долговечность.

Что касается приборов для испытания готовых пружин, то они должны быть предназначены, как об этом уже указывалось в гл. II,

¹ Н. Н. Давиденков, Механические испытания металлов, изд. Кубуч, 1930.

для измерения момента спуска пружины на определенных оборотах барабана и испытания на долговечность.

Однако долговечность готовой пружины будет зависеть уже не только от материала и его термической обработки, но и от ряда других факторов.

При наличии такого комплекта приборов можно производить все необходимые испытания как пружинной ленты, так и готовых пружин.

Очень часто производственники отождествляют понятия контроля пружинной ленты с понятием контроля готовой пружины, так как не видят между ними существенной разницы. Например, необходимость испытаний готовой пружины на момент диктуется тем, что испытание ленты на нашем приборе не учитывает и не может учитывать влияние таких факторов, как качество полировки поверхности ленты, шлифовки кромок, способа крепления наружного и внутреннего концов, отжиг концов и смазка, которые действительно влияют на момент при испытании готовой пружины на упругомере. Вполне очевидно, что эти факторы должны проверяться до изготовления пружины на специальных приборах и приспособлениях, так же как мы проверяем упругие свойства ленты после стабилизации на нашем приборе.

Из всех перечисленных выше факторов, влияющих на развиваемый момент пружины, преобладающая часть все же приходится на упругость. Если, например, после термической обработки лента по своим упругим свойствам оказалась мягкой, то ни хорошая полировка ее поверхности, ни тщательное крепление, ни правильный отжиг концов, ни хорошая смазка пружины не обеспечат требуемого момента. Этим самым нам хочется подчеркнуть, что решающим фактором для пружины являются все же ее упругие свойства, достигаемые в результате термической обработки и контролируемые через угол остаточной деформации Θ .

Остальные перечисленные выше факторы, безусловно, влияют на момент, но они не могут (при принятом креплении, роде смазки, длине отжига концов пружины) вызвать изменение момента на величину более 8—10%. Этот процент может быть существенно снижен и доведен до минимума (2—3%), если поднять еще выше техническую культуру производства и контроля пружин.

Таким образом, технологические операции при надлежащем их выполнении и правила приемки должны оставаться почти постоянными для одной и той же заводной пружины.

Очевидно, что при такой постановке дела необходимость 100%-ного контроля пружин на упругомерах, как это сейчас делается на заводе имени Молотова, отпадает. Упругомер может стать и станет лишь вспомогательным лабораторным прибором, на котором должно периодически проверяться определенное количество готовых пружин от каждой партии, так как контроль ленты указанным методом дает правильную оценку годности ленты с точки зрения термической обработки.

Завод имени Молотова, например, уже в течение ряда лет поставляет часовым и приборостроительным заводам не ленту, а готовые пружины, которые испытываются на момент. Тем не менее завод-поставщик готовых пружин должен обязательно внедрить у себя на производстве предлагаемый метод контроля ленты с целью устранения брака готовых пружин по термической обработке ленты.

Следовательно, завод-заказчик в своих технических условиях на приемку готовых пружин обязан указать не только величину требуемого момента пружины на определенных ее оборотах, но также и значение угла остаточной деформации Θ для оправки соответствующего радиуса, полученные расчетным путем с учетом заданной работы механизма, прибора или аппарата, для которого предназначена данная пружина. Такая постановка дела дает нам возможность разумно контролировать ленту и готовую пружину, сводя брак готовых пружин до минимума.

Выше мы подчеркнули разницу между испытанием ленты и испытанием готовой пружины на момент. То же самое можно сказать и в отношении испытания на долговечность готовых пружин, так как срок их службы зависит от тех же перечисленных выше факторов, что и при испытании на момент. Испытание на долговечность производится для каждой новой партии пружин (4—8 пружин одновременно).

Таким образом, становятся понятными роль и значение каждого из перечисленных приборов, предназначенных для комплексного испытания пружинной ленты и готовых пружин.

Ниже приводятся принципиальные схемы, описания работы и конструкции разработанных нами лабораторных и цеховых приборов для испытания пружинной ленты и готовых пружин.

2. ЛАБОРАТОРНЫЕ ПРИБОРЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Из предыдущей главы видно, что применяемые на производстве приборы Ольсена и НИИ Главмервеспрома, основанные на консольном изгибе, служат только для определения качественной оценки материала. Эти приборы, как известно, работают по принципу сравнения испытываемого образца с образцом-эталоном. Измерить значения отдельных механических показателей материала (E , ϵ , σ) в какой-либо точке образца непосредственно на этих приборах нельзя. Поэтому сначала задались целью спроектировать и изготовить прибор, основанный на консольном изгибе, с тем, чтобы, изучая детально его работу, установить количественную зависимость в упругой области в окрестности зажима консоли A (см. фиг. 29), где материал раньше всего претерпевает значительные изменения механических свойств¹.

На таком приборе можно испытать образцы как при консольном изгибе, так и при приближенном чистом изгибе с достаточной для практики точностью, применяя в последнем случае специаль-

¹ Т. А. Гевондян, Прибор для испытания материалов на жесткость, журн. «Сталь», 1948, № 11.

ный легкий рычаг. Поэтому в настоящей работе сначала даются основные расчетные формулы для нахождения численных значений механических показателей (E , ϵ и σ) в упругой области в окрестности зажима A . Для установления же более простых количественных зависимостей не только в упругой, но и пластической области вводится специальный легкий рычаг, с помощью которого осуществляется с достаточной для практики точностью чистый изгиб элемента образца.

Такая постановка вопроса вызвана необходимостью использовать наш метод определения механических показателей E , ϵ и σ прежде всего для приборов, основанных также на консольном изгибе, применяемых в настоящее время на производстве, о которых шла речь выше.

Дальнейшее изучение работы этих приборов показало, что предложенный нами специальный легкий рычаг к прибору для испытания образцов на чистый изгиб с достаточной для практики точностью дает хорошие результаты для сравнительно толстых образцов материала, в отношении которых вес рычага практически не влияет на показания прибора. При испытании тонких материалов толщиной порядка 0,03—0,15 мм прибор дает значительные ошибки, главным образом из-за веса самого рычага. Это обстоятельство заставило нас разработать новый прибор с невесомым рычагом, предназначенный для испытания весьма тонких материалов. Эта работа была выполнена нами по заданию Института прецизионных сплавов ЦНИИЧЕРМЕТ в 1950 г.

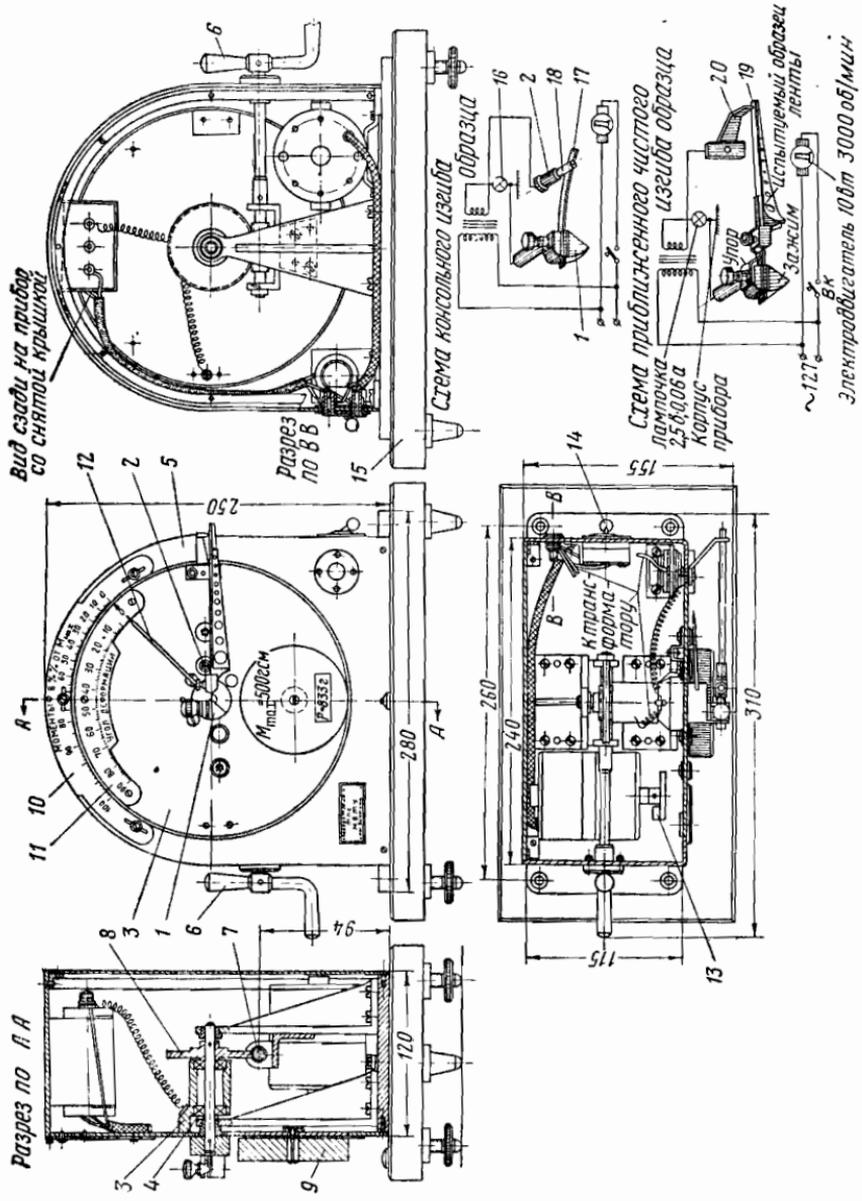
Перейдем к исследованию работы этих приборов в том порядке, как они создавались.

А. Прибор для испытания материалов с консольным изгибом

На фиг. 37 представлен общий вид прибора для испытаний материала на изгиб. Как видно из фигуры, образец при испытании закрепляют одним концом в центре прибора зажимом 1 , а затем изгибают силой, приложенной на свободном конце консоли. Нагрузку передается через палец 2 , который удален от зажима на 25 или 50 мм. При вращении зажима образец прижимается к пальцу, укрепленному на тщательно отбалансированном диске 3 , опирающемся на шарикоподшипники 4 и свободно вращающемся относительно корпуса 5 .

Рукоятка 6 связана с зажимом 1 через червячную пару 7 и 8 . При вращении рукоятки консоль постепенно нагружается, поворачивая диск 3 вместе с грузом 9 на угол до 90° . При этом на шкалах легко отсчитать для каждого изгиба консоли соответствующую величину нагрузки.

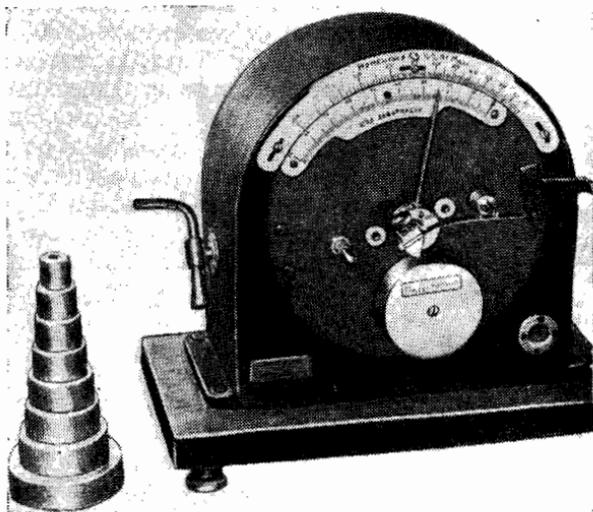
На корпусе прибора смонтирована шкала моментов 10 , градуированная в процентах от максимального (M_{\max}) и построенная по синусоидальному закону. Шкала имеет пазы для установки ее при смене грузов в нулевое положение. Вторая шкала 11 для измерения углов загиба консоли имеет равные деления, соответствующие



Фиг. 37. Общий вид прибора для испытаний материалов на изгиб.

щие 1° ; она укреплена на вращающемся диске 3. Нулевая риска шкалы 11 служит указателем для отсчета величины изгибающих моментов по шкале 10. Стрелка 12, указывающая угол поворота консоли, вращается вместе с зажимом.

Прибор снабжен набором грузов. Они представляют собой цилиндры различного диаметра и веса (фиг. 38). На каждом грузе указывается значение максимального изгибающего момента, получающегося при наибольшем отклонении маятника. На нашем приборе, предназначенном для испытания пружинной ленты средних



Фиг. 38. Прибор для испытания материалов при консольном изгибе.

размеров ($h=0,3-0,6$ и $b=2-10$ мм), набор грузов дает возможность установить следующие максимальные моменты: 250, 500, 750, 1000, 1500, 2000, 3000, 4000 и 5000 гсм.

Чтобы облегчить подбор грузов для испытываемой пружинной ленты или проволоки различного сечения, построены экспериментальные кривые (фиг. 39), полученные в результате тарировки прибора и приближенно представляющие собой лучи a и b , выходящие из начала координат. Луч a приведен для плеча консоли $D=50$ мм, луч b — для плеча $D=25$ мм при среднем значении модуля упругости стали $E=20\,000$ кг/мм². Пользуясь этим графиком, можно определить ориентировочно по сечению стальных образцов¹ величину требуемого груза.

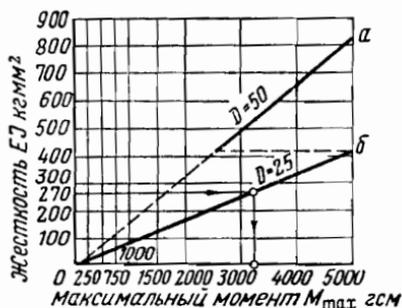
График можно использовать для любых других материалов (например, латуни и пластмасс), имеющих различные модули упругости и сечения.

¹ Вернее, по связанному с этим сечением моменту его инерции J (произведение EJ является мерой жесткости образца).

Испытание образцов различных сечений, имеющих жесткость примерно до 400 кгмм^2 , производят на плече $D=25 \text{ мм}$, а образцов, имеющих большую жесткость, — на плече $D=50 \text{ мм}$ (при тех же грузах).

На фиг. 39 приведен пример подбора требуемого груза для пружинной ленты сечением $0,3 \times 6 \text{ мм}$, имеющей, следовательно, жесткость $EJ=270 \text{ кгмм}^2$. Проведя на соответствующем уровне жесткости прямую линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с лучом b , находим значение максимального момента соответствующего груза.

Так как прибор имеет всего 9 грузов, то для нашего примера берем для испытания из набора груз с моментом 3000 гсм с плечом $D=25 \text{ мм}$. Испытание на приборе является статическим при равновесии сил. Поэтому в интервале поворотов маятника от нуля до 90° можно без труда снять необходимое количество показаний.



Фиг. 39. График для подбора грузов при испытании лент различных сечений.

Для максимального понижения трения в подшипниках диска прибор снабжен вибратором, состоящим из электродвигателя переменного тока (120 в , $n=3000 \text{ об/мин}$), на ось которого насажен небольшой эксцентрик 13 (см. фиг. 37). Электродвигатель приводится в движение при помощи рукоятки 14.

Прибор закреплен на деревянном основании 15, в котором имеются три регулировочных винта для приведения стрелки прибора в нулевое положение при вертикальном положении маятника. В этом случае основание прибора должно находиться в горизонтальной плоскости, что достигается регулировкой установочных винтов и контролируется круглым уровнем.

Перед началом испытания нулевая риска шкалы моментов 10 должна совпадать с нулевым делением (индексом) подвижной шкалы 11. Для записи начального показания по шкале моментов¹ служит контрольная лампочка 16, зажигающаяся при соприкосновении испытуемого образца 17 с роликом 18, установленным на пальце 2. Лампочка получает питание от сети переменного тока 120 в через понижающий трансформатор (типа «ГНОМ»).

Ниже приводятся результаты исследования консоли в упругой области, где для окрестности зажима А консоли (фиг. 40) устанавливается точная количественная зависимость, т. е. определяется точное числовое значение механических характеристик (модуля упругости первого рода E , относительного удлинения ϵ и напряжения σ).

¹ Соответствующего изгибающему моменту, равному нулю.

Чтобы исследовать свойства образца в точке зажима A , измеряемые на приборе величины α , M и D необходимо связать с деформациями образца в этой точке, устранив таким образом влияние остальной части образца. Кроме того, для упрощения вывода можно предположить, что образец изгибается не роликом, имеющим радиус r_p , а ножом $r_p \approx 0$, (фиг. 40).

На основании теоретического исследования работы прибора нами выведена формула для определения кривизны в окрестности зажима образца

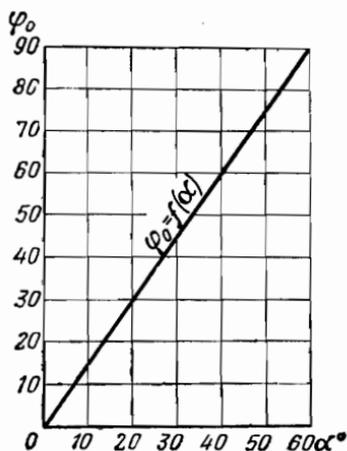
$$K_A = \frac{1}{\rho_A} = \frac{2 \sin \varphi_0}{D \cos(\varphi_0 - \alpha)}, \quad (4.1)$$

где D — плечо консоли;

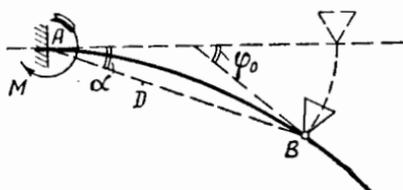
φ_0 — угол между касательной к упругой линии консоли в точке B и направлением образца до изгиба (см. фиг. 40).

На фиг. 41 показана линейная зависимость между углами φ_0 и α .

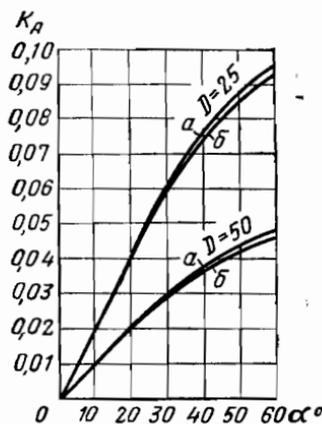
Пользуясь основным уравнением (4.1) и полученным вспомогательным графиком $\varphi_0 = f(\alpha)$, строим диаграмму $K_A = f(\alpha)$ для



Фиг. 41. Зависимость между углом касательной φ_0 и углом загиба α .



Фиг. 40. Схема деформации испытываемого на жесткость образца при консольном изгибе.



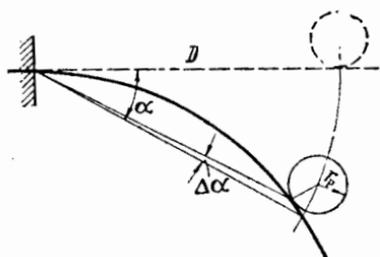
Фиг. 42. Зависимость кривизны образца у зажима k_A от угла загиба α .

а) — роликом, б) — ножом.

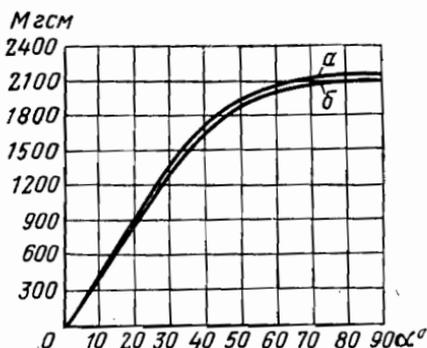
двух начальных значений плеча консоли $D=25$ и 50 мм при изгибе ее ножом с параллельным нанесением опытных данных, полученных при изгибе роликом (фиг. 42). Диаграмма показывает на небольшое увеличение кривизны при изгибе образца с роликом (фиг. 43).

Расхождение кривых $M=f(\alpha)$ (фиг. 44), полученных при изгибе образцов ленты роликом (радиус $r_p=4$ мм) и ножом (радиус закругления $r_n=0,05$ мм), составляет в среднем 3—4%; эту поправку на влияние ролика с достаточным приближением можно принять постоянной.

Таким образом, измерив на нашем приборе угол загиба образца α при выбранном плече консоли D , можно при помощи диаграммы (фиг. 42) определить соответствующее значение кривизны K_A как для изгиба ножом, так и для изгиба роликом.



Фиг. 43. Уменьшение плеча консоли при изгибе роликом по сравнению с изгибом ножом.



Фиг. 44. Зависимость момента M от угла загиба α при консольном изгибе.

a —роликом, b —ножом.

Измерив на приборе для этого же угла α величину соответствующего момента M_A , можно вычислить модуль упругости при изгибе по формуле

$$E = \frac{M_A}{JK_A} \quad (4.2)$$

Следовательно, мы нашли простой способ определения модуля упругости E или изгибной жесткости EJ с помощью нашего прибора.

Этот метод определения E может быть с успехом использован и для аналогичных приборов, применяемых на производстве, основанных на консольном изгибе. Определив кривизну K_A и величину модуля упругости E , можно определить не только относительное удлинение наружного крайнего волокна при изгибе

$$\epsilon_\alpha = \frac{hK_A}{2}, \quad (4.3)$$

но и соответствующее напряжение

$$\sigma_\alpha = \epsilon_\alpha E. \quad (4.4)$$

Пользуясь графиком $M=f(\alpha)$ (фиг. 44), можно так же найти значение предела пропорциональности по формуле

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{M}{W}, \quad (4.5)$$

где W — момент сопротивления.

В табл. 13 приведены результаты вычисления механических параметров для образца стальной пружинной ленты при различных значениях угла α до предела пропорциональности. Испытание образца производилось на длине консоли $D=25$ мм при наличии ролика.

Из табл. 13 видно, что модуль упругости E , как и следовало ожидать, остается при этом постоянным независимо от изменения кривизны ленты около зажима. Это подтверждает правильность нашего теоретического анализа, на основании которого построена диаграмма $K_A=f(\alpha)$.

Таблица 13

| α° | M кг.мм | K_A 1/мм | E кг/мм ² | ϵ_α мм | σ_α кг/мм ² | $\sigma_{\text{пр}}$ кг/мм ² |
|----------------|--------------|---------------|---------------------------|-------------------------|---------------------------------------|--|
| 5 | 3,9 | 0,0103 | 20 500 | 0,00165 | 33,8 | — |
| 10 | 7,8 | 0,0206 | 20 500 | 0,00330 | 67,6 | — |
| 15 | 11,7 | 0,0309 | 20 500 | 0,00495 | 101,4 | — |
| 20 | 15,6 | 0,0412 | 20 500 | 0,00660 | 135,2 | — |
| 25 | 19,5 | 0,0512 | 20 600 | 0,00820 | 169,0 | — |
| 33,5 | 26,1 | 0,0680 | 20 800 | 0,01090 | 227,0 | 227 |

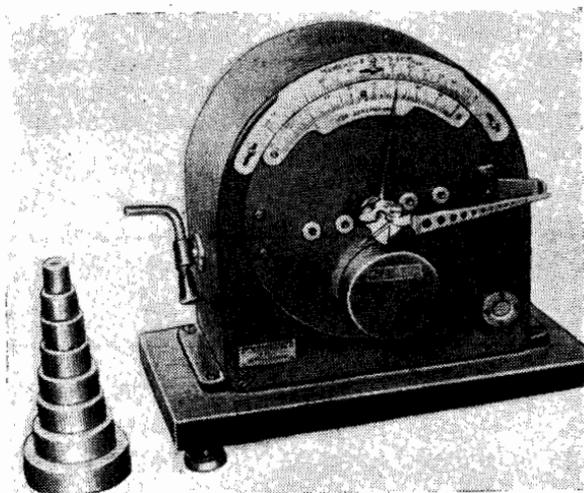
Наше исследование показывает, что при помощи подобных приборов можно установить как качественные, так и количественные зависимости для упругой области испытуемого образца в окрестности зажима A . В этом, собственно, и состоит основное преимущество рассматриваемых приборов.

Что касается установления таких же зависимостей для пластической области, то приборы, предназначенные для испытания образцов с консольным изгибом, не позволяют этого делать. Действительно, при навивке на оправку пружинная лента претерпевает как упругие, так и пластические деформации; поэтому установление надлежащих качественных зависимостей в упруго-пластической области представляет теоретический и практический интерес.

В связи с изложенным нам пришлось заняться дальнейшим совершенствованием указанного прибора.

Б. Прибор для испытания материалов на изгиб с помощью жесткого и легкого рычага

Нам удалось без существенного изменения конструкции прибора применить жесткий и легкий рычаг, заменяющий большую часть изгибаемой консоли и реализующий с достаточной для практики точностью чистый изгиб испытываемого образца. Как видно из фиг. 37 и 45, образец изгибается силой, приложенной на свободном конце рычага 19. Нагрузка передается через нож 20, который удален от центра прибора на значительное расстояние. Электрическая схема



Фиг. 45. Прибор для испытаний материалов на чистый изгиб с помощью жесткого и легкого рычагов.

при этом остается такой же, как и при консольном изгибе, что видно из фиг. 37.

Такая схема работы прибора позволяет установить, как увидим ниже, простые математические зависимости для определения показателей механических свойств материала в упругой и пластической областях и решает ряд важных технических задач. Для разработки теории прибора с рычагом мы исходили из двух основных положений:

а) длина l испытываемого образца достаточно мала в сравнении с длиной L рычага;

б) вес рычага q достаточно мал, и при этом образец не получает практически начального изгиба, в результате чего он изгибается только моментом от маятника (фиг. 46).

При таких условиях работы прибора образец практически изгибается по дуге круга и момент по всей длине изогнутого образца остается почти постоянным.

Наше исследование показывает, что относительная ошибка от изгибающего момента по длине испытуемого образца l в среднем составляет 1,5%. Поэтому, не делая большой ошибки, считаем, что испытуемый образец работает на чистый изгиб с достаточной для практики точностью.

В этом случае величина модуля упругости определяется по формуле

$$E = l \left(1 - \frac{l}{2D} \right) \frac{M}{J\varphi_{\text{рад}}} \quad (4.6)$$

Учитывая, что для нашего прибора $D = 124$ мм, $l = 4$ мм и $\varphi_{\text{рад}} = \frac{180}{\pi} \varphi^\circ$, окончательно имеем

$$E = 225 \frac{M}{J\varphi^\circ}, \quad (4.7)$$

где φ и M — угол деформации и изгибающий момент образца, отсчитываемые по шкале прибора;
 J — момент инерции сечения образца.

Подставляя в формулу (4.7) значения $\varphi \leq \varphi_{\text{пр}}$ и $M \leq M_{\text{пр}}$, мы будем определять величину модуля упругости E до предела пропорциональности.

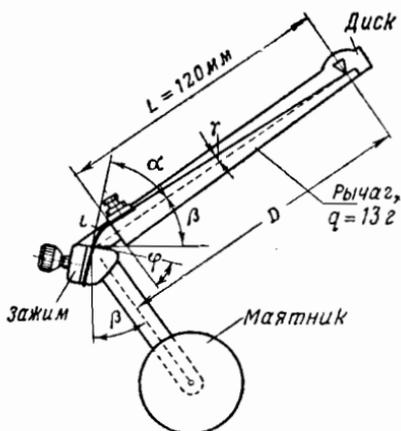
Если нам нужно вычислить величину модуля упругости за пределом пропорциональности (т. е. величину приведенного модуля упругости E_r), то в этом случае, пользуясь той же формулой (4.7), можем написать

$$[E_r = 225 \frac{M}{J\varphi^\circ}, \quad (4.8)$$

где следует подставлять значения $\varphi \geq \varphi_{\text{пр}}$ и $M \geq M_{\text{пр}}$.

На приборе должны испытываться гладкие, калиброванные образцы. Чтобы не делать сколько-нибудь большой ошибки при нахождении величины момента инерции J , следует размеры сечения испытуемого образца (особенно толщину) измерять с большой точностью (до 0,1 мк) с помощью современных измерительных приборов.

Если на приборе будут испытываться образцы с отношением ширины к толщине $\frac{b}{h} > 50$, то в этом случае по рекомендации С. П. Тимошенко¹ следует учитывать также цилиндрическую жесткость пластины.



Фиг. 46. Схема изгиба элемента испытуемого образца на приборе с помощью жесткого и легкого рычага.

¹ С. П. Тимошенко, Сопротивление материалов, т. II, Гостехиздат, 1946.

Как известно, цилиндрическая жесткость пластины выражается формулой вида

$$D = \frac{EJ}{1 - \mu^2}, \quad (4.9)$$

где μ — коэффициент Пуассона; для стали он равен 0,30.

Из формулы (4.6) видно, что чем меньше величина отношения $\frac{l}{2D}$, тем точнее можно проводить измерение на чистый изгиб испытуемого образца. Поэтому при проектировании новых подобных приборов всегда можно величину этого отношения подобрать таким образом, чтобы оно отвечало заданной точности по техническим условиям.

Таким образом, можно сказать, что предложенный нами жесткий и легкий рычаг, который мы приспособили к имеющимся приборам для испытания образцов на консольный изгиб, позволяет испытывать сравнительно толстые образцы¹ на чистый изгиб с достаточной для практики точностью. Что касается испытаний на этом приборе весьма тонких образцов (порядка от 0,03 до 0,15 мм), то их здесь производить нельзя, так как при тонких образцах сильно сказывается вес рычага. Учитывать же влияние веса рычага при измерении на приборе довольно сложно. Однако острая нужда со стороны научно-исследовательских институтов и промышленности в приборах подобного рода для испытания тонких материалов побудила нас, используя накопленный опыт, разработать новый прибор с невесомым рычагом, описание конструкции и принцип работы которого приводится ниже.

В. Прибор для испытания материалов на изгиб с «невесомым» рычагом

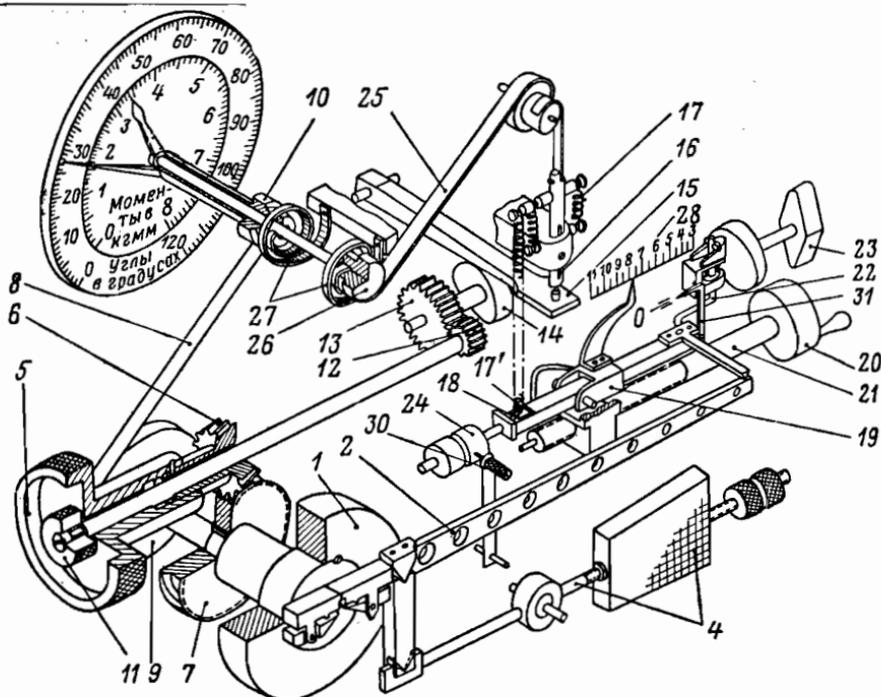
а) Описание прибора

На этом усовершенствованном приборе (фиг. 47) испытываются весьма тонкие и сравнительно толстые образцы с большой точностью. В нашей работе² показано, что на этом приборе относительная ошибка от изгибающего момента по длине испытуемого образца l в среднем не превосходит 0,82%.

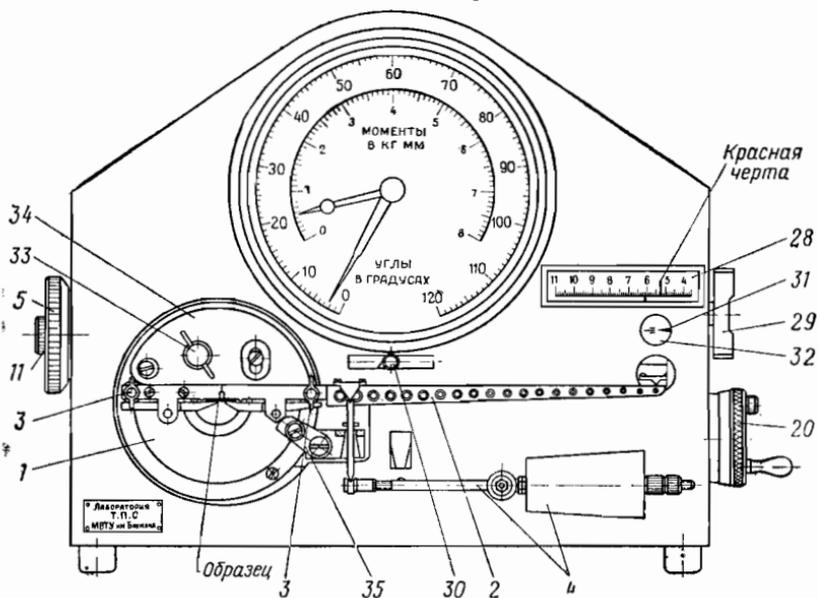
Предлагаемый прибор дает количественную и качественную оценку материала в упругой и пластической областях без применения какого-либо эталона. На этом приборе чистый изгиб с достаточной для практики точностью достигается применением специального невесомого рычага 2 (фиг. 48), в котором закрепляется один конец испытуемого образца. Благодаря наличию этого невесомого рычага прибор позволяет испытывать весьма тонкие образцы материалов.

¹ С размерами: $h=0,2 \div 0,6$ мм и $b=4 \div 8$ мм.

² Т. А. Гевондян, Прибор для изучения и оценки упруго-пластических свойств тонких материалов методом чистого изгиба, Тема № 2, ПС-55-461, изд. ИТЭИН АН СССР, 1956.



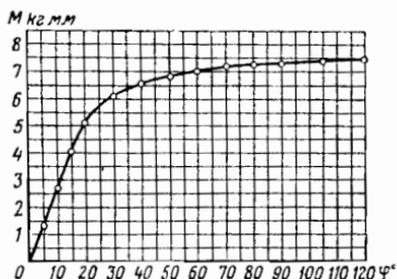
Фиг. 47. Кинематическая схема прибора для испытания материалов на изгиб с несомым рычагом.



Фиг. 48. Вид со стороны шкалы прибора для испытания материалов на изгиб с несомым рычагом.

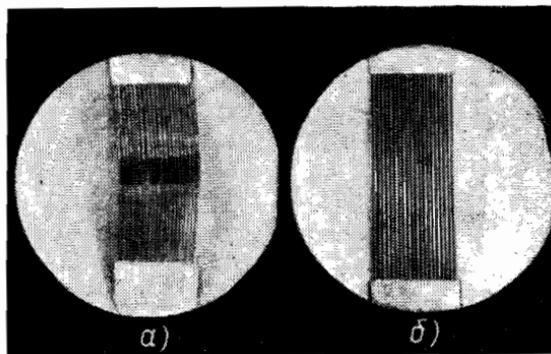
Прибор позволяет получать диаграмму изгибающего момента M от угловой деформации φ образца практически при чистом изгибе (фиг. 49).

Создание прибора для испытания весьма тонких и коротких образцов на чистый изгиб является сложной технической задачей,

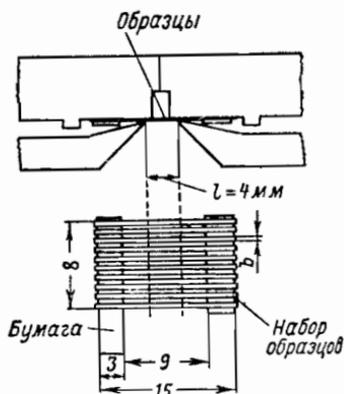


Фиг. 49. Диаграмма изгибающего момента M от угловой деформации φ образца, полученная на приборе для испытания материалов на изгиб с невесомым рычагом.

образца берется 15 мм, в том числе рабочая длина (расстояние между губками прибора) l составляет 4 мм. Тончайшие плоские и круглые образцы типа часовых волосков могут быть испытаны на приборе одновременно по 5, 10 или 20 шт. вместе, как это показано на фиг. 50. При этом набор образцов осуществляется перед испы-



Фиг. 50. Набор тончайших образцов.
а—волоски, б—проволоки.



Фиг. 51. Набор тончайших образцов, установленный в губках прибора перед их испытанием.

танием на приборе с помощью специального приспособления, как это показано на фиг. 51. Концы образцов приклеены специальным клеем к плотной бумаге или к тонкой металлической пластине ши-

риною 3 мм. На фиг. 51 показано также, как должен быть установлен набор образцов в губках перед испытанием.

В данном случае диаграмма $M-\varphi$ строится для одного образца простым делением величины показания изгибающего момента на число испытываемых образцов.

На этом приборе, так же как и на первом приборе, должны испытываться гладкие прямые калиброванные образцы. Размеры сечения образцов перед испытанием должны быть измерены с точностью до 0,1 мк.

На фиг. 47, 48 и 52 приведены кинематическая схема и общий вид предлагаемого прибора, а на фиг. 53 — его фотография.

Как видно из фиг. 48, образец зажимается между губками, расположенными на диске 1 и на невесомом рычаге 2, посредством специальных зажимов 3. Невесомость рычага 2 достигается применением специальной рычажной системы с противовесом 4.

Поворотом маховичка 5 через червячную передачу 6—7 (см. кинематическую схему прибора на фиг. 47) диск 1 поворачивается на задаваемый нами угол, который посредством гибкой связи 8 и роликов 9 и 10 передается на шкалу углов. Шкала градуирована таким образом, что на ней сразу отсчитываем угловую деформацию образца. Так как при повороте диска 1 образец изгибается, то в силу своих упругих свойств он сопротивляется изгибу, поднимая невесомый рычаг 2 и отклоняя его от нулевого положения.

Чтобы привести невесомый рычаг 2 к положению, параллельному нулевой линии, прикладываем к нему силу P_1 , как это показано на фиг. 54. Для этого вращаем маховичок 11, который в свою очередь приводит в движение зубчатые колеса 12 и 13, поворачивая кулачок 14 на некоторый угол. Этот кулачок через рычаг 15 поднимает толкатель 16, который все время поджимается к рычагу 15 пружинами 17. Толкатель 16 растягивает эталонную винтовую пружину 17', и через рычаг 18 оказывает уравнивающее давление на невесомый рычаг 2, возвращая его в положение, параллельное нулевой линии (фиг. 54,б).

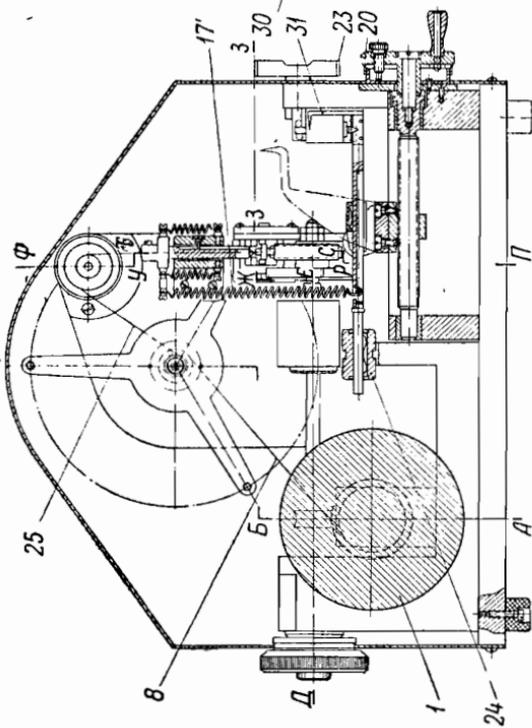
Рычаг 18 имеет переменное соотношение плеч, что достигается подвижной опорой 19. Движение этой опоры происходит от поворота маховичка 20 через винт 21, по которому и перемещается подвижная опора 19 рычага 18.

На время перемещения подвижной опоры 19 рычаг 18 фиксируется в нулевом положении с помощью пальца 22 при повороте на себя рукоятки 23. Рычаг 18 уравнивается в нулевом положении контргрузом 24.

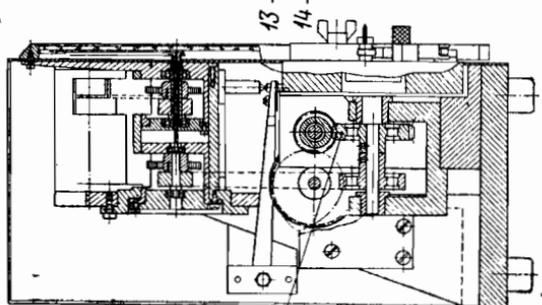
Переменное соотношение плеч рычага 18 дает возможность получить различные по величине силы, уравнивающие невесомый рычаг 2, смотря по тому, какой жесткостью EJ обладает испытываемый образец.

Сила, приводящая невесомый рычаг 2 в положение, параллельное нулевой линии, создает уравнивающий изгибающий момент, приложенный к образцу. Этот уравнивающий изгибающий момент отмечается на шкале моментов следующим образом.

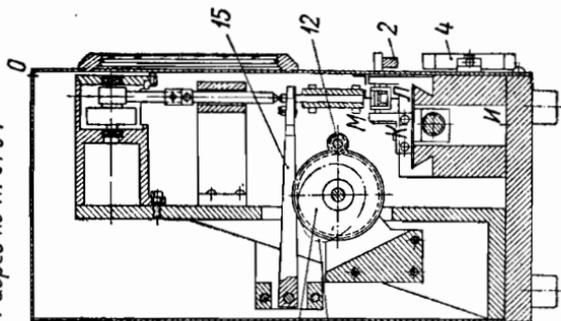
Разрез по ИКЛМНО



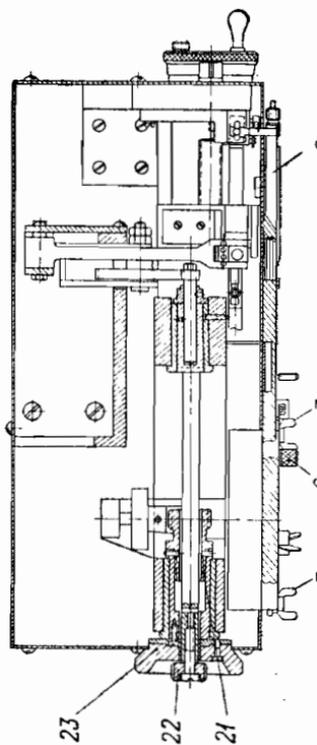
Разрез по АБВГ



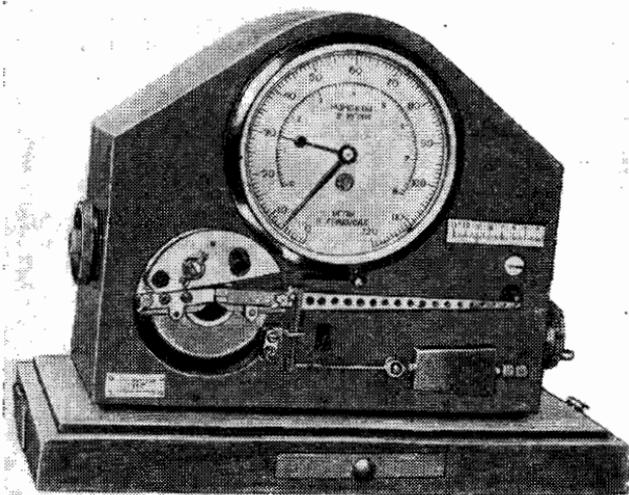
Разрез по ПРСТУФ



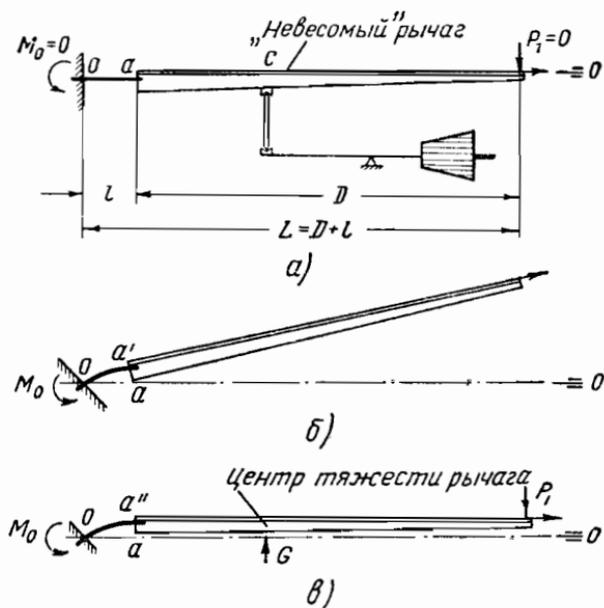
Разрез по ДЕЖЗ



Фиг. 52. Конструкция прибора для испытания материалов на изгиб с несомым рычагом.



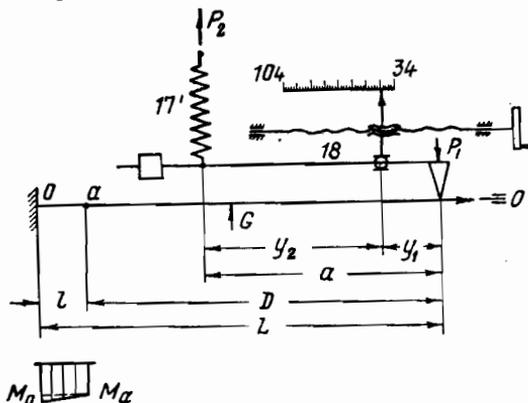
Фиг. 53. Прибор для испытания материалов на изгиб с невесомым рычагом.



Фиг. 54. Схема нагружения образца на приборе.
 а—перед испытанием образца, б—после нагружения образца, в—после установки невесомого рычага параллельно к нулевой линии.

Толкатель 16, растягивая эталонную винтовую пружину 17', одновременно приводит в движение через гибкую связь 25 ролик 26, связанный с плоской спиральной пружиной 27 и стрелкой, отмечающей на шкале величину изгибающего момента в *кгмм* соответственно вращению маховичка 11 при данной угловой деформации образца.

Таким образом, изгибая прямой испытуемый образец до 120° через каждые $2-3^\circ$ и определяя для каждого из этих углов соответствующие изгибающие моменты по шкале моментов, мы можем по этим показаниям построить кривую $M-\varphi$ (см. фиг. 49), которая и будет являться основной механической характеристикой испытуемого материала.



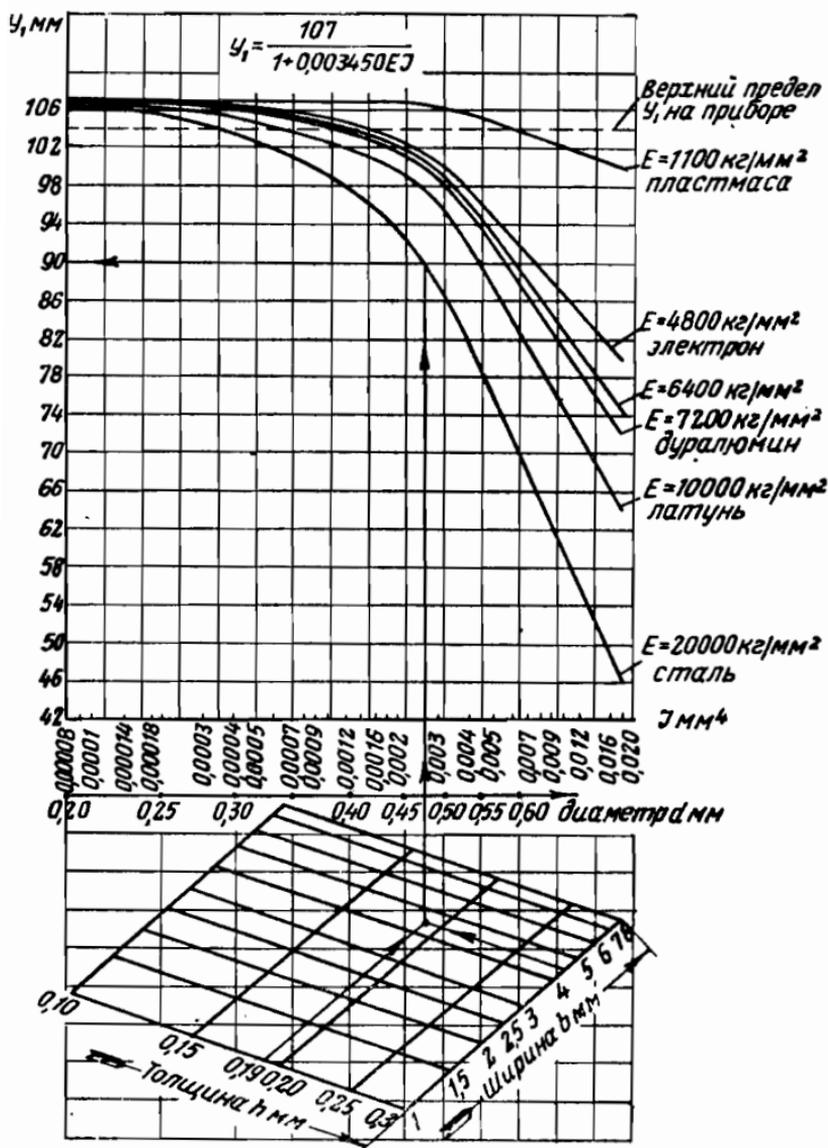
Фиг. 55. Схема прибора к расчету.

Для получения одинаковой чувствительности прибора при испытании образцов различной жесткости существует шкала 28 (см. фиг. 48). В зависимости от жесткости испытуемого материала по этой шкале можно подобрать такое значение плеча y_1 рычага 18 (фиг. 55), при котором стрелка шкалы моментов при угле деформации образца на 120° отклонится почти на всю шкалу.

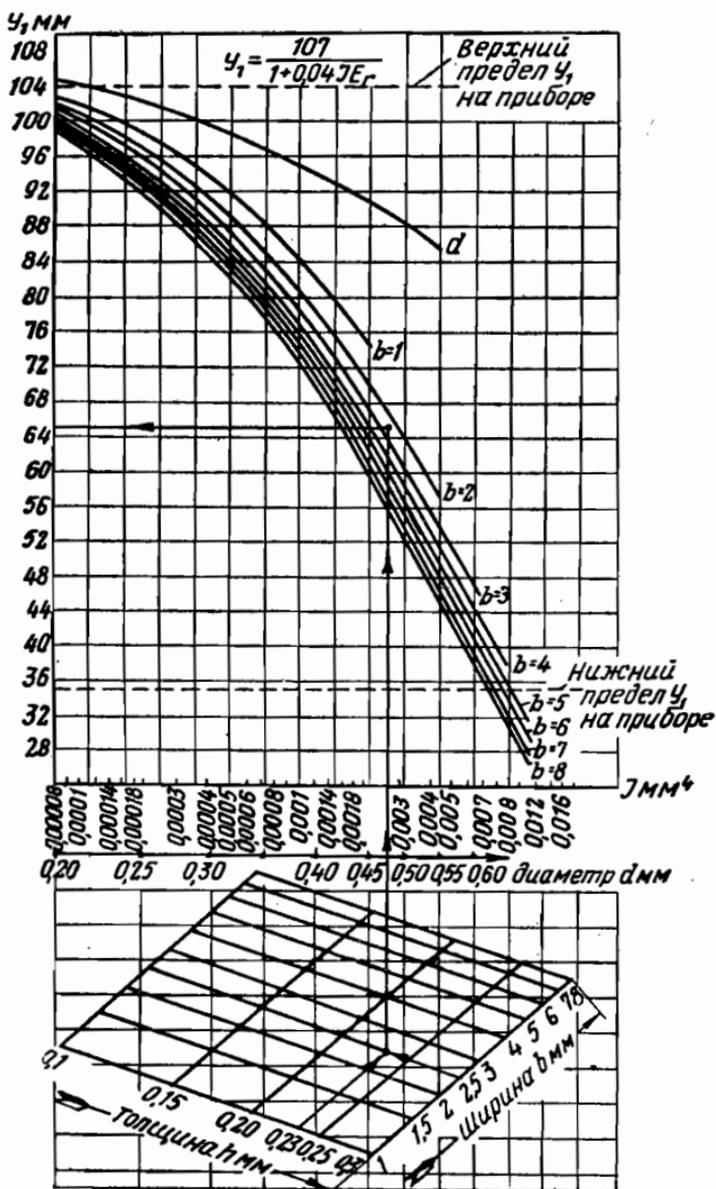
Для материалов, работающих в упругой или пластической области, значение y_1 подбирается экспериментально соответственно жесткости образца.

Для этого достаточно на приборе предварительно испытать один образец при произвольно взятом на шкале 28 значении y_1 . Если при испытании этого опытного образца стрелка шкалы моментов (при повороте стрелки шкалы углов на 120°) не достигает $7,5 \text{ кгмм}$, то значение y_1 следует увеличить до такой величины, чтобы выполнить поставленное условие. Если же при испытании образца окажется, что стрелка шкалы моментов достигла $7,5 \text{ кгмм}$, а стрелка шкалы углов не дошла до 120° , то в данном случае следует значение y_1 уменьшить настолько, чтобы и по шкале углов добиться максимального поворота стрелки.

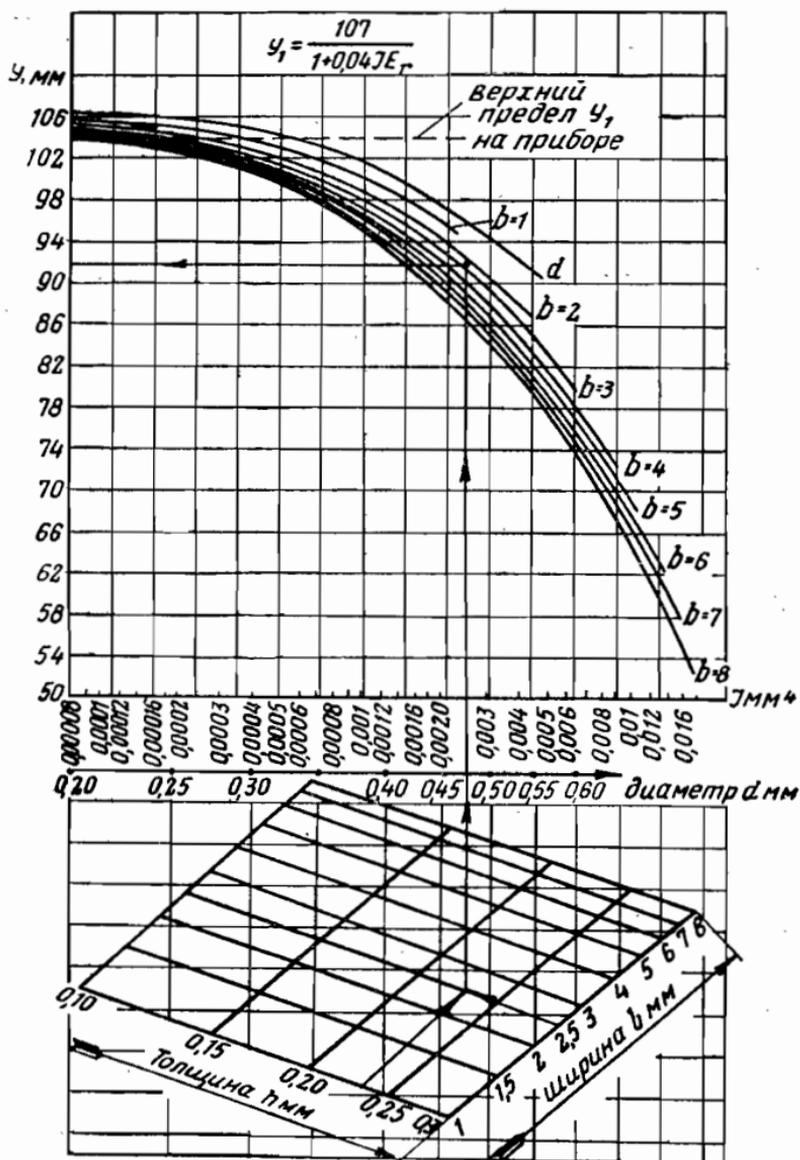
На фиг. 56, 57 и 58 приведены построенные автором специальные номограммы, с помощью которых в зависимости от размеров



Фиг. 56. Номограмма для определения величины y_1 для материалов, испытываемых на приборе в упругой области.



Фиг. 57. Номограмма для определения величины y_1 для углеродистой стали, испытываемой на приборе в пластической области.



Фиг. 58. Номограмма для определения величины y_1 для лагуны, испытываемой на приборе в пластической области.

образца и материала можно найти значение y_1 без предварительного испытания образца.

Значение y_1 по шкале 28 изменяется в пределах

$$34 \leq y_1 \leq 103,5 \text{ мм.}$$

Шкала моментов градуирована при $y_1 = 67,8$ мм (см. красную черту на шкале 28 фиг. 48), что соответствует переводному коэффициенту прибора $K=1$, при котором отградуирована шкала моментов. Во всех же остальных случаях переводной коэффициент прибора K в зависимости от величины y_1 находится по табл. 14.

Таблица 14

Значения коэффициентов K

| y_1 | K | y_1 | K | y_1 | K | y_1 | K |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 34 | 3,714 | 52 | 1,830 | 70 | 0,913 | 88 | 0,374 |
| 35 | 3,559 | 53 | 1,762 | 71 | 0,877 | 89 | 0,349 |
| 36 | 3,411 | 54 | 1,697 | 72 | 0,840 | 90 | 0,327 |
| 37 | 3,273 | 55 | 1,635 | 73 | 0,806 | 91 | 0,304 |
| 38 | 3,141 | 56 | 1,576 | 74 | 0,772 | 92 | 0,282 |
| 39 | 3,015 | 57 | 1,517 | 75 | 0,739 | 93 | 0,259 |
| 40 | 2,897 | 58 | 1,462 | 76 | 0,706 | 94 | 0,239 |
| 41 | 2,785 | 59 | 1,406 | 77 | 0,675 | 95 | 0,218 |
| 42 | 2,678 | 60 | 1,356 | 78 | 0,643 | 96 | 0,197 |
| 43 | 2,574 | 61 | 1,304 | 79 | 0,612 | 97 | 0,178 |
| 44 | 2,477 | 62 | 1,256 | 80 | 0,583 | 98 | 0,159 |
| 45 | 2,384 | 63 | 1,208 | 81 | 0,555 | 99 | 0,140 |
| 46 | 2,294 | 64 | 1,163 | 82 | 0,528 | 100 | 0,121 |
| 47 | 2,207 | 65 | 1,118 | 83 | 0,500 | 101 | 0,103 |
| 48 | 2,126 | 66 | 1,074 | 84 | 0,474 | 102 | 0,084 |
| 49 | 2,048 | 67 | 1,033 | 85 | 0,448 | 103 | 0,067 |
| 50 | 1,972 | 68 | 0,991 | 86 | 0,422 | 103,5 | 0,059 |
| 51 | 1,899 | 69 | 0,953 | 87 | 0,398 | | |

Таким образом, действительный момент испытуемого образца определится по формуле

$$M = KM_0, \quad (4.9)$$

где M_0 — показание момента по шкале прибора при $K=1$.

Работа на таком приборе производится следующим образом.

1. Измеряем размеры сечения испытуемого образца и для данного материала находим оптимальную величину y_1 либо предварительным испытанием такого же образца на приборе, либо по вспомогательным номограммам, представленным на фиг. 56—58.

2. Поворачиваем рукоятку 29 на себя, фиксируем рычаг 18 в исходном положении, после чего вращаем маховичок 20 и устанавливаем по шкале 28 значение u_1 . После этой операции выключаем фиксатор 22, повернув рукоятку 29 от себя.

3. Уравновешиваем рычаг 18 в нулевом положении контргрузом 24 с помощью пружинного толкателя 30. При этом стрелка 31 должна стать точно против средней черты шкалы 32 (фиг. 48). Точное совпадение стрелки 31 со средней чертой шкалы 32 осуществляется посредством оптического микроскопа МИР-1, дающего 7-кратное увеличение. Его устанавливают отдельно на специальной стойке.

4. Вращаем эксцентриковый зажим 33 по часовой стрелке. При этом происходит поворот полудиска 34 до плотного прилегания к верхней грани левой губки, которая неподвижно закреплена на диске 1. Перед этой операцией необходимо, чтобы стрелка шкалы углов и моментов находилась на нуле. Для того чтобы каждый раз можно было строго выдерживать размер рабочей длины l испытуемого образца между губками, необходимо фиксировать невесомый рычаг 2 одновременно в двух плоскостях, расположенных под углом 90° . Это достигается поворотом другого специального зажима 35, который своим выступом входит в соприкосновение со скосом вилки рычага 2 и поджимает его к граням неподвижной левой губки и полудиска 34, расположенных в начале опыта под углом 90° (см. фиг. 48). Таким образом, перед зажимом испытуемого образца невесомый рычаг 4 находится в строго фиксированном положении.

5. Вставляем в губки, расположенные на диске 1 и на рычаге 2, образец и, действуя эксцентриковыми зажимами 3 (сначала левым, потом правым), легко его зажимаем.

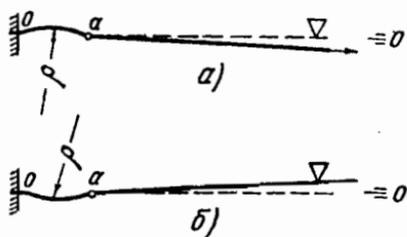
6. Освобождаем невесомый рычаг 2 от зажимов 33 и 35. Для этого, поддерживая зажим 35, действуем эксцентриковым зажимом 33, поворачивая вверх полудиск 34, после чего опускаем осторожно зажим 35 вниз. При прямых калиброванных образцах невесомый рычаг 2 после освобождения от зажимов 33 и 35 должен находиться в соприкосновении с выступом рычага 18. На этом заканчивается подготовительная работа по испытанию образца.

7. Изгибая образец вращением маховичка 5, поворачиваем стрелку шкалы углов φ через каждые 2—3° от нулевого положения. При этом стрелка 31 шкалы 32 будет смещаться вверх. Для приведения стрелки 31 в положение, при котором невесомый рычаг 2 станет параллельно нулевой линии, необходимо действовать маховичком 11 каждый раз после вращения маховичка 5 до тех пор, пока невесомый рычаг 2 не придет в горизонтальное положение.

8. Показания углов φ и соответствующие им значения моментов заносим в таблицу. Если показания моментов испытуемого образца получены при красной черте шкалы 28 [т. е. при $u_1 = 67,8 \text{ мм}$ (см. фиг. 48)], то пересчитывать моменты не требуется. При любом же другом значении u_1 необходимо произвести пересчет моментов, определив для этой цели из табл. 14 величину K при значении u_1 .

9. Строим график $M-\varphi$, откладывая по оси ординат моменты в кгм , а по оси абсцисс — углы деформации образца в градусах.

Если плоский испытуемый образец Oa при установке его на прибор имеет начальную кривизну, как показано на фиг. 59,а, то в этом случае невесомый рычаг 2 не будет находиться в соприкосновении с призматическим выступом рычага 18.

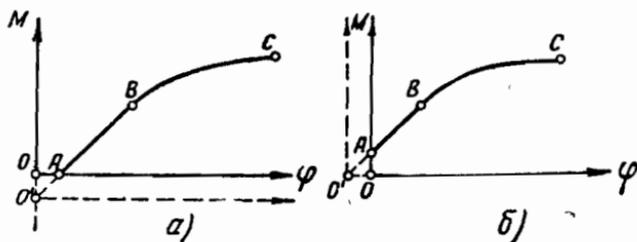


Фиг. 59. Положение невесомого рычага в зависимости от начальной кривизны испытуемого образца.

a —радиус кривизны образца направлен вниз; b —радиус кривизны образца направлен вверх.

Чтобы учесть влияние начальной кривизны образца при построении диаграммы $M-\varphi$, необходимо повернуть маховичок 5 на такой угол, чтобы невесомый рычаг 2 соприкасался с призматическим выступом рычага 18. Построив по показаниям прибора кривую $M-\varphi$ (фиг. 60,а), продолжаем прямолинейную часть кривой BA до пересечения с осью ординат (точка O'). Из этой точки O' проводим прямую, параллельную оси абсцисс φ , и получаем кривую $M-\varphi$ с учетом начальной кривизны образца. Если же испытуемый образец изогнут в обратную сторону, как это показано на фиг. 59,б, то в этом случае на невесомый рычаг 2 будет действовать сила от начального изгиба образца, и стрелка 31 сместится с нулевого индекса шкалы 32 (см. фиг. 48).

Для того чтобы учесть это при построении кривой $M-\varphi$, необходимо поворачивать маховичок 11 до тех пор, пока стрелка 31 не придет к нулевому индексу (т. е. к средней черте шкалы 32).



Фиг. 60. Построение диаграммы $M-\varphi$ с учетом начальной кривизны испытуемого образца.

В этом случае шкала моментов покажет какой-то начальный момент $M_{\text{нач}}$.

Построив по показаниям прибора кривую $M-\varphi$ (см. фиг. 60,б), продолжаем прямолинейную часть кривой BA до пересечения с осью абсцисс (точка O'). Из этой точки O' проводим прямую, параллельную оси ординат M и получаем кривую $M-\varphi$ с учетом начальной обратной кривизны образца. По этим откорректирован-

ным кривым и следует находить основные механические характеристики материала.

Несмотря на возможности корректировки кривых $M-\varphi$, следует проводить испытание на приборе для прямых калиброванных образцов во избежание излишней корректировки кривых $M-\varphi$.

б) Основные формулы для определения механических характеристик материалов

Для определения модуля упругости материала на указанном приборе следует пользоваться номограммой, представленной на фиг. 56. Как известно, эта номограмма позволяет в зависимости от испытываемого материала и его размеров находить оптимальное значение u_1 , при котором образец еще работает в упругой области.

Испытание образцов в упругой области значительно повышает чувствительность прибора и положительно сказывается на точности определения модуля упругости материала E .

При наличии диаграммы $M-\varphi$ величина модуля упругости E материала определяется по формуле

$$E = (1 - \delta) \frac{180l}{\pi} \frac{M}{J\varphi^{\circ}}. \quad (4.10)$$

При средней ошибке этого прибора $\delta=0,0082$ и рабочей длине испытываемого образца $l=4$ мм получаем окончательно

$$E = 227,5 \frac{M}{J\varphi^{\circ}}, \quad (4.11')$$

где M — действительный момент испытываемого образца, равный KM_0 ;

J — момент инерции сечения образца;

φ — угловая деформация образца в градусах.

При определении модуля упругости E для упругой области диаграммы $M-\varphi$ рекомендуется угол φ брать в пределах 8—12°.

Если требуется испытывать образец в пластической области, то в этом случае для определения значения u_1 следует пользоваться номограммами, представленными на фиг. 57 и 58. Эти номограммы построены для углеродистой стали и для латуни. Такие номограммы, разумеется, можно построить и для любых других сплавов.

Величина модуля упругости за пределом пропорциональности (т. е. приведенный модуль упругости) определяется по формуле

$$E_r = 227,5 \frac{M}{J\varphi^{\circ}}, \quad (4.11'')$$

в которую следует подставлять значения $\varphi \geq \varphi_{пр}$ и $M \geq M_{пр}$.

Сумма абсолютных величин наибольшего удлинения и наибольшего укорочения при изгибе (фиг. 61) выражается равенством

$$\Delta = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{h_1}{\rho} + \frac{h_2}{\rho} = \frac{h}{\rho}, \quad (4.12)$$

где h — толщина испытываемого образца в мм;

ρ — радиус кривизны образца в мм.

Принимая во внимание, что при чистом изгибе $\rho = \frac{l}{\varphi}$, получаем

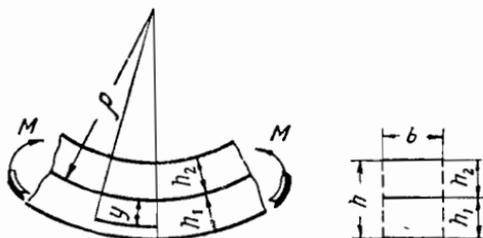
$$\Delta = \frac{h}{l} \varphi_{\text{рад}} = \frac{\pi h}{180l} \varphi^{\circ}. \quad (4.13)$$

Это равенство связывает угол изгиба образца φ , измеряемый на приборе, с величиной Δ .

Полученное равенство (4.13) является весьма важным, так как оно позволяет перейти от диаграммы $M-\varphi$ к диаграмме $M-\Delta$.

Кроме того, пользуясь равенством (4.13), можно формулу (4.12) для определения E_r представить через Δ , т. е.

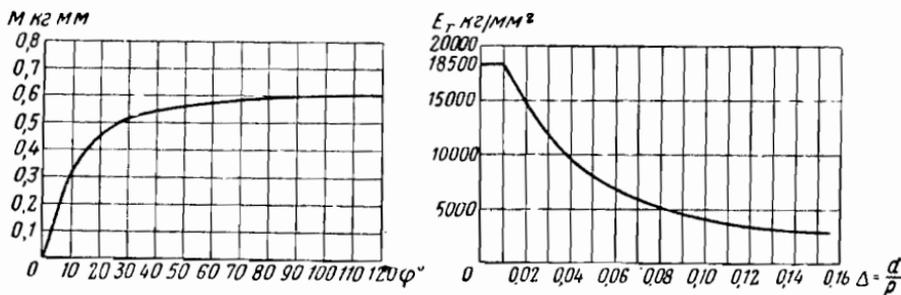
$$E_r = 0,992 \frac{Mh}{J\Delta}. \quad (4.14)$$



Фиг. 61. Схема чистого изгиба пластины.

Приведенные формулы (4.13) и (4.14) получены для образцов с прямоугольным сечением. Для круглого сечения образца в этих формулах следует вместо толщины h подставлять диаметр образцов d . При наличии диаграммы $M-\varphi$, пользуясь формулами (4.13) и (4.14), можно построить график изменения величины приведенного модуля упругости E_r в зависимости от Δ .

По этим приведенным формулам и была построена нами кривая $E_r-\Delta$ для тонкой проволоки, изготовленной из сплава эливарного типа (фиг 62).



Фиг. 62. Зависимость приведенного модуля упругости E_r от отношения $\Delta = \frac{h}{\rho}$, построенная по диаграмме $M-\varphi$ для эливарной наклепанной проволоки диаметром 0,3 мм.

Из этого графика видно, что по диаграмме $M-\varphi$ довольно легко строить кривую зависимости $E_r-\Delta$ для любого материала за пределом упругости.

Проф. С. П. Тимошенко в своем курсе «Сопротивление материалов» (т. II, стр. 326) приводит формулу для построения кривой

приведенного модуля упругости E_r за пределом пропорциональности в зависимости от $\Delta = \frac{h}{\rho}$. Эта формула имеет вид

$$E_r = \frac{12}{\Delta^3} \int_{\varepsilon_2}^{\varepsilon_1} \sigma \varepsilon d\varepsilon. \quad (4.15)$$

Однако для того чтобы по этой формуле построить кривую зависимости $E_r - \Delta$, необходимо сначала по диаграмме растяжения $\sigma - \varepsilon$ построить кривую зависимости $M - \Delta$. Чтобы построить последнюю зависимость, нужно для каждого сечения изгибающего материала построить эпюру напряжения.

В связи с этим уместно здесь отметить, что интеграл $\int_{\varepsilon_2}^{\varepsilon_1} \sigma \varepsilon d\varepsilon$, входящий в формулу (4.15) и представляющий статический момент заштрихованной площади (см. указанный курс «Сопротивление материалов», фиг. 227) относительно вертикальной оси, проходящей через начало координат O , с помощью нашего прибора находится непосредственно после испытания образца; это дает возможность избавиться от указанного кропотливого метода построения эпюры напряжения $\sigma = f(\varepsilon)$, которая строится обычно на основании диаграммы растяжения Гука.

Построив с помощью нашего прибора кривую нагружения и разгрузки испытуемого образца за пределом пропорциональности (фиг. 63), установим аналитическую зависимость между углом остаточной деформации Θ и отношением $\Delta = \frac{h}{\rho}$.

Рассматривая упругий участок кривой нагружения OA , можем написать

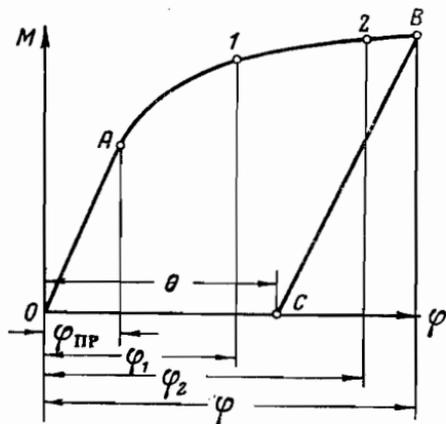
$$M = a_1 \varphi, \quad (4.16)$$

где $0 \leq \varphi \leq \varphi_{\text{пр}}$;

a_1 — коэффициент пропорциональности, определяемый из опытной кривой $M - \varphi$.

$$a_1 = \operatorname{tg} \alpha = \frac{M_{\text{пр}}}{\varphi_{\text{пр}}} = \frac{EJ}{l(1 - \delta)}, \quad (4.17)$$

где δ — величина ошибки прибора, равная 0,0082.



Фиг. 63. Диаграмма нагружения и разгрузки испытуемого образца при изгибе за пределом пропорциональности.

Как видно из полученного выражения, коэффициент a_1 , характеризующий наклон начального участка кривой нагружения, прямо пропорционален жесткости образца EJ .

Рассматривая кривую нагружения за пределом пропорциональности (участок AB , фиг. 63), можем написать

$$M = a_1 \varphi - p (\varphi - \varphi_{\text{пр}})^k, \quad (4.18)$$

где $\varphi > \varphi_{\text{пр}}$.

Здесь коэффициенты p и k должны находиться из двух дополнительных условий. Такими условиями могут быть, например, условия прохождения кривой AB через две заданные точки 1 и 2 (см. фиг. 63). В результате мы получаем два уравнения с двумя неизвестными p и k . Эти уравнения могут быть записаны в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= a_1 \varphi_1 - p (\varphi_1 - \varphi_{\text{пр}})^k; \\ M_2 &= a_1 \varphi_2 - p (\varphi_2 - \varphi_{\text{пр}})^k. \end{aligned} \right\} \quad (4.19)$$

Решая эти уравнения, получаем

$$k = \frac{\lg \frac{M_1 - a_1 \varphi_1}{M_2 - a_1 \varphi_2}}{\lg \frac{\varphi_1 - \varphi_{\text{пр}}}{\varphi_2 - \varphi_{\text{пр}}}}; \quad (4.20)$$

$$p = \frac{a_1 \varphi_1 - M_1}{(\varphi_1 - \varphi_{\text{пр}})^k}. \quad (4.21)$$

Теперь напишем уравнение кривой разгрузки.

Учитывая, что разгрузка происходит по прямой BC (см. фиг. 63), параллельной линейной части кривой нагружения согласно закону разгрузки имеем

$$M = a_1 (\varphi - \Theta). \quad (4.22)$$

Так как левые части уравнения (4.18) и (4.19) равны одному и тому же моменту M , то, приравнивая друг к другу правые части этих уравнений, получаем

$$a_1 \varphi - p (\varphi - \varphi_{\text{пр}})^k = a_1 (\varphi - \Theta),$$

откуда

$$\Theta = \frac{p}{a_1} (\varphi - \varphi_{\text{пр}})^k. \quad (4.23)$$

Заменяв в последнем выражении φ через $\frac{l}{\rho}$, будем иметь

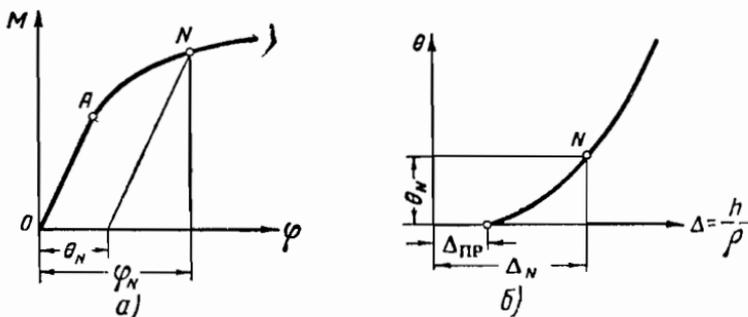
$$\Theta = \frac{p}{a_1} \left(\frac{l}{\rho} - \varphi_{\text{пр}} \right)^k. \quad (4.24)$$

Из полученной формулы видно, что угол остаточной деформации Θ в зависимости от радиуса кривизны образца ρ изменяется по гиперболическому закону.

Выразив в формуле (4.23) значения φ и $\varphi_{\text{пр}}$ соответственно через Δ и $\Delta_{\text{пр}}$ и пользуясь для этой цели равенством (4.13), будем иметь окончательно

$$\Theta = \frac{p}{a_1} \left(\frac{l}{h} \right)^k (\Delta - \Delta_{\text{пр}})^k. \quad (4.25)$$

Полученная формула устанавливает связь между углом остаточной деформации Θ и отношением $\Delta = \frac{h}{\rho}$.



Фиг. 64. Графо-аналитический метод построения зависимости $\Theta - \Delta$ по диаграмме $M - \varphi$.

Коэффициенты a_1 , p и k , входящие в формулу (4.25), характеризуют упруго-пластические свойства испытуемого материала.

При заданных коэффициентах a_1 , p , k и $\Delta_{\text{пр}}$, задаваясь различными значениями Δ , можно вычислить по формуле (4.25) соответствующие значения Θ и строить кривую зависимости $\Theta - \Delta$.

На фиг. 64 показан графо-аналитический метод построения кривой зависимости $\Theta - \Delta$ по диаграмме $M - \varphi$. Как видно из этого графика, на диаграмме $M - \varphi$ для точки A , соответствующей пределу пропорциональности, по углу $\varphi_{\text{пр}}$ вычисляем $\Delta_{\text{пр}}$, пользуясь формулой (4.13). Полученную величину $\Delta_{\text{пр}}$ откладываем по оси абсцисс от начала координат на кривой зависимости $\Theta - \Delta$. Затем на диаграмме $M - \varphi$ за пределом пропорциональности берем произвольную точку N и находим для нее, пользуясь законом разгрузки, углы Θ_N и φ_N .

По полученному значению φ_N вычисляем Δ_N , пользуясь снова формулой (4.13). Определяя таким методом ряд точек за пределом пропорциональности и соединяя их между собой, получаем кривую $\Theta - \Delta$.

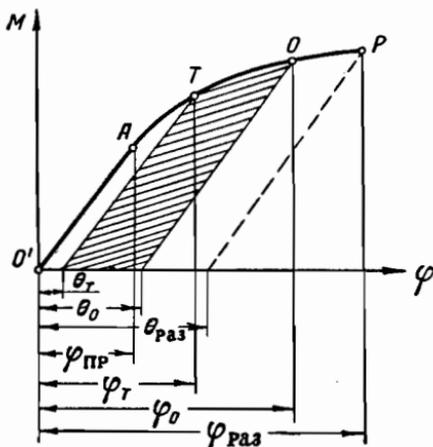
Кривые $\Theta - \Delta$ в нашей работе используются для проектировочного расчета пружинных двигателей. Эти кривые могут быть использованы с успехом также при построении любой формы сво-

бодной пружины, при вычислениях остаточных и действительных напряжений, возникающих в сечениях упругих элементов.

Из диаграммы $M-\varphi$ (фиг. 65) видно, что изучаемые пружины работают за пределом пропорциональности, т. е. выше точки A , в области от T до O (см. заштрихованную площадь), причем точка T соответствует внешнему радиусу тугозаведенной пружины,

который, как известно, определяется по формуле $\rho_T = \sqrt{\frac{Lh}{\pi} + \rho_0^2}$,

а точка O соответствует радиусу кривизны внутреннего конца пружины $\rho_0 = 15h$. Точка же P соответствует радиусу кривизны, при котором происходит разрушение образца. Этим четырем характерным точкам на кривой $M-\varphi$ соответствуют углы



$$\varphi_{\text{пр}} = \frac{l}{\rho_{\text{пр}}}; \quad (4.26)$$

$$\varphi_T = \frac{l}{\rho_T}; \quad (4.27)$$

$$\varphi_0 = \frac{l}{\rho_0}; \quad (4.28)$$

$$\varphi_{\text{раз}} = \frac{l}{\rho_{\text{раз}}}. \quad (4.29)$$

Фиг. 65. Область работы спиральной заводной пружины на диаграмме $M-\varphi$.

Из приведенной диаграммы $M-\varphi$ (см. фиг. 65) видно, что пределы изменения углов остаточных деформаций Θ колеблются следующим образом

$$\Theta_T < \Theta < \Theta_0. \quad (4.30)$$

Если из диаграммы $M-\varphi$ нам известны величины радиусов ρ_0 и $\rho_{\text{раз}}$, то по их отношению

$$\Pi = \frac{\rho_0}{\rho_{\text{раз}}} \quad (4.31)$$

можно судить о степени безопасности пружины или о запасе прочности ее. Практически коэффициент запаса прочности Π для пружин колеблется от 2 до 3. Если принять, что $\rho_0 = 15h$, тогда

$$\rho_{\text{раз}} = \frac{\rho_0}{2 \div 3} = \frac{15h}{2 \div 3}. \quad (4.32)$$

С помощью нашего прибора можно получить также диаграмму $M-\varphi$ с учетом усадки испытуемого материала в зависимости от времени его заневольивания и числа нагружения (стабилизации).

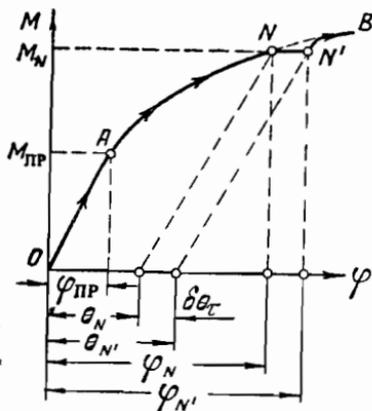
В самом деле, если на нашем приборе образец изгибать с постоянной скоростью до точки N , а затем быстро прекратить изменение нагрузки и оставить момент постоянным (фиг. 66), окажется,

что угловая деформация образца φ_N не будет постоянной, а начнет сначала быстро, а затем все медленнее возрастать, пока не достигнет конечного значения $\varphi_{N'}$. Характер возрастания угловой деформации φ со временем τ изображен на фиг. 67.

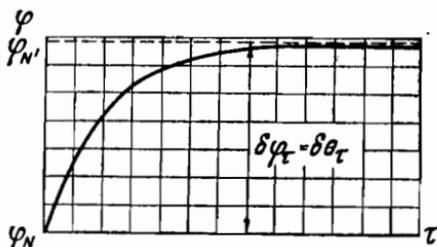
По определению А. А. Ильюшина¹ процесс самопроизвольного роста деформации с течением времени при постоянном моменте (напряжении) называется последствием.

Если теперь из точки N' вновь продолжить процесс изгиба образца с постоянной скоростью, большей, чем скорость процесса

последствия, момент быстро возрастает до значения, соответствующего угловой деформации $\varphi_{N'}$ на кривой $M-\varphi$, получаемой безостановочным процессом деформирования.



Фиг. 66. Самопроизвольный рост деформации с течением времени при нагружении образца постоянным моментом M_N .



Фиг. 67. Характер возрастания угловой деформации φ от времени τ .

Процесс последствия аналогичен процессу заневоливания элемента испытываемого образца пружины на нашем приборе. Поэтому нас в первую очередь будет интересовать получаемая усадка, выраженная в углах остаточной деформации Θ , от такого процесса заневоливания образца с течением времени.

Усадку при изгибе образца можно получить не только заневоливанием, выдержкой образца в течение определенного времени в напряженном состоянии, но и методом стабилизации, т. е. многократным нагружением и разгрузением образца до требуемого числа циклов ξ .

На фиг. 68 представлена диаграмма $M-\varphi$, где схематически изображен процесс стабилизации образца.

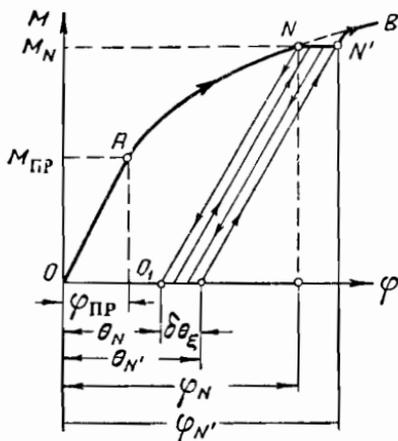
Если при значении момента M_N прекратить дальнейший изгиб образца и произвести разгрузку, как это показано на фиг. 68, то состояние металла после разгрузки (определяемое точкой O_1 на фиг. 68) можно принять за его новое естественное состояние. Если теперь его вновь подвергнуть нагружению в том же направлении, то деформации будут следовать закону Гука при том же значении модуля упругости E . Вторичное и последующие нагружения, если

¹ А. А. Ильюшин, Пластичность, ОГИЗ, 1948.

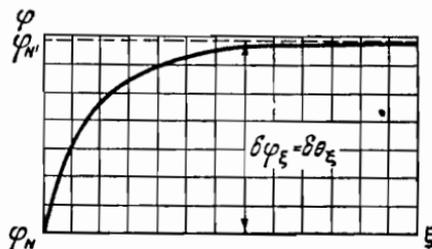
момент $M < M_N$, являются чисто упругими процессами. Если после определенного числа циклов нагружения перейти к моменту M_N , закон нагружения пластических деформаций будет таким же, как если бы процесс нагружения не прерывался разгрузкой, т. е. временное снятие нагрузки и многократное нагружение на непродолжительное время не изменяют характера диаграммы $M-\varphi$.

Итак, при многократном нагружении наблюдается повышение предела упругости $M_N > M_{пр}$. Таким образом, металл, получивший значительную пластическую деформацию, становится качественней, другим, приобретает другие механические свойства.

Изменение механических свойств металла, вызванное пластической деформацией его в нагретом состоянии, называется механическим упрочнением, или



Фиг. 68. Схематическое изображение процесса стабилизации образца.



Фиг. 69. Характер возрастания угловой деформации φ от числа циклов ϵ .

наклепом. Упрочнение материала происходит как при заневоливании, так и при стабилизации.

На фиг. 69 приведена кривая изменения φ в зависимости от числа циклов изгиба образца ϵ .

Опыты, проведенные на лабораторных приборах над тонкими образцами пружинной ленты, показывают, что основная усадка получается примерно после 50 циклов изгиба образца.

Диаграммы $M-\varphi$, приведенные на фиг. 66 и 68, показывают образование площадки NN' в результате операции заневоливания и стабилизации образца. Точка N на этих диаграммах, как известно, означает прекращение процесса нагружения образца при изгибе его до определенного радиуса ρ .

Если теперь на приборе изгибать в отдельности несколько одинаковых образцов из одного и того же материала в одинаковых условиях заневоливания и стабилизации сначала до радиуса ρ_1 , а затем до радиуса ρ_2 , соответственно получим две площадки N_1N_1' и N_2N_2' (фиг. 70, а, б). Соединив между собой точки OAN_1N_2 , получим кривую $M-\varphi$ при одном цикле нагружения, т. е. без упрочнения (фиг. 70, в). Соединив точки $OAN_1'N_2'$, получим кривую $M-\varphi$ с упрочнением либо после процесса заневоливания

за время выдержки τ , либо после стабилизации материала до заданного числа ξ циклов.

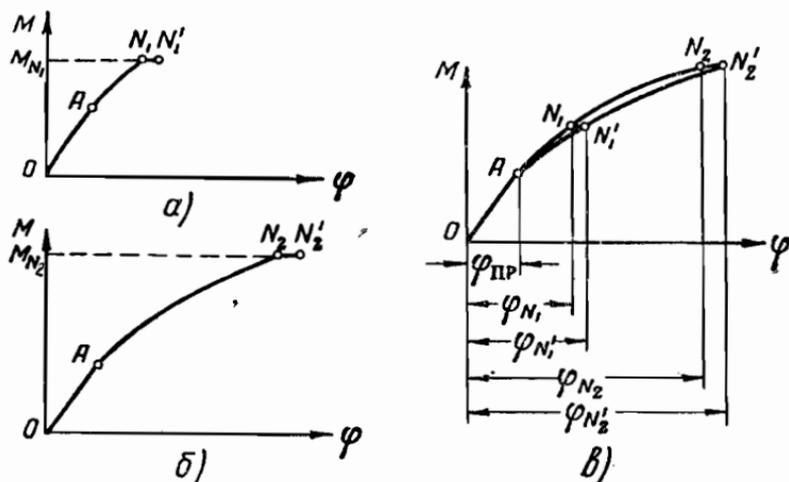
Выразим аналитически момент разгрузки образца до и после заневоливания и стабилизации. В этом случае будем иметь:

а) при одном цикле нагружения

$$M_1 = a_1 \varphi_N - p_1 (\varphi_N - \varphi_{\text{пр}})^{k_1}; \quad (4.33)$$

б) при заневоливании с выдержкой за время τ

$$M_\tau = a_1 \varphi_{N'} - p_\tau (\varphi_{N'} - \varphi_{\text{пр}})^{k_\tau}; \quad (4.34)$$



Фиг. 70. Кривые изменения изгибающих моментов M от угловой деформации φ при заневоливании и стабилизации образца.

в) при стабилизации до ξ циклов нагружения

$$M_\xi = a_1 \varphi_{N''} - p_\xi (\varphi_{N''} - \varphi_{\text{пр}})^{k_\xi}, \quad (4.35)$$

где φ_N , $\varphi_{N'}$, $\varphi_{N''}$ — текущие углы деформации испытуемого образца до и после его заневоливания и стабилизации;

$\varphi_{\text{пр}}$ — угол деформации образца, соответствующий пределу пропорциональности на кривой $M-\varphi$.

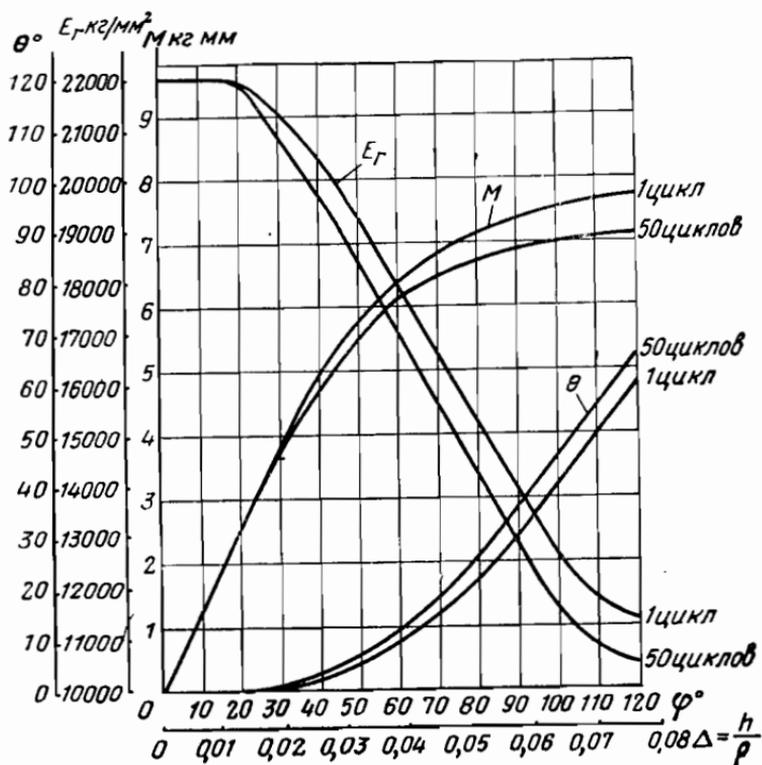
Значения a_1 , p_1 , k_1 , p_τ , k_τ , p_ξ и k_ξ для каждой кривой $M-\varphi$ определяются уравнениями (4.17), (4.20) и (4.21).

В качестве иллюстрации на фиг. 71 приведены кривые изменения основных механических характеристик M , E_r и Θ в зависимости от $\Delta = \frac{h}{p}$ при одном и при 50 циклах изгиба образца.

Эти кривые нами получены для образца размером $0,1048 \times 5$ мм из антикоррозионного и антимагнитного сплава К-40, при температуре отпуска 450°C с выдержкой 1 час.

При построении этих кривых мы пользовались уравнениями (4.13), (4.14) и законом разгрузки при построении кривой $\Theta-\Delta$.

Из этих кривых видно, что модуль упругости за пределом пропорциональности E_r и угол остаточной деформации Θ изменяются не только в зависимости от отношения $\Delta = \frac{h}{\rho}$, но и от степени стабилизации (усадки) материала.



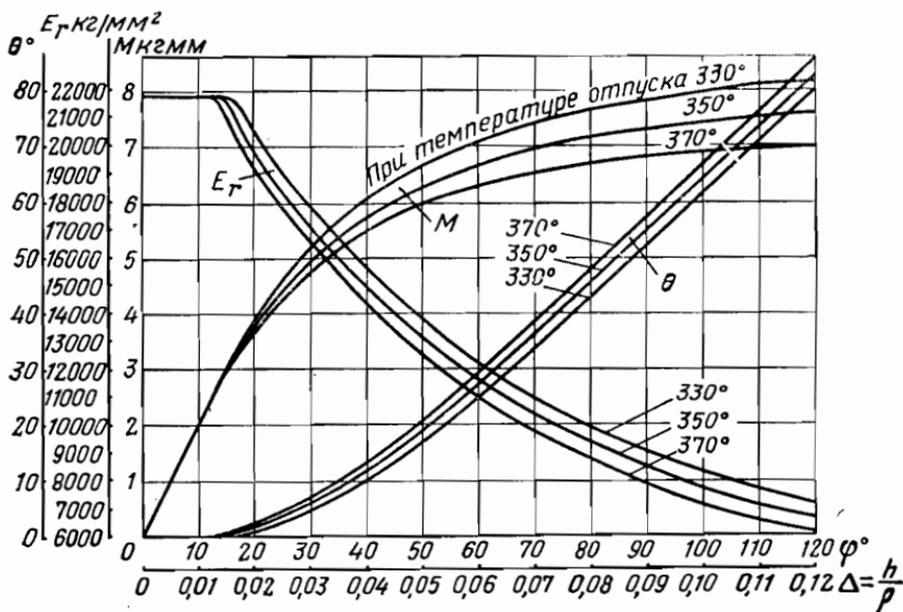
Фиг. 71. Кривые изменения основных механических характеристик M , E_r и Θ в зависимости от $\Delta = \frac{h}{\rho}$ при одном и при 50 циклах изгиба образца.

На фиг. 72 приведены кривые изменения тех же механических характеристик M , E_r и Θ в зависимости от отношения $\Delta = \frac{h}{\rho}$ при различных температурах отпуска. Эти кривые построены для образца из стали марки У12А размером $0,2253 \times 2,3$ мм.

Из графика фиг. 72 видно, что модуль упругости E до предела пропорциональности остается постоянным независимо от температуры отпуска, в то время как за пределом пропорциональности величина E_r , так же как и Θ , изменяется не только в зависимости от отношения $\Delta = \frac{h}{\rho}$, но и от температуры отпуска.

На фиг. 73 приведены те же кривые для танталовой проволоки $d=0,2$ мм. Эта проволока применяется в медицине в качестве шовного материала для соединения кровеносных сосудов.

Ценность и важность получения таких графиков с помощью нашего прибора, особенно для новых прецизионных сплавов, нуждающихся в широком внедрении в промышленность, очевидны, так как эти графики наиболее полно характеризуют упруго-пластические свойства испытуемого материала с учетом различных факто-



Фиг. 72. Кривые изменения M , E_r и θ в зависимости от $\Delta = \frac{h}{r}$ при различных температурах отпуска.

ров (усадки, термической обработки, наклепа материала и др.). Они могут служить основным критерием для всяких технических расчетов при изготовлении различных деталей и упругих элементов из указанных сплавов.

Построив с помощью предлагаемого прибора диаграмму $M-\varphi$ как с учетом, так и без учета усадки материала, можем в случае необходимости перейти от диаграммы $M-\varphi$ к диаграмме растяжения $\sigma-\epsilon$, не имея для этого разрывной машины.

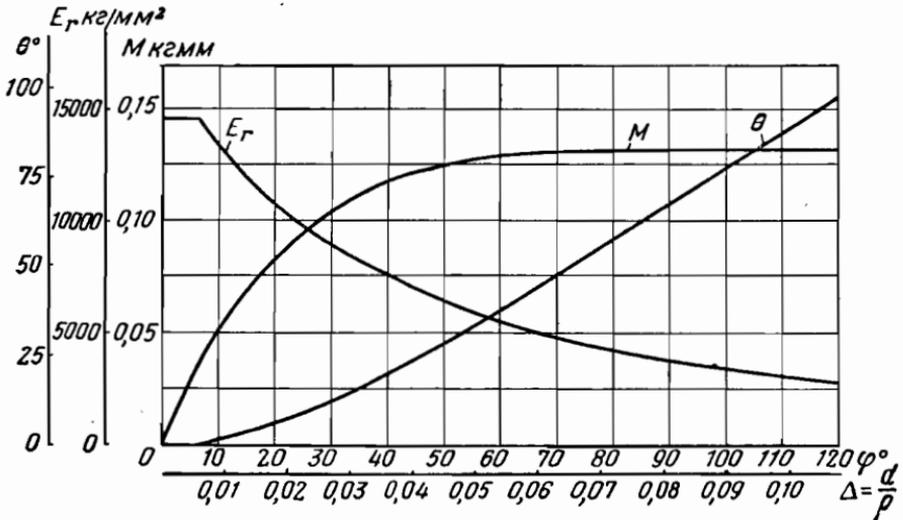
Ниже приводятся три метода построения диаграммы растяжения по кривой $M-\varphi$.

При первом методе пользуются уравнениями

$$\sigma = \frac{2}{bh^2} \left[\varphi^\circ \frac{dM}{d\varphi^\circ} + 2M \right], \quad (4.36)$$

$$\epsilon = \frac{h}{2\rho} = \frac{\pi h}{360l} \varphi^\circ, \quad (4.37)$$

где σ и ϵ — напряжения и относительные удлинения в крайнем волокне испытуемого материала на изгиб.



Фиг. 73. Кривые изменения M , E_r и θ в зависимости от $\Delta = \frac{d}{\rho}$ для тонкой танталовой проволоки $d=0,2$ мм.

Построение при этом производится следующим образом.

1. Из произвольно взятой точки N на кривой $M-\varphi$ (фиг. 74) проводим касательную до пересечения с осью моментов в точке B .
2. Из точки N опускаем перпендикуляр на ось абсцисс, получаем величину угла φ_N . Из точки же B проводим линию, параллельную с осью абсцисс φ , до пересечения с перпендикуляром, опущенным из точки N . Получаем точку C .
3. Находим графически отрезок

$$NC = \varphi_N \operatorname{tg} \alpha = \varphi_N^\circ \frac{dM_N}{d\varphi_N^\circ}.$$

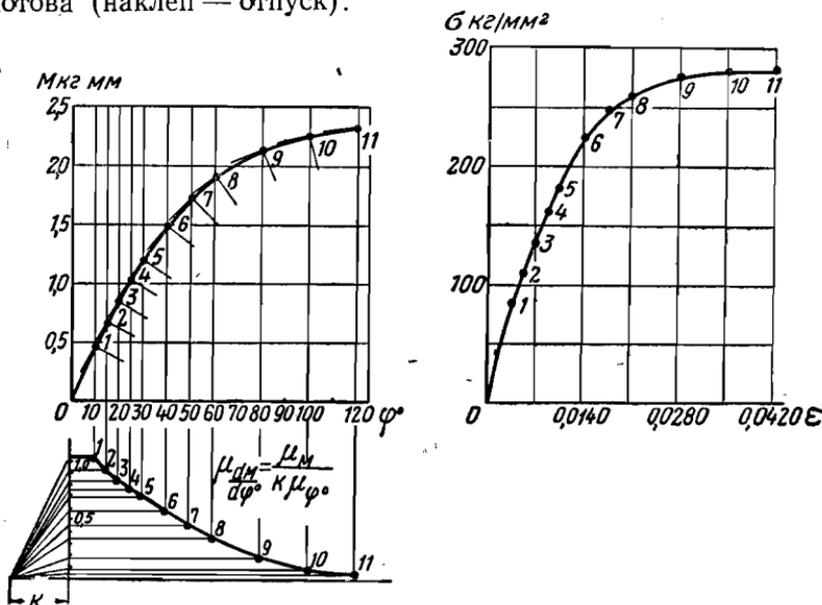
Фиг. 74. Графическое определение отрезка $NC = \varphi_N^\circ \frac{dM_N}{d\varphi_N^\circ}$ по диаграмме $M-\varphi$.

4. Определяем величину напряжения σ_N , подставляя в формулу (4.36) величину отрезка NC в кгмм, величину момента M_N и размеры сечения испытуемого образца h и b .

5. Определяем величину ϵ_N для соответствующего угла деформации образца φ_N , пользуясь формулой (4.37).

6. Вычисляя σ и ϵ при различных значениях φ° , строим диаграмму $\sigma-\epsilon$.

Переход от диаграммы $M-\varphi$ к диаграмме $\sigma-\epsilon$ может осуществляться различными способами. Так, например, пользуясь зеркальной линейкой, с помощью которой производится графическое дифференцирование кривой $M-\varphi$, можно построить также диаграмму $\sigma-\epsilon$. В качестве примера нами на фиг. 75 построена такая диаграмма для пружинной ленты часов «Салют» (размером $0,16 \times 1,35$ мм), изготовленной по новой технологии завода имени Молотова (наклеп — отпуск).



Фиг. 75. Построение диаграммы растяжения $\sigma-\epsilon$ по диаграмме $M-\varphi$ с применением зеркальной линейки.

Остановимся вкратце еще на одном весьма простом методе перехода от диаграммы $M-\varphi$ к диаграмме $\sigma-\epsilon$. Для этой цели пользуемся следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_{\text{пр}} &= \frac{\pi}{360} \frac{h}{l} \varphi_{\text{пр}}^\circ, \\ \epsilon_N &= \frac{\pi}{360} \frac{h}{l} \varphi_N^\circ, \\ \epsilon_{\text{св}N} &= \frac{\pi}{360} \frac{h}{l} \Theta_N^\circ, \end{aligned} \right\} \quad (4.38)$$

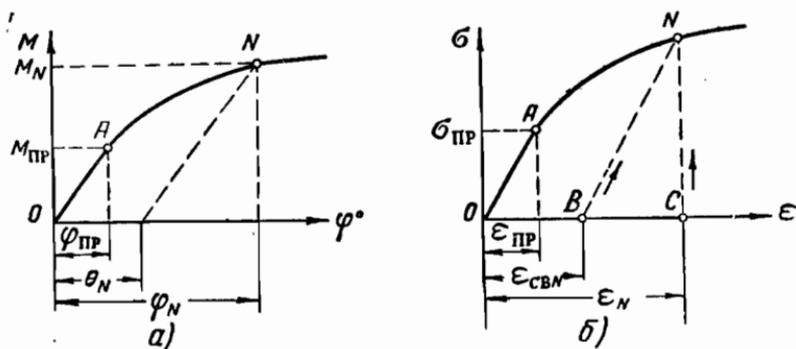
$$\sigma_{\text{пр}} = \epsilon_{\text{пр}} E \quad (4.39)$$

и законом разгрузки.

Построение кривой $\sigma-\epsilon$ по диаграмме $M-\varphi$ в этом случае производится следующим образом:

1. По приведенным формулам вычисляем величины $\epsilon_{пр}$, $\sigma_{пр}$ и строим линейную часть диаграммы $\sigma - \epsilon$.

2. На диаграмме $M - \varphi$ за пределом пропорциональности берем произвольную точку N и находим для нее, пользуясь законом разгрузки, углы θ_N и φ_N (фиг. 76,а).

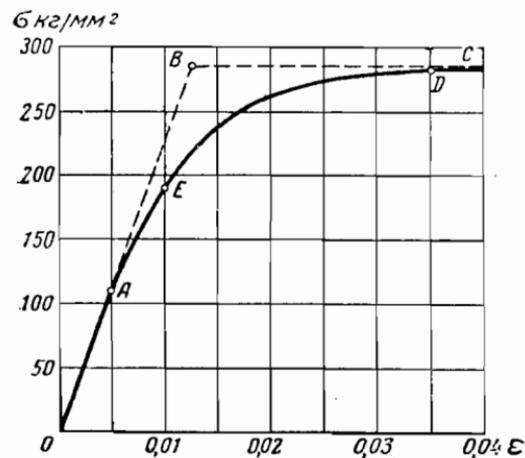


Фиг. 76. Построение диаграммы растяжения $\sigma - \epsilon$ по диаграмме $M - \varphi$, пользуясь законом разгрузки.

3. По значениям этих углов вычисляем по приведенным формулам соответствующие величины относительных удлинений ϵ_N и $\epsilon_{свN}$.

4. Откладываем эти величины относительных удлинений по оси абсцисс от начала координат O (см. фиг. 76,б).

5. Пользуясь и здесь законом разгрузки, проводим из точки B пунктирную прямую, параллельную прямой OA . Затем из точки C восстанавливаем перпендикуляр к оси абсцисс. Пересечение этих линий дает нам искомую точку N , которая будет лежать на кривой $\sigma - \epsilon$.



Фиг. 77. Диаграмма растяжения $\sigma - \epsilon$ для тонкой пружинной ленты.

6. Определяя таким методом ряд точек за пределом пропорциональности и соединяя их между собой, получим кривую $\sigma - \epsilon$.

На фиг. 77 представлена диаграмма растяжения $\sigma - \epsilon$, построенная нами на основании диаграммы $M - \varphi$ для нормально термически обработанной пружинной ленты размером $0,12 \times 1,5$ мм после 50 циклов изгиба на приборе.

Из этой диаграммы видно, что для нормально термически обработанных пружин нельзя в основу расчета брать идеализированную диаграмму растяжения ABC (фиг. 77), так как работа у

большинства пружин происходит на значительно крутом участке диаграммы $\sigma - \epsilon$, где относительное удлинение ϵ_{\max} изменяется в пределах

$$0,01 \leq \epsilon_{\max} \leq 0,035.$$

Разумеется, метод расчета пружин, основанный на идеализированной диаграмме растяжения, дает большие неточности, особенно при расчете тонких пружин.

При помощи диаграммы $M - \varphi$ нам удалось также разработать графо-аналитический метод построения изогнутой оси (эластики) тонких стержней и ленточных пластин в упругой и пластической областях. Этот метод в 1954 г. изложен в докторской диссертации автора, посвященной пружинным двигателям. В этой диссертации на конкретных примерах показана возможность использования диаграммы $M - \varphi$, получаемой с помощью нашего прибора, для решения ряда сложных технических задач.

Разумеется, что при специальном изучении и углублении данного метода можно практически расширить класс решаемых задач элаستيки больших деформаций как в упругой, так и пластической областях.

Таким образом, разработка и создание опытных приборов для испытания тонких образцов на чистый изгиб с достаточной для практики точностью в настоящее время приобретает большое практическое значение, особенно для изучения упруго-пластических свойств таких материалов, которые подвергаются при эксплуатации высоким или низким температурам.

3. ПРИБОРЫ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫЕ ДЛЯ ЦЕХОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ОБРАЗЦОВ НА УГОЛ ОСТАТОЧНОЙ ДЕФОРМАЦИИ И НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

а) Отличительные особенности разработанных приборов

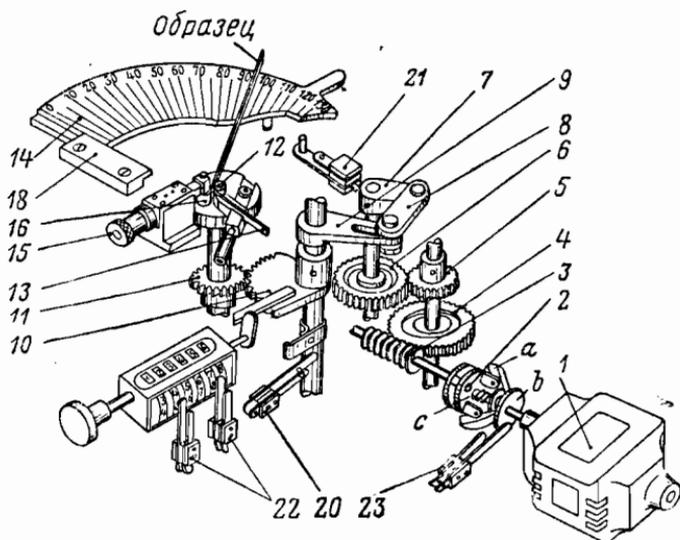
Первая группа приборов, которая описана выше, как известно, была предназначена для лабораторных испытаний материалов с целью определения численных значений основных механических характеристик, а также для более детального изучения упруго-пластических свойств материала в зависимости от его термической обработки, степени наклепа и других факторов.

Мы показали, что с помощью этой группы приборов можно построить диаграмму $M - \varphi$ и находить основные механические характеристики образца, в том числе и значения угла остаточной деформации Θ до и после стабилизации.

Однако, если при лабораторных испытаниях такой метод определения Θ вполне пригоден, то при цеховом контроле он может оказаться нерациональным. Безусловно, для цеховых испытаний ленты целесообразно было бы иметь другой механизированный прибор (фиг. 78), на котором автоматически производились бы стабилизация образца и непосредственное измерение значения угла Θ . Такой прибор нами разработан; описание его приводится ниже.

В отличие от прибора Тарногородского он имеет специальную подвижную шкалу, благодаря которой с достаточной точностью определяется искомый угол при любых диаметрах оправки без внесения каких-либо поправок при замере.

Это обстоятельство позволяет иметь один универсальный прибор для определенных толщин пружинной ленты вместо нескольких приборов Тарногородского с различными оправками. Как известно, деления на неподвижной шкале прибора Тарногородского нанесены от нуля до 180° справа налево, а на подвижной шкале



Фиг. 78. Кинематическая схема механизированного прибора для определения угла остаточной деформации и для испытания на усталостное разрушение образцов.

нового прибора деления от нуля до 150° нанесены в обратном направлении — слева направо (фиг. 79).

Такая перестановка в обозначении объясняется тем, что угол остаточной деформации надо считать на приборе с положения недеформированного образца ленты, а не с положения ее изгиба вокруг оправки на 180° , как это имеет место на приборе Тарногородского. В силу этого замеренные на приборе Тарногородского величины углов носят условный характер и не отражают действительной картины остаточной деформации ленты, тогда как на предлагаемом приборе вместо условных определяются действительные значения угла.

Кроме того, в отличие от прибора Тарногородского на данном приборе образец ленты испытывается до стабилизации, для чего он снабжен счетчиком, подсчитывающим число изгибов (циклов) до 50.

В приборе существенно важно также то обстоятельство, что на нем образец ленты испытывается при плотном прилегании к оправ-

ке (без зазора между роликом, испытываемым образцом и оправкой). При этом равномерность круговой пластической деформации при всяком изгибе по дуге окружности соблюдается точнее, чем на приборе Тарногородского, где зазор между роликом и испытываемым образцом подбирается произвольно в зависимости от толщины испытываемого образца. Следует отметить что без этого зазора в силу неправильного конструктивного оформления подвижной системы прибора Тарногородского при обратном вращении рукоятки после изгиба лента мнется.

На предлагаемом приборе для более надежной оценки годности ленты испытываются образцы, вырезанные с концов и середины одного и того же рулона.

Помимо основного испытания ленты на угол остаточной деформации, в приборе предусмотрена также возможность испытания образцов ленты на долговечность (усталость).

Это испытание производят исходя из самых неблагоприятных условий работы пружины, т. е. диаметр оправки берется равным диаметру валика пружины. Последний определяется, как известно, из условий прочности

$$d \geq 30h, \quad (4.40)$$

где h — толщина пружинной ленты.

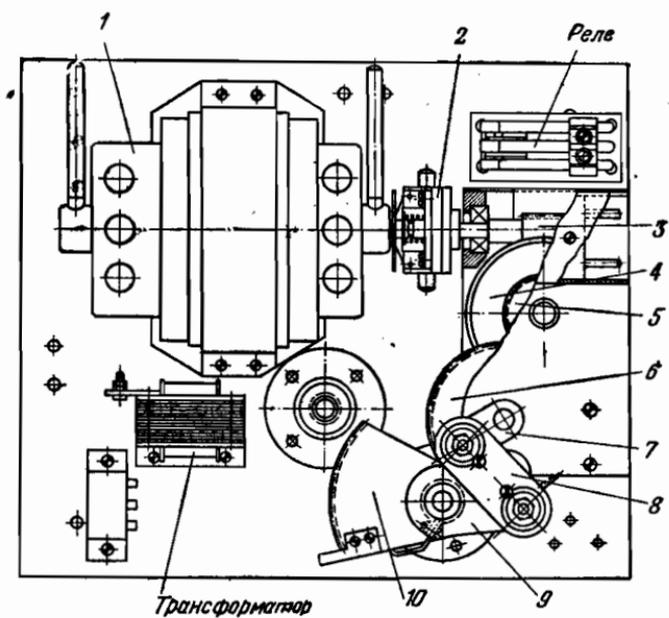
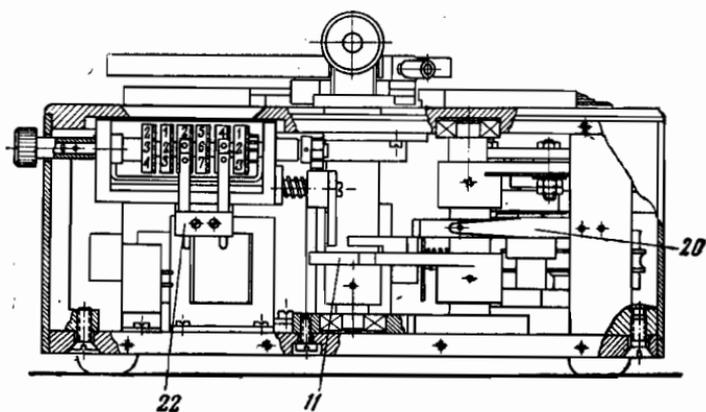
Такое испытание особенно полезно проводить, например, при изучении качества ленты с точки зрения ее долговечности в зависимости от термической обработки или при изучении влияния отжига концов пружины с целью установления оптимальной длины перехода от отожженной части к упругой, при котором пружина работает довольно долгое время без поломки.

б) Описание приборов

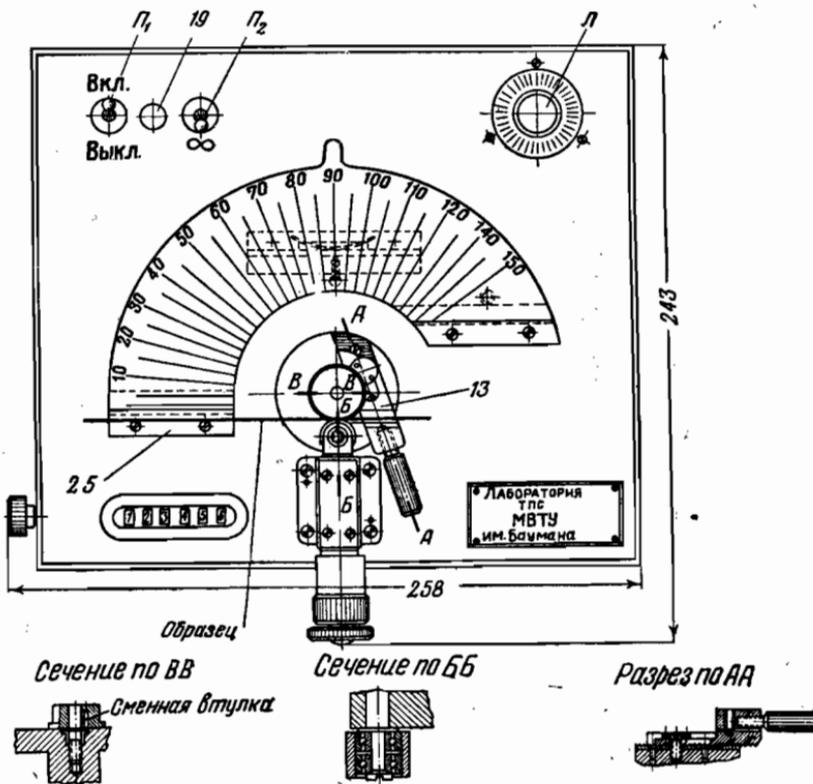
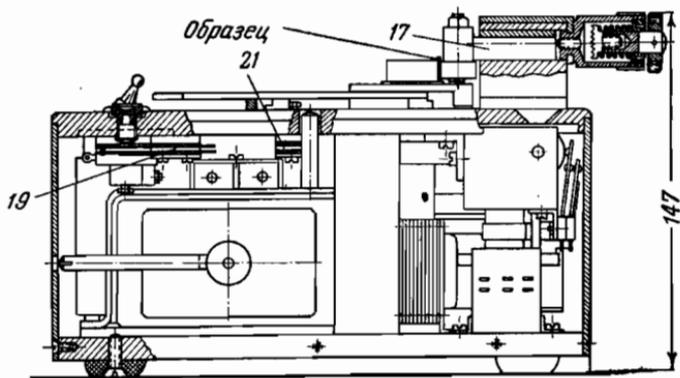
Как видно из фиг. 78 и 79, механизм приводится в действие электродвигателем 1 посредством упругой муфты 2, связывающей вал электродвигателя с червяком 3. От червячного колеса 4 через зубчатую пару 5, 6 движение передается к кривошипному механизму 7, 8, 9, который приводит в колебательное движение зубчатое колесо 10. На оси зубчатого колеса 11 сидит диск 12, на котором смонтированы передвижные тисочки 13, губки которых могут переставляться при смене диаметра оправки.

В центре диска помещена оправка самого малого диаметра, на которую надеваются сменные втулки (оправки). Образец прямой ленты зажимается в тисочках 13 таким образом, чтобы он касался образующей оправки и оставался параллельным нулевой риске шкалы 14. Посредством вращения головки 15 ролик 16 подводится к испытываемому образцу ленты до соприкосновения. Величина давления ролика на образец является постоянной благодаря головке 15, устроенной по типу головки микрометра.

Таким образом, если зубчатому колесу 10 дать колебаться на 180° при помощи кривошипного механизма, то и диск 12 будет колебаться на тот же угол, изгибая образец вокруг оправки.



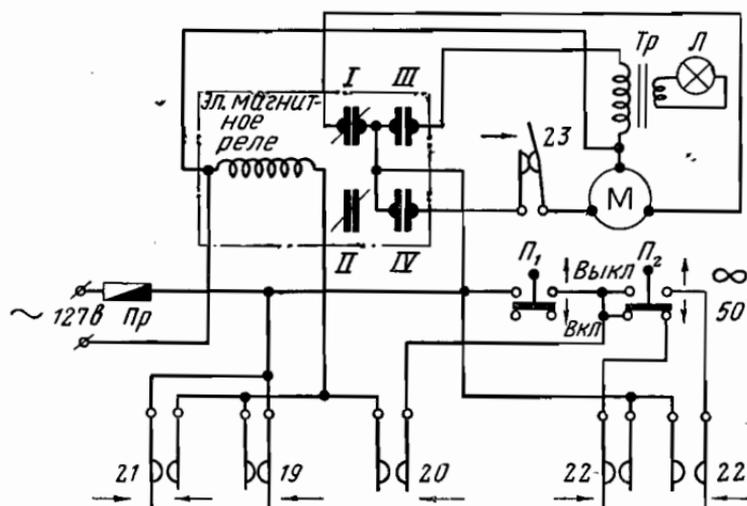
Фиг. 79. Конструкция



механизированного прибора.

Ось ролика 16 укреплена на специальном ползуне 17 (см. фиг. 79), обеспечивающем при изгибе образца полную параллельность осей ролика и оправки. Сам ролик представляет собой внешнее кольцо специального двухрядного миниатюрного подшипника. Благодаря такому устройству ролика, как было описано выше, при возвратном движении оси оправки лента не мнется.

Истинный угол остаточной деформации ленты на нашем приборе определяется перемещением шкалы 14 по направляющим планкам 18 (см. фиг. 78) до тех пор, пока какая-нибудь риска, нанесенная на шкале, не совпадет с образцом или не станет параллельно ему.



Фиг. 80. Электрическая схема механизированного прибора.

Для автоматического выключения прибора и мгновенной остановки электродвигателя применено специальное электромеханическое устройство. Чтобы уяснить себе работу этого устройства, обратимся к электрической схеме прибора (фиг. 80).

Прибор работает от переменного тока напряжением 127 в. Для пуска и выключения электродвигателя, приводящего в движение механизм прибора, служит специальное электромагнитное реле с двумя группами контактов. Работа реле происходит в следующей последовательности. Когда ток проходит через обмотку, размыкаются контакты первой группы I—II и замыкаются контакты второй группы III—IV. По прекращении подачи тока в обмотку реле электродвигатель получает питание непосредственно от сети через замкнутый контакт I первой группы.

На этой электрической схеме изображены также два двухполюсных переключателя Π_1 и Π_2 , первый из которых служит для выключения и включения прибора, а второй предназначен для переключения прибора на работу по испытанию ленты со стабилизацией 50 циклов (положение 50) или для испытания ленты на долговечность (положение ∞).

Срабатывание электромагнитного реле происходит при каждом замыкании одного из контактов 19, 20 и 21.

Контакт 19 (красная кнопка на приборе) служит для экстренной остановки прибора в случае аварии. Если нажать эту кнопку, прибор мгновенно выключается, а если отпустить кнопку — продолжает работать.

Контакт 20 служит для приведения подвижной части прибора в нулевое положение в конце каждого цикла изгиба.

Следует отметить, что контакт 20 может включить электромагнитное реле только лишь при замыкании контактов 22. Эти контакты смонтированы на счетчике прибора и включены параллельно в цепь двухполюсного переключателя.

Контакты 22 предназначены для автоматической остановки электродвигателя после каждых 50 циклов стабилизации образца или после испытания образца на долговечность при заранее заданном числе циклов, например, 3000. Эти контакты во время работы электродвигателя находятся в разомкнутом состоянии. В конце работы прибора (при 50-м или 3000-м цикле), когда установленные на соответствующих барабанных колесах счетчика шпильки замыкают тот или другой контакт 22, включается реле через замкнутый контакт 20, и происходит остановка электродвигателя. При каждой его остановке зажигается сигнальная низковольтная лампочка *Л*, которая питается от сети переменного тока через понижающий трансформатор *Тр* (фиг. 80).

Контакт 21, показанный на электрической схеме, блокирован с подвижной шкалой таким образом, что прибор может работать только при определенном исходном (нулевом) положении шкалы. Это сделано для того, чтобы не повредить подвижную шкалу при вращении подвижной части прибора. Контакты 21 и 19, как это видно из электрической схемы прибора, включают непосредственно цепь реле.

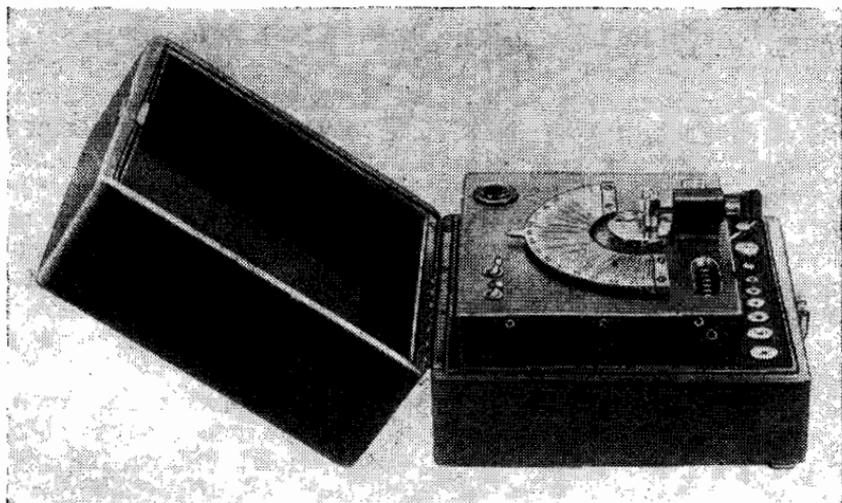
Для того чтобы в конце каждого цикла изгиба после выключения электродвигателя подвижная часть прибора останавливалась точно в фиксированном нулевом положении, необходимо было уничтожить инерцию работы электродвигателя, так как она поворачивала подвижную часть прибора дальше фиксированного нулевого положения.

Нами было применено мгновенное переключение статора электродвигателя, благодаря чему его ротор, мгновенно меняя направление вращения, стремился вращаться, но этому препятствовало специальное центробежное приспособление, смонтированное на оси электродвигателя (см. кинематическую схему прибора на фиг. 78), которое размыкало контакт 23, находящийся в цепи электродвигателя, и тем самым прекращало подачу питания в обмотку его статора. При этом происходила мгновенная остановка ротора электродвигателя.

Как видно из кинематической схемы прибора, центробежное приспособление состоит из двух грузиков *a*, винтовой пружины *c* и скользящей муфты *b*. В состоянии покоя электродвигателя пружина

жина c давит на муфту b . Последняя в свою очередь под действием этого давления держит контакт 23 в разомкнутом состоянии. При вращении электродвигателя центробежные грузики a расходятся, преодолевая сопротивление пружины и увлекая за собой муфту, и размыкают контакт 23 . Во время работы электродвигателя этот контакт остается замкнутым.

На фиг. 81 показан описанный прибор, предназначенный для испытания пружинной ленты средних размеров толщиной $h=0,25-0,45$ мм и шириной $b=3-20$ мм.



Фиг. 81. Механизированный прибор.

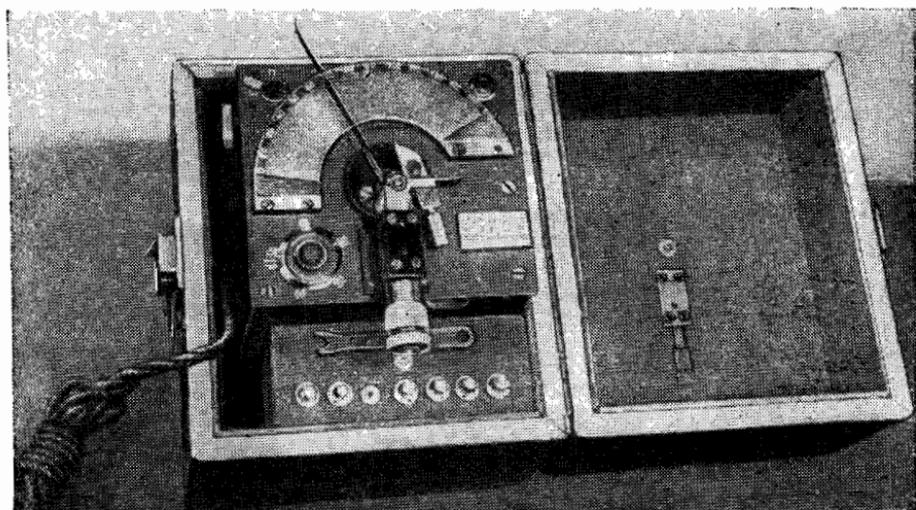
Другой прибор (фиг. 82), который нами сконструирован и изготовлен в 1950 г. по заданию Института прецизионных сплавов ЦНИИЧЕРМЕТ, предназначался для испытания пружинной ленты мелких размеров толщиной $h=0,1-0,3$ мм и шириной $b=1-8$ мм. Этот прибор также полностью механизирован.

Автоматическая работа прибора рассчитана на 50 циклов, но в зависимости от цели проводимых испытаний число циклов может быть изменено. Для этого на верхней плате нанесены деления (1, 10, 20, 30, 40, 50), а на лимбе имеется установочная риска.

После выполнения прибором установленного числа циклов происходит автоматическое выключение стола, и загорается сигнальная лампочка. Стол поворачивается вокруг своей оси на 180° . Вращение стола осуществляется посредством электродвигателя через редуктор и дополнительную передачу. Более подробные сведения по данному прибору можно найти на кафедре точного приборостроения МВТУ имени Баумана.

Практика подсказывает, что для массового контроля пружинной ленты самых различных размеров следует изготавливать аналогичные механизированные приборы трех типов:

- 1) для испытания пружинной ленты мелких размеров толщиной $h=0,07-0,25$ мм и шириной $b=1-10$ мм;
- 2) для испытания пружинной ленты средних размеров толщиной $h=0,25-0,45$ мм и шириной $b=5-20$ мм;
- 3) для испытания пружинной ленты крупных размеров толщиной $h=0,45-0,80$ мм и шириной $b=10-40$ мм.



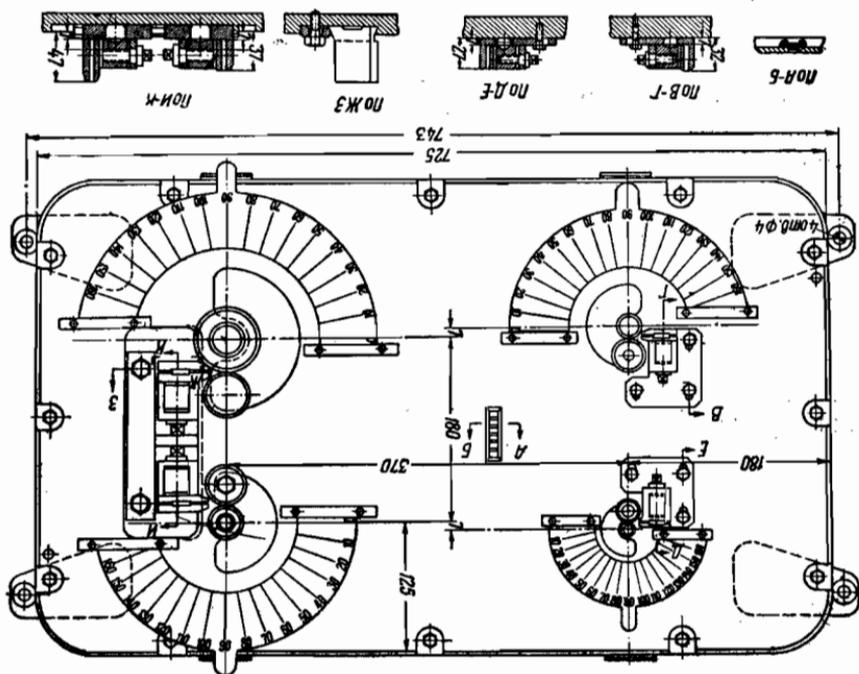
Фиг. 82. Механизированный прибор другой конструкции для испытания тонких образцов пружинной ленты.

Однако для такого предприятия, как завод имени Молотова, где производится массовый контроль пружинной ленты самых различных размеров, может оказаться также полезным применение многосекционных аналогичных приборов типа, показанного на фиг. 83 и 84, описание которых приведено нами в статье автора¹.

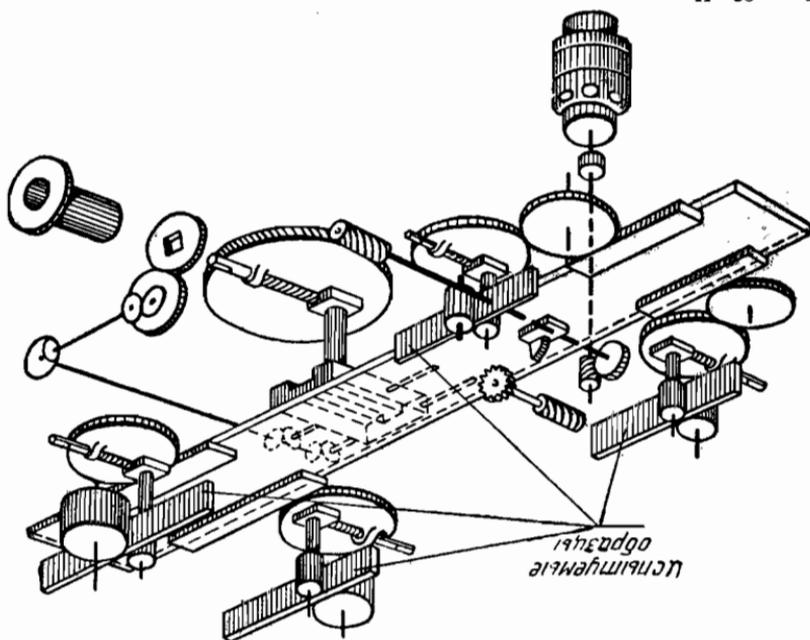
Все перечисленные цеховые приборы в зависимости от указанных границ колебания толщины ленты должны быть снабжены набором оправок определенных диаметров с предельными границами отклонения от $d_{пр}$ до $d_{раз}$. Это позволит использовать их не только в качестве цеховых приборов для обычных стандартных испытаний образцов на одной оправке, но и для проведения различных исследований с целью изучения долговечности и упруго-пластических свойств материала.

¹ Т. А. Гевондян, Контроль качества стальной ленты для заводных пружин, журн. «Сталь», 1946, № 7—8.

Фиг. 84. Общий вид четырехсекционного механизированного прибора.

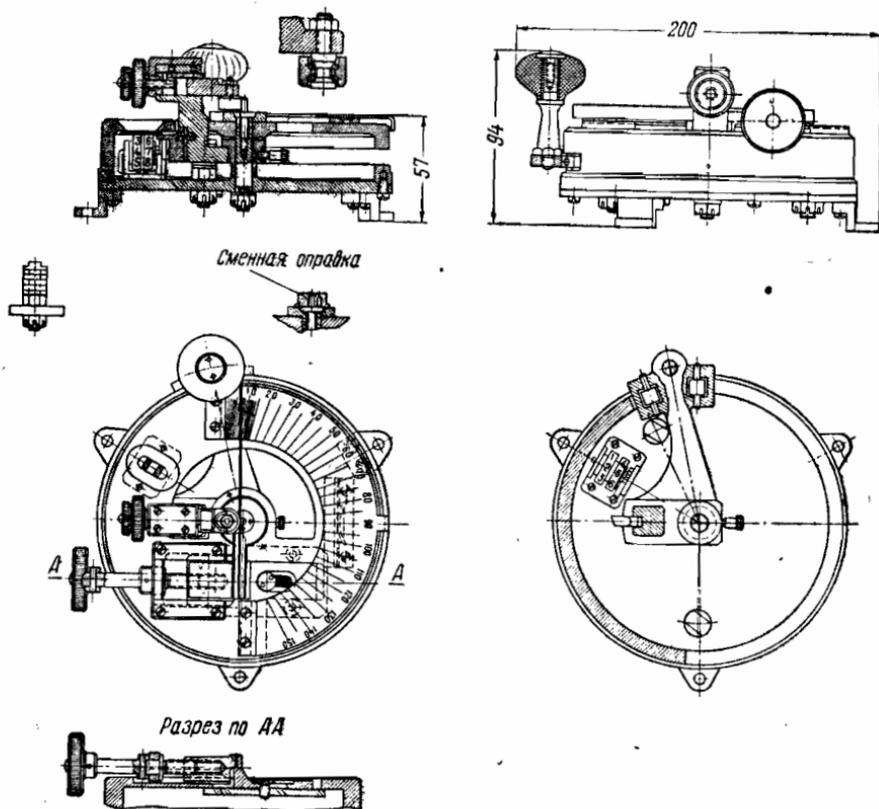


Фиг. 83. Кинематическая схема четырехсекционного механизированного прибора для определения угла остаточной деформации пружинной ленты с учетом усадки.



Следует отметить, что перед тем как спроектировать и изготовить описанные механизированные приборы еще в 1944 г. нами был спроектирован и изготовлен ряд аналогичных ручных приборов для испытания пружинной ленты мелких и крупных размеров (фиг. 85, 86 и 87).

На этих приборах были произведены многочисленные испытания пружинной ленты в лаборатории точного приборостроения



Фиг. 85. Конструкция ручного прибора для определения угла остаточной деформации пружинной ленты.

МВТУ имени Баумана, на Первом государственном часовом заводе имени С. М. Кирова, а также на заводе имени Молотова. Испытания показали, что такие приборы крайне необходимы для цеховых испытаний ленты, так как они дают точные показания угла остаточной деформации с учетом усадки материала.

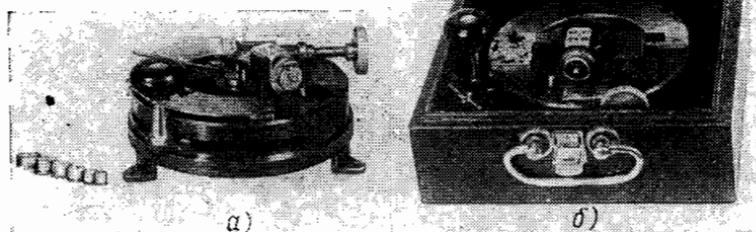
Эти приборы четко разграничивают годные и негодные ленты по термической обработке.

Проводимые испытания на указанных ручных приборах показали также целесообразность дальнейшей механизации и усовер-

шенствования этих приборов, результатом чего и послужило проектирование и изготовление нами ряда новых автоматизированных

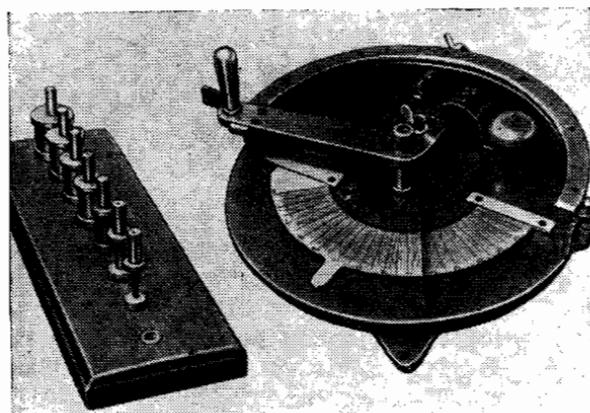
Фиг. 86. Ручной прибор для испытания пружинной ленты мелких размеров.

а) без ящика, б) с ящиком.



приборов, конструкция и описание работы которых приводились нами выше.

В настоящее время как ручные, так и механизированные приборы для испытания пружинной ленты на угол остаточной дефор-



Фиг. 87. Ручной прибор для испытания пружинной ленты крупных размеров.

мации получили распространение в промышленности, научно-исследовательских институтах и учебных заведениях.

Материалы по ручным и механизированным приборам можно найти в работах автора (см. список литературы).

в) Основное уравнение прибора

В основу наших приборов для оценки качества ленты положена равномерность круговой пластической деформации при всяком изгибе по дуге окружности. Вследствие этой равномерности круговой деформации лента, изогнутая по дуге круга, при освобождении не восстанавливает своей первоначальной формы, а в результате остаточных деформаций в волокнах принимает форму дуги круга определенного радиуса $\rho_{св}$ (фиг. 88). Таким образом, круговой изгиб переходит обязательно в круговую деформацию.

Такое «круговое» свойство ленты объясняется тем, что только при изгибе по дуге окружности все поперечные сечения изгибаемой ленты работают в совершенно одинаковых условиях, поэтому приобретаемые ее волокнами остаточные деформации, определяющие собой свободную форму образца ленты, будут одинаковы во всех ее точках. Другими словами, пружинная лента в свободном состоянии получает постоянную кривизну вдоль всей своей длины и, следовательно, должна иметь форму дуги окружности определенного радиуса.

Для экспериментальной проверки выполнимости равномерной круговой пластической деформации на нашем приборе были проведены следующие опыты.

На оправках различных диаметров образец ленты изгибался на угол $\alpha = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ и 180° . При этих значениях углов α замерялось значение $\bar{\theta}$ ¹.

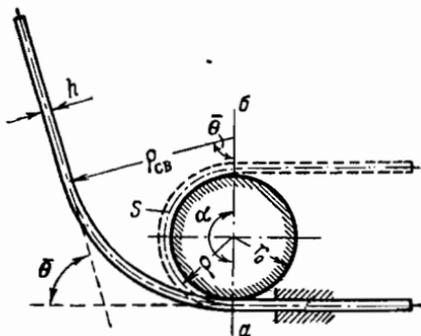
Многочисленные опыты показали, что на графике экспериментальные точки ложатся так, что через них можно провести только прямые лучи (фиг. 89). Это означает, что между углами $\bar{\theta}$ и α существует линейная зависимость вида

$$\bar{\theta} = C\alpha, \quad (4.41)$$

где C — опытный коэффициент пропорциональности, геометрически представляющий собой угловой коэффициент наклона прямой.

Согласно опытам (фиг. 89) можно сказать, что линейная зависимость (4.41) выполняется при любом значении α .

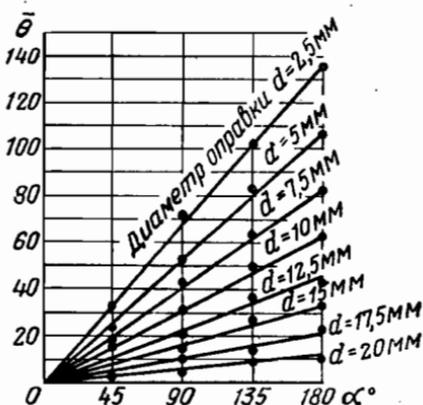
¹ В нашей работе значение угла остаточной деформации с черточкой сверху $\bar{\theta}$ означает показание угла остаточной деформации, полученное на цеховом приборе, в отличие от θ без черточки, получаемого по диаграмме $M-\varphi$ с помощью лабораторного прибора.



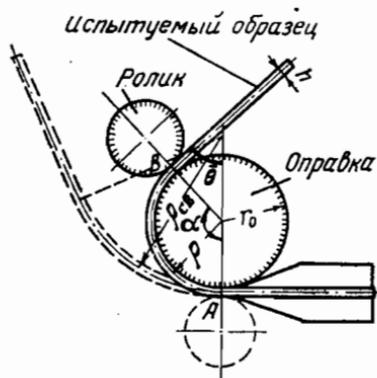
Фиг. 88. Схема изгиба образца пружинной ленты вокруг оправки на 180° на приборе для определения угла остаточной деформации.

Возникает вопрос, является ли линейная зависимость вида (4.41) доказательством выполнимости кругового свойства, т. е. что круговая дуга переходит снова в круговую дугу? Чтобы ответить на этот вопрос, обратимся к физическим условиям эксперимента.

Предположим, что изгиб образца ленты осуществляется таким образом, что она оказывается всюду плотно прижатой к круговому контуру оправки, т. е. отсутствует всюду зазор между изогнутым образцом и оправкой. В этом случае изогнутая ось образца будет



Фиг. 89. Кривые изменения углов остаточных деформаций $\bar{\theta}$ в зависимости от угла загиба ленты α вокруг оправки при различных диаметрах оправки.



Фиг. 90. Схема изгиба образца пружинной ленты вокруг оправки на угол α .

иметь строго круговую форму и длина дуги AB (фиг. 90) будет равна

$$S = AB = \left(r_0 + \frac{h}{2} \right) \alpha = \rho \alpha, \quad (4.42)$$

откуда

$$\alpha = \frac{S}{\rho}. \quad (4.42')$$

Подставляя полученное выражение для α в экспериментальную формулу (4.41), находим

$$\bar{\theta} = \frac{C}{\rho} S, \quad (4.43)$$

т. е. угол $\bar{\theta}$ является в рассмотренных условиях опыта линейной функцией дуги S образца ленты.

Если продифференцировать уравнение (4.43) почленно по дуге S , то получим

$$\frac{d\bar{\theta}}{dS} = \frac{C}{\rho}, \quad (4.44)$$

т. е. кривизна $\frac{d\bar{\theta}}{dS}$ освобожденного образца есть величина по всей длине S постоянная, а это в свою очередь означает, что дуга имеет круговую форму, ибо только дуга круга имеет всюду постоянную кривизну.

Таким образом, мы показали, что экспериментальное линейное уравнение (4.41) может служить подтверждением выполнимости круговой пластической деформации лишь в том случае, если из условий опыта известно, что в деформированном состоянии образец имел строго круговую форму, т. е. когда, следовательно, имеет место наряду с уравнением (4.41) еще и уравнение (4.42).

Таким образом, первым необходимым и достаточным условием для выполнимости равномерной круговой пластической деформации является существование двух линейных уравнений (4.41) и (4.42), т. е.

$$\left. \begin{aligned} \bar{\theta} &= C\alpha, \\ S &= \rho\alpha, \end{aligned} \right\} \quad (4.45)$$

где C и ρ — величины постоянные для данного опыта и не зависят от величин S и α .

Второе условие $S = \rho\alpha$ выполняется на нашем приборе достаточно точно, так как при изгибе образец имеет повсюду плотное прилегание к образующей оправки. Следовательно, деформированный в дугу круга образец ленты на радиусе $\rho = r_0 + \frac{h}{2}$ после освобождения примет также очертание по дуге круга радиуса $\rho_{св}$.

Пользуясь полученными уравнениями (4.45), мы установили зависимость между радиусами $\rho_{св}$ и ρ .

Действительно, дифференцируя почленно каждое из уравнений (4.45) по дуге S , получаем

$$\frac{d\bar{\theta}}{dS} = C \frac{d\alpha}{dS}, \quad (4.46)$$

$$1 = \rho \frac{d\alpha}{dS}. \quad (4.47)$$

В то же время из уравнения (4.41) имеем

$$C = \frac{\bar{\theta}}{\alpha},$$

а из уравнений (4.47) получаем

$$\frac{d\alpha}{dS} = \frac{1}{\rho}.$$

Подставляя эти значения C и $\frac{d\alpha}{dS}$ в формулу (4.46), будем иметь

$$\frac{d\bar{\theta}}{dS} = \frac{\bar{\theta}}{\alpha} \frac{1}{\rho}. \quad (4.48)$$

Учитывая, что первая производная от угла $\bar{\theta}$ по дуге S представляет собой величину, обратную $\rho_{св}$, т. е.

$$\frac{d\bar{\theta}}{dS} = \frac{1}{\rho_{св}}, \quad (4.49)$$

и исключая из последних двух формул $\frac{d\bar{\theta}}{dS}$, находим

$$\frac{1}{\rho_{св}} = \frac{\bar{\theta}}{\alpha} \frac{1}{\rho},$$

откуда окончательно имеем

$$\boxed{\rho_{св} = \frac{\alpha}{\bar{\theta}} \rho}, \quad (4.50)$$

где $\alpha = \pi$.

Мы получили очень важную формулу, определяющую точечное значение радиуса кривизны свободной стабилизированной пружины. Это и есть основное уравнение прибора, которое широко используем в нашей теории.

Уместно здесь отметить, что погрешность в определении угла остаточной деформации $\bar{\theta}$, вносимая краевым эффектом при изгибе образца вокруг оправки на 180° , в зонах сопряжения изогнутой части образца с прямыми его отрезками (см. сечение ab , фиг. 88) не превосходит 1% полного угла остаточной деформации. Это подтверждается многочисленными измерениями на компараторе при 100-кратном увеличении.

г) Связь между показаниями цеховых и лабораторных приборов

Так как при испытании образца угол остаточной деформации можно определить с помощью лабораторных приборов с рычагом по заснятой диаграмме $M-\varphi$, а также непосредственным измерением на цеховых приборах, то весьма полезно установить связь между этими приборами через угол остаточной деформации.

В самом деле, обозначив через

φ и α — углы изгиба образца, измеряемые в лабораторном и цеховом приборах;

θ и $\bar{\theta}$ — углы остаточной деформации, измеряемые соответственно на указанных приборах;

l — рабочую длину испытываемой части образца на лабораторном приборе;

S — длину изогнутой части образца вокруг оправки на угол $\alpha = 180^\circ$ (см. фиг. 88), будем иметь следующее соотношение:

$$\frac{\varphi}{\alpha} = \frac{\theta}{\bar{\theta}} = \frac{l}{S}. \quad (4.51)$$

Учитывая, что $S = \alpha \rho = \pi \rho$, получим

$$\boxed{\bar{\theta} = \frac{l}{\pi \rho} \theta}. \quad (4.52)$$

Таким образом, измерив угол остаточной деформации $\bar{\Theta}$ на цеховом приборе и пользуясь переходной формулой (4.52), легко вычислить соответствующий угол остаточной деформации Θ , получаемый на лабораторном приборе при том же радиусе кривизны образца ρ .

С помощью полученной формулы можно (в случае необходимости) произвести взаимную проверку полученных показателей углов остаточных деформаций на двух приборах.

д) Изучение влияния заневоливания и стабилизации с помощью цехового прибора

Из предыдущего уже известно, что уравнение разгрузки образца без учета ошибки лабораторного прибора δ имеет вид

$$M = \frac{EJ}{l} (\varphi - \Theta_1). \quad (4.53)$$

Пользуясь этим уравнением (4.53) и соотношением (4.51), можно написать аналогичное уравнение разгрузки образца для цехового прибора

$$M = \frac{EJ}{S} (\alpha - \bar{\Theta}_1), \quad (4.54)$$

где $\bar{\Theta}_1$ — угол остаточной деформации при одном цикле испытаний или мгновенном заневоливании, соответствующем по времени одному циклу изгиба.

Заметим, что при испытании образцов на лабораторных приборах с рычагом рабочая длина l остается постоянной, а угол деформации все время меняется. В цеховом же приборе, наоборот, угол деформации образца φ остается постоянным, равным π , а длина изогнутой части S образца вокруг оправки на угол 180° изменяется в зависимости от радиуса ρ (см. фиг. 88).

Учитывая, что на цеховом приборе $\alpha = \pi$ и $S = \pi\rho$, уравнение (4.54) запишем в виде

$$M = \frac{EJ}{\pi\rho} (\pi - \bar{\Theta}_1).$$

Пользуясь равенством (4.12), выразим ρ через Δ . В этом случае последнее уравнение примет вид

$$\boxed{M_1 = \frac{EJ}{\pi h} [\pi - \bar{\Theta}_1] \Delta.} \quad (4.55)$$

Полученное уравнение связывает параметр $\Delta = \frac{h}{\rho}$ с моментом разгрузки M при одном цикле изгиба образца вокруг оправки прибора определенного радиуса ρ .

Если же на цеховом приборе сначала заневолить образец на этой же оправке, т. е. оставить его изогнутым вокруг оправки на

180° до определенного времени τ , а затем такой же образец стабилизировать путем многократного изгиба вокруг той же оправки, то формула момента разгрузки (4.55) переписывается в виде:

а) для заневоленного образца за время τ

$$M_{\tau} = \frac{EJ}{\pi h} [\pi - \bar{\Theta}_{\tau}] \Delta, \quad (4.56)$$

б) для стабилизированного образца до ξ циклов изгиба

$$M_{\xi} = \frac{EJ}{\pi h} [\pi - \bar{\Theta}_{\xi}] \Delta, \quad (4.57)$$

где

$$\bar{\Theta}_{\tau} = \bar{\Theta}_1 + \delta\bar{\Theta}_{\tau}, \quad (4.58)$$

$$\bar{\Theta}_{\xi} = \bar{\Theta}_1 + \delta\bar{\Theta}_{\xi}. \quad (4.59)$$

В приведенных равенствах $\delta\bar{\Theta}_{\tau}$ и $\delta\bar{\Theta}_{\xi}$ — есть величины усадок, выраженные через угол остаточной деформации в зависимости от операции заневоливания и стабилизации образца.

Изучение влияния усадки материала в зависимости от операции заневоливания и стабилизации образца удобно и просто проводить на цеховых приборах.

Опыты, проведенные на этих приборах, показывают, что основная усадка пружинной ленты происходит до 50 циклов изгиба (фиг. 91). Из графика видно, что после 50 циклов изгиба усадка изменяется довольно медленно и ее рост до полной стабилизации незначителен.

Для многих образцов пружинной ленты полная стабилизация наступает примерно после 150—250 циклов изгиба. Причем, как это видно из фиг. 91, для тонкого образца ленты она наступает гораздо раньше, чем для толстого.

Если эти же образцы пружинной ленты не стабилизировать путем многократного изгиба, а заневоливать, т. е. оставить их в течение определенного времени изогнутыми вокруг той же оправки на 180° (фиг. 92), то из сопоставления результатов обеих операций можно установить некоторую связь между числом циклов ξ и временем заневоливания τ образца.

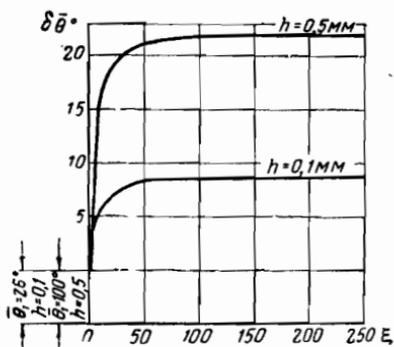
Из приведенных графиков (фиг. 91 и 92) видно, что 50 циклов изгиба, при которых в основном наступает стабилизация образца, соответствуют примерно 48 часам заневоливания для тонких и 96 часам — для толстых образцов пружинной ленты. Эти данные нами получены для нормально термически обработанных образцов ленты, изготовленных из стали марок У12А и ЭИ142. Очевидно, для сталей других марок и при других режимах термической обработки ленты эти показания могут значительно изменяться.

Известно, что при изготовлении пружины ее заневоливают в кольце в течение 48 час. (не менее) для стабилизации. Поэтому

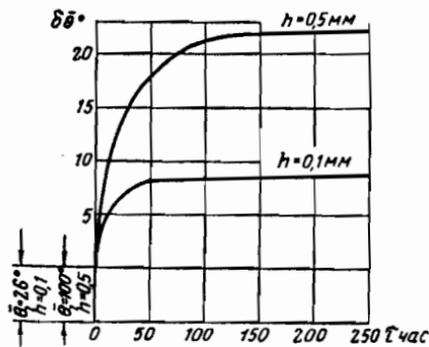
установление для стабилизированного образца такого примерно эквивалента между количеством циклов и временем заневоливания показывает, что на нашем цеховом приборе испытание ленты с учетом усадки производится ускоренным методом. Если учесть, что время деформации образца за каждый цикл изгиба на нашем приборе составляет примерно 2 сек., то на 50 циклов потребуется несколько больше чем 1,5 мин.

Таким образом, важность такого метода испытания ленты с учетом стабилизации становится вполне очевидной.

На фиг. 93 приведены экспериментальные кривые $\bar{\Theta}-\Delta$, построенные при различных циклах изгиба ξ по показаниям цехово-



Фиг. 91. Кривые изменения усадки пружинной ленты $\delta\bar{\Theta}$ в зависимости от числа циклов ξ .



Фиг. 92. Кривые изменения усадки пружинной ленты в зависимости от времени выдержки τ .

го прибора, полученным при испытании образцов ленты на различных оправках. Лента была изготовлена из стали марки У12А и имела размеры: $h=0,23$ мм, $b=2,3$ мм.

Из приведенного графика фиг. 93 видно, что значительное изменение усадки происходит при 5 циклах изгиба образца. Дальнейший рост усадки происходит гораздо медленнее. При 50 циклах изгиба образец ленты почти стабилизирован. Полная же стабилизация этого образца наступает после 150—200 циклов. Из графика ясно видно, что рост усадки между 50 и 200 циклами изгиба весьма незначителен.

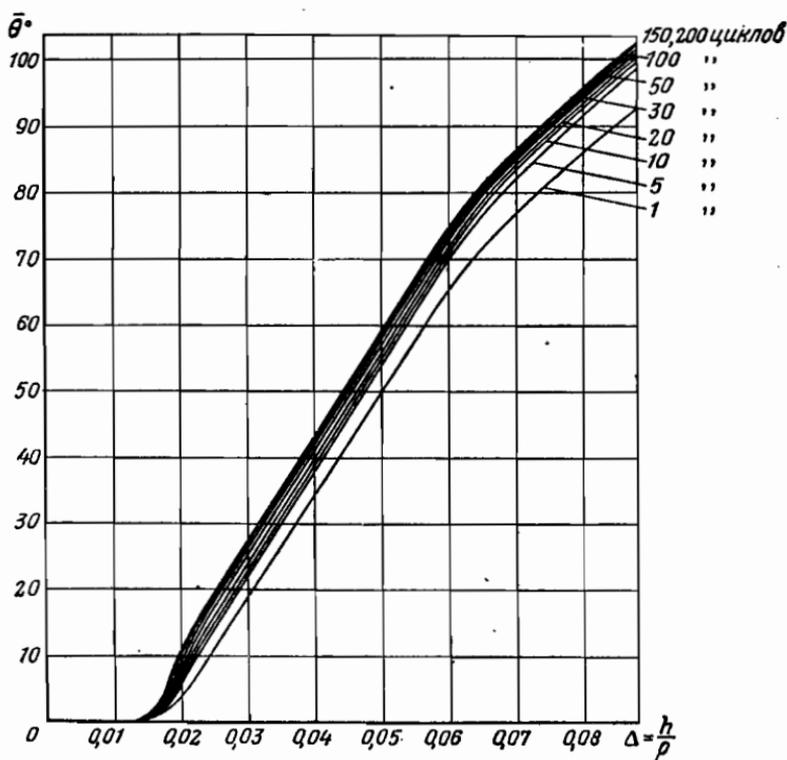
С помощью формул (4.55), (4.56) и (4.57) находим точечное значение момента разгрузки образца¹ при определенных заданных значениях Δ и $\bar{\Theta}$, соответственно выбранному радиусу оправки прибора.

Очевидно, для построения кривой изменения момента M в зависимости от Δ в нашем случае необходимо иметь кривую зависимости $\bar{\Theta}-\Delta$. Такая зависимость, как известно, строится с помощью цехового прибора при испытании на нем образцов на различных оправках.

¹ Т. е. моменты разгрузки в любом сечении изогнутого образца по дуге круга радиуса ρ .

Величину Δ выбирают в зависимости от цели испытания в пределах

$$\frac{h}{\rho_{\text{пр}}} = \Delta_{\text{пр}} < \Delta < \Delta_{\text{раз}} = \frac{h}{\rho_{\text{раз}}} \quad (4.60)$$



Фиг. 93. Кривые изменения углов отсрочечных деформаций $\bar{\theta}$ в зависимости от Δ при различных циклах изгиба образца ξ вокруг оправки.

либо ограничиваются лишь рабочим диапазоном кривой $\bar{\theta}-\Delta$ и берут, например, для спиральных заводных пружин в пределах

$$\frac{h}{\rho_r} = \Delta_r < \Delta < \Delta_0 = \frac{h}{\rho_0}, \quad (4.61)$$

где h — толщина испытуемого образца;

$\rho_{\text{пр}}$ — радиус испытуемого образца, при котором угол $\bar{\theta} = 0$;

$\rho_{\text{раз}}$ — радиус испытуемого образца, при котором происходит разрушение образца;

ρ_0 и ρ_r — внутренние и внешние радиусы тугозаведенной на валик пружины, определяемые формулами (2.3) и (5.38), т. е.

$$\rho_0 = mh; \quad \rho_r = (m + n_r)h.$$

Здесь m — коэффициент прочности (для многих расчетов спиральных пружин его берут равным 15); n_r — число витков тугоза-

веденной на валик пружины; практически оно, как правило, не превосходит $35h$.

Поэтому приведенные уравнения могут быть записаны в виде

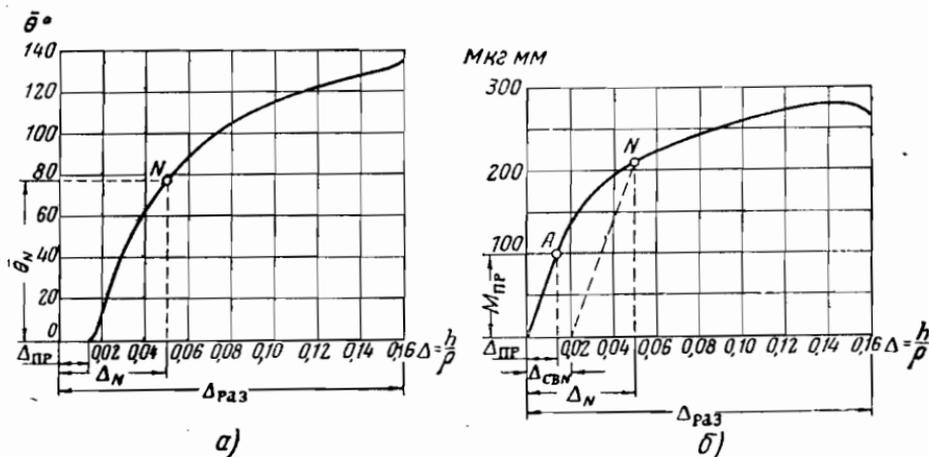
$$\rho_0 = 15h;$$

$$\rho_T = 50h.$$

Подставляя полученные выражения ρ_0 и ρ_T в неравенство (4.61), будем иметь

$$0,02 = \frac{1}{50} < \Delta < \frac{1}{15} \approx 0,07.$$

Таким образом, мы показали, что для спиральных пружин величина Δ на рабочем участке кривой $\bar{\theta} - \Delta$ практически колеблет-



Фиг. 94. Построение диаграммы $M - \Delta$ по кривой зависимости $\bar{\theta} - \Delta$, полученной с помощью цехового прибора.

ся в пределах от 0,02 до 0,07. Ниже будет показано, что если с помощью цехового прибора построена диаграмма $\bar{\theta} - \Delta$ в интервале $\Delta_{спр} \leq \Delta \leq \Delta_{раз}$ (фиг. 94), то пользуясь законом разгрузки, можем также очень легко построить графо-аналитическим методом кривую $M - \Delta$. Для этого достаточно предварительно по заданным E и размерам поперечного сечения $h \times b$ испытуемого образца вычислить величину $M_{спр}$ по формуле

$$M_{спр} = \frac{EJ}{r_{спр}} = \frac{EJ}{h} \Delta_{спр}. \quad (4.62)$$

Отложив на графике (фиг. 94,б) по оси абсцисс отрезок $\Delta_{спр}$ и по оси ординат отрезок $M_{спр}$, получим точку A на графике. Соединив эту точку с началом координат O , получим линейную часть диаграммы $M - \Delta$.

Для построения кривой $M - \Delta$ за пределом пропорциональности поступаем следующим образом.

На полученной экспериментальной кривой $\bar{\Theta}-\Delta$ (фиг. 94, а) берем произвольную точку N и для этой точки из графика снимаем показания Δ_N и $\bar{\Theta}_N^\circ$. По значению угла остаточной деформации $\bar{\Theta}_N^\circ$ находим соответствующую величину $\Delta_{св N}$, пользуясь формулой

$$\Delta_{св N} = \frac{h}{\rho_{св N}} = \frac{h \bar{\Theta}_N (\text{рад})}{\pi \rho_N} = \frac{\Delta_N \bar{\Theta}_N (\text{рад})}{\pi} = \frac{\Delta_N \bar{\Theta}_N^\circ}{180} \quad (4.63)$$

Откладываем от начала координат по оси абсцисс отрезок Δ_N и с конца этого отрезка восстанавливаем перпендикуляр, затем по этой же оси откладываем также от начала координат отрезок $\Delta_{св N}$ и с конца этого отрезка согласно закону разгрузки проводим прямую, параллельную линейной части OA диаграммы $M-\Delta$ до пересечения с восстановленным перпендикуляром. Точка пересечения этих двух вспомогательных прямых (см. пунктирные линии на фиг. 94, б) и будет являться искомой точкой N , которая будет лежать на кривой $M-\Delta$.

Найдя таким образом ряд точек, мы можем построить полную диаграмму $M-\Delta$ от $\Delta=0$ до $\Delta=\Delta_{раз}$.

Таким образом, если известны модуль упругости E и размеры испытуемого материала, то действительно, не прибегая к лабораторным приборам и ограничиваясь лишь цеховым прибором, можно довольно просто построить кривую $M-\Delta$ при любой степени стабилизации и заневоливания образцов.

Известно, что при наличии кривой $M-\Delta$ можно решать задачи эластичности в упругой и пластической областях, построить кривую зависимости $E_r-\Delta$, переходить от диаграммы $M-\Delta$ к диаграмме $\sigma-\epsilon$ и т. д.

е) Метод определения упруго-пластических коэффициентов материала по экспериментальной диаграмме $\bar{\Theta}-\Delta$

Аналитический вид формулы, характеризующий закон изменения экспериментальной кривой $\bar{\Theta}-\Delta$ в интервале изменения Δ в пределах

$$\frac{h}{\rho_{пр}} = \Delta_{пр} \leq \Delta \leq \Delta_{раз} = \frac{h}{\rho_{раз}},$$

можно было бы выразить, если решать переходную формулу (4.52) относительно $\bar{\Theta}$ и подставить в нее вместо Θ ее выражение из уравнения (4.25).

В этом случае эта формула приняла бы вид

$$\bar{\Theta} = \frac{\pi p}{a_1} \left(\frac{l}{h} \right)^{k-1} \frac{(\Delta - \Delta_{пр})^k}{\Delta}, \quad (4.64)$$

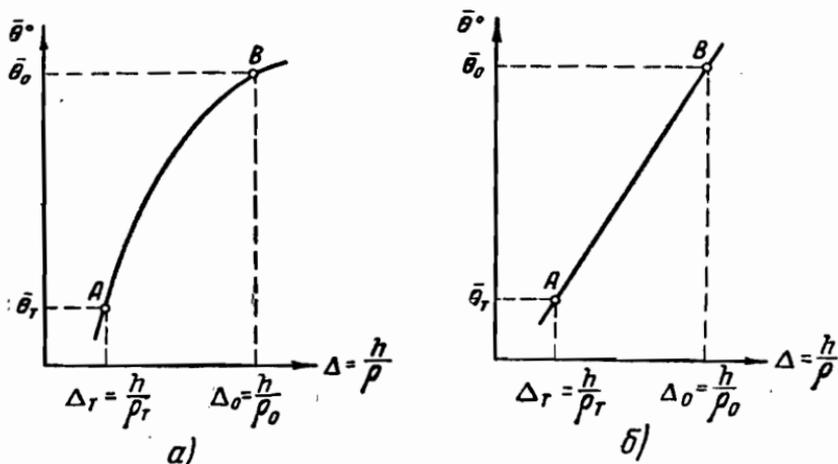
где, как известно, a_1 , k и p — упруго-пластические коэффициенты, зависящие от материала, термической обработки и степени стабилизации испытуемого образца. При наличии кривой $M-\varphi$ эти ко-

эффиценты, как известно, определяются по формулам (4.17), (4.20) и (4.21).

Однако, учитывая, что для расчета пружин приходится пользоваться кривой $\bar{\Theta}-\Delta$ на значительном узком диапазоне изменения Δ , а именно в пределах

$$\frac{h}{\rho_T} = \Delta_T \leq \Delta \leq \Delta_0 = \frac{h}{\rho_0},$$

где практически для спиральных заводных пружин Δ , как правило, не может быть больше $\Delta_0=0,07$ и меньше $\Delta_T=0,02$, можем за-



Фиг. 95. Диаграмма $\bar{\Theta}-\Delta$.

а) для сравнительно толстых и более пластичных материалов, б) для сравнительно тонких и менее пластичных материалов, обладающих высоким пределом пропорциональности.

кон изменения кривой $\bar{\Theta}-\Delta$ на этом участке изменения Δ выразить более простыми аналитическими уравнениями, чем уравнение (4.64).

Опыты показывают, что для сравнительно толстых и более пластичных материалов (фиг. 95,а) кривую $\bar{\Theta}-\Delta$ в интервале указанного выше рабочего участка пружины можно выразить уравнением

$$\bar{\Theta} = \lambda_0 + \lambda_1 \Delta + \lambda_2 \Delta^2, \quad (4.65)$$

а для сравнительно тонких и менее пластичных материалов, обладающих высоким пределом пропорциональности (фиг. 95,б), уравнением

$$\bar{\Theta} = \lambda_0 + \lambda_1 \Delta, \quad (4.66)$$

где λ_0 , λ_1 и λ_2 — упруго-пластические коэффициенты, зависящие от материала, термической обработки и степени стабилизации или от времени выдержки (заневоливания) пружины.

Как видно из этих выражений, первое уравнение относительно Δ представляет уравнение параболы, а второе — уравнение прямой.

В случае линейной зависимости кривой $\bar{\Theta}-\Delta$ на указанном выше рабочем участке изменения Δ упруго-пластические коэффициенты λ_0 и λ_1 определяются согласно уравнению (4.66) следующими равенствами, написанными для точек A и B на кривой $\bar{\Theta}-\Delta$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\Theta}_T &= \lambda_0 + \lambda_1 \Delta_T; \\ \bar{\Theta}_0 &= \lambda_0 + \lambda_1 \Delta_0. \end{aligned} \right\} \quad (4.67)$$

Совместное решение этих уравнений относительно λ_0 и λ_1 дает

$$\lambda_1 = \frac{\bar{\Theta}_0 - \bar{\Theta}_T}{\Delta_0 - \Delta_T}, \quad (4.68)$$

$$\lambda_0 = \bar{\Theta}_T - \lambda_1 \Delta_T, \quad (4.69)$$

где $\bar{\Theta}_0$, $\bar{\Theta}_T$, Δ_0 и Δ_T берутся из диаграммы $\bar{\Theta}-\Delta$ (фиг. 95,б).

В случае же параболической зависимости кривой $\bar{\Theta}-\Delta$ на рабочем участке (фиг. 95,а) для нахождения упруго-пластических коэффициентов λ_0 , λ_1 и λ_2 пользуемся средне-арифметическим методом.

По этому методу для нашего уравнения (4.65) имеем

$$\sum_1^n \bar{\Theta} - n\lambda_0 - \lambda_1 \sum_1^n \Delta - \lambda_2 \sum_1^n \Delta^2 = 0, \quad (4.70)$$

где n — число опытов или число точек на экспериментальной кривой $\bar{\Theta}-\Delta$, которые выбираем произвольно.

Разумеется, чем больше возьмем точек на этой кривой, тем точнее определим коэффициенты λ_0 , λ_1 и λ_2 . В нашем случае берем $n=6$.

Так как для определения указанных трех коэффициентов требуются три уравнения, то поэтому разбиваем данные наших опытов на три группы с одинаковым числом опытов. При этом получим

$$\left. \begin{aligned} \sum_1^2 \bar{\Theta} - 2\lambda_0 - \lambda_1 \sum_1^2 \Delta - \lambda_2 \sum_1^2 \Delta^2 &= 0, \\ \sum_3^4 \bar{\Theta} - 2\lambda_0 - \lambda_1 \sum_3^4 \Delta - \lambda_2 \sum_3^4 \Delta^2 &= 0, \\ \sum_5^6 \bar{\Theta} - 2\lambda_0 - \lambda_1 \sum_5^6 \Delta - \lambda_2 \sum_5^6 \Delta^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.71)$$

Решая эти три уравнения, находим значения искоемых упруго-пластических коэффициентов λ_0 , λ_1 и λ_2 с достаточной для практики точностью.

ж) Экспериментальный метод определения предела пропорциональности с помощью цехового прибора

Описывая все методы построения диаграммы σ — ϵ по диаграмме M — φ , мы не осветили вопрос о том, как более точно найти величины $\varphi_{пр}$ и $M_{пр}$, а следовательно, и $\epsilon_{пр}$ и $\sigma_{пр}$.

Однако, учитывая важность затронутого вопроса, ниже мы покажем, каким образом можно просто и достаточно точно находить величины $\varphi_{пр}$ и $M_{пр}$ с помощью ручного цехового прибора, если мы имеем диаграмму M — φ .

Для этой цели на диаграмме M — φ (фиг. 96) достаточно взять две произвольные точки B и C таким образом, чтобы одна из них (точка B) лежала заведомо в упругой области, а другая (точка C) заведомо в упруго-пластической области.

Для взятых точек B и C определяем радиусы кривизны

$$\rho_B = \frac{l}{\varphi_B}, \quad (4.72)$$

$$\rho_C = \frac{l}{\varphi_C}. \quad (4.73)$$

Очевидно, количество образцов N , подлежащих одновременному изгибу на приборе вокруг оправки радиуса ρ_C , определится по формуле

$$N = \frac{\rho_B - \rho_C}{h}. \quad (4.74)$$

Установив на приборе (между оправкой и роликом) набор образцов числом N , как это показано на фиг. 97, изгибаем их поворотом ролика на угол 180° .

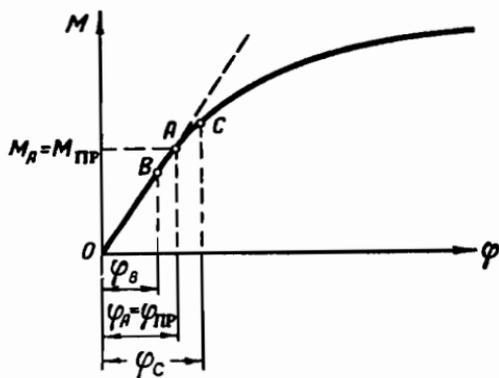
После возвращения ролика в исходное положение находим величину радиуса $\rho_A = \rho_{пр}$ с точностью до половины толщины образца (фиг. 97,б).

По найденному из эксперимента значению $\rho_{пр}$ вычисляем соответствующий угол по формуле

$$\varphi_A = \varphi_{пр} = \frac{l}{\rho_{пр}}. \quad (4.75)$$

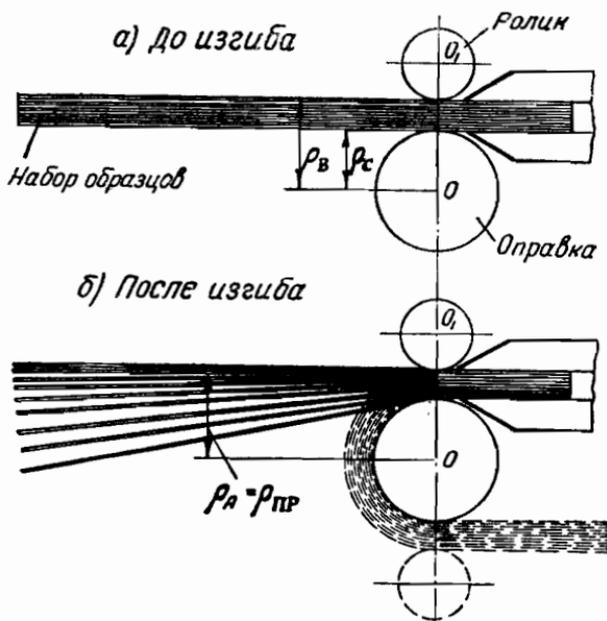
По этому углу $\varphi_{пр}$, пользуясь линейной частью диаграммы M — φ , находим графически соответствующую величину момента $M_A = M_{пр}$. В целях большей убедительности в точности нахождения $\rho_{пр}$ при данном методе следует испытывать на приборе набор образцов не при одном цикле, а при 50 циклах изгиба.

Если этим методом можно уточнить величины $\varphi_{пр}$ и $M_{пр}$, то, разумеется, при построении диаграммы σ — ϵ соответствующие ве-



Фиг. 96. Определение уточненного значения $\varphi_{пр}$ и $M_{пр}$ на диаграмме M — φ с помощью цехового прибора.

Личины $\epsilon_{пр}$ и $\sigma_{пр}$ определяются с такой же точностью. Так как предлагаемым методом величина $\rho_{пр}$ определяется с точностью до



Фиг. 97. Схема изгиба набора образцов пружинной ленты на ручном приборе.

полутолщины образца, то относительная ошибка в этом случае будет составлять

$$\delta_1 = \frac{h}{2\rho_{пр}}. \quad (4.76)$$

Практически величина этой ошибки составляет меньше одного процента.

з) Определение остаточных и действительных напряжений с помощью экспериментальной диаграммы $\bar{\Theta}-\Delta$

Ниже приводятся основные расчетные формулы для определения остаточных и действительных напряжений при упруго-пластическом изгибе образца по дуге круга. В основу этих расчетов берется экспериментальная диаграмма $\bar{\Theta}-\Delta$, полученная с помощью цехового прибора (см. фиг. 93).

Согласно представленной на фиг. 98 эпюре напряжения величины остаточных напряжений на границах упругой и пластической зон и в наружном волокне материала определяются формулами

$$\sigma'_{ост} = \frac{E\Delta_{пр}}{2\pi} \bar{\Theta}, \quad (4.77)$$

$$\sigma^*_{ост} = \frac{\Delta(\Delta + \Delta_{пр})}{2\Delta^2 - \Delta_{пр}(\Delta + \Delta_{пр})} \sigma'_{ост}. \quad (4.78)$$

Действительные же напряжения определяются формулой

$$\sigma_{\text{действ}} = \frac{E\Delta}{2} \left[1 - \frac{\bar{\Theta}}{\pi} \right] - \sigma_{\text{ост}}^* \quad (4.79)$$

Толщина упругого слоя определяется уравнением

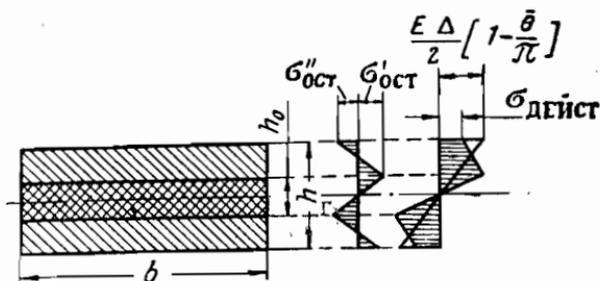
$$h_0 = \frac{\Delta_{\text{пр}}}{\Delta} h, \quad (4.80)$$

где E — модуль упругости материала;

h — толщина материала;

$\Delta_{\text{пр}} = \frac{h}{\rho_{\text{пр}}}$, где в свою очередь $\rho_{\text{пр}}$ — значение радиуса кривизны образца, соответствующее пределу пропорциональности;

$\bar{\Theta}$ — угол остаточной деформации материала, определяемый на приборе в зависимости от радиуса кривизны образца ρ или отношения $\Delta = \frac{h}{\rho}$.



Фиг. 98. Эпюра остаточных напряжений при упруго-пластическом изгибе.

Очевидно, при наличии диаграммы $\bar{\Theta}—\Delta$, полученной с помощью цехового прибора, можно, пользуясь приведенными формулами, находить величины остаточных и действительных напряжений, возникающих, например, в любом сечении стабилизированной спиральной пружины или в другом каком-нибудь упругом элементе, изготовленном из специального прецизионного сплава.

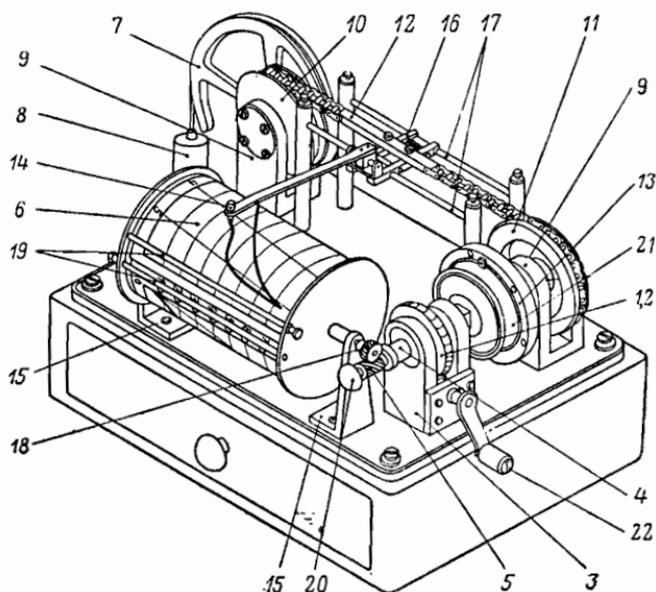
С помощью приведенных формул представляется возможным в случае необходимости строить также эпюры напряжений для каждого сечения изучаемого упругого элемента.

Ценность разработанного метода определения напряжений состоит в том, что здесь величины напряжения выражены через угол остаточной деформации и могут быть найдены при любой степени стабилизации и заневоливания образца, что невозможно получить с помощью разрывной машины.

4. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ МОМЕНТА ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

А. Лабораторный прибор с автоматической записью диаграммы моментов заводной пружины

Из существующих разнообразных приборов для измерения момента заводной пружины наилучшей конструкцией является прибор с автоматической записью на регистрирующем барабане диаграммы работы заводной пружины, показанный на фиг. 99. Такой прибор нами по заданию промышленности был спроектирован еще в 1940 г. При этом мы воспользовались конструкцией прибора фирмы «Дегоф».



Фиг. 99. Прибор для автоматической записи диаграммы работы заводной пружины.

В 1946 г. Научно-исследовательский институт часовой промышленности спроектировал и изготовил аналогичные приборы трех размеров для испытания мелких, средних и крупных заводных пружин. В отличие от маятниковых и других типов приборов, дающих возможность построения кривых момента пружины по точкам, на этом приборе возможно получить полную диаграмму заводной пружины со всеми присущими ей колебаниями. Прибор состоит из заводной, измерительной и регистрирующей частей.

Заводная часть прибора состоит из червячной самотормозящей пары 1 и 2, укрепленной на стойке 3. Внутри полого вала червячного колеса имеется ползун с квадратным отверстием для крепления валика. На конце вала 4 крепится червяк 5, которым передается вращение на регистрирующий барабан 6.

Измерительная часть прибора состоит из улитки 7 с грузом 8 и опор 9 с дисками 10 и 11, связанными между собой цепью Галля,

по середине которой на планке 12 укреплено перо для записи диаграмм испытуемой пружины. Усилие пружины от заводного барабана посредством водила 13 передается диску 11 и далее цепью Галля диску 10 и улитке 7. При повороте улитки ее плечо, на которое приложен груз, изменяется пропорционально углу поворота; соответственно этому (при постоянном грузе) изменяется и момент. Этот момент и уравнивает момент испытуемой пружины в каждый период времени. Так как перемещение планки 12 с пером 14 пропорционально углу поворота улитки, а следовательно, и моменту, то и перемещение пера по оси ординат диаграммы будет пропорционально моменту.

Регистрирующая часть прибора состоит из барабана 6, укрепленного на угольниках 15, державки пера 16, которая скользит по направляющим 17. Вращение барабана осуществляется от червячной пары 5 и 18 пропорционально углу поворота валика, а перемещение пера вдоль оси барабана, как указывалось выше, пропорционально моменту. Таким образом, в результате сложения двух движений получается диаграмма момента пружины $M=f(n)$, где n — число оборотов заводного барабана.

Запись диаграммы момента пружины производится в следующей последовательности.

1. На регистрирующем барабане с помощью эксцентриковых валиков 19 укрепляют бумагу, на которой вычерчивается диаграмма. Перо при этом приподнимают.

2. Ручку 20 (фиг. 99) оттягивают и устанавливают на место заводной барабан 21, после чего ручку опускают.

3. Вращением рукоятки 22 спускают пружину. При этом перо должно попасть на нулевую линию диаграммы.

4. Винт, которым крепится регистрирующий барабан, ввинчивают примерно на 1 оборот и, вращая барабан, устанавливают перо на «0» диаграммы.

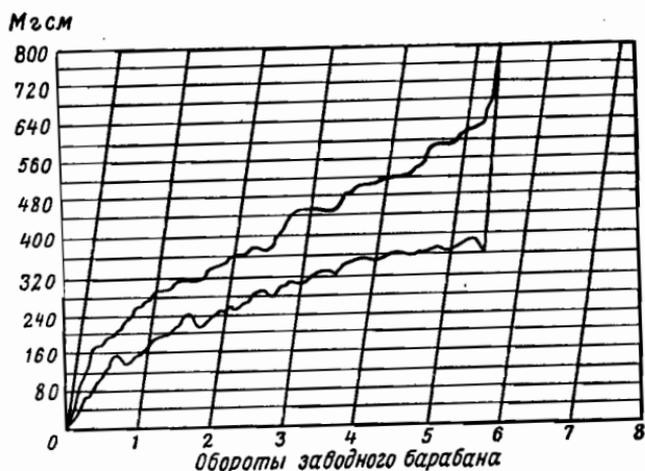
5. Вращением рукоятки 22 пружину заводят и спускают, при этом перо вычерчивает диаграмму $M=f(n)$.

Для учета относительного движения заводного барабана на диаграмме по направлению оси ординат через каждый оборот валика наносят прямые, наклонные под углом $82,5^\circ$ к оси абсцисс. На фиг. 100 показана одна из диаграмм работы заводной пружины карманных часов, заснятая на этом приборе.

Этим прибором целесообразно пользоваться при лабораторных испытаниях заводных пружин, когда, например, приходится изучать работу спуска в зависимости от различных факторов (от влияния начальной формы пружины, способа закрепления концов, влияния длины отжига концов, степени полировки поверхности пружины, рода смазки и т. д.).

Применение такого прибора для приемки готовых пружин в массовом масштабе в цеховых условиях, где значение момента контролируется согласно техническим условиям одной точкой (по минимальному моменту спуска), вряд ли целесообразно. Поэтому для цеховых испытаний заводных пружин нужны приборы, с по-

мощью которых можно было бы быстро и в то же время достаточно точно измерять моменты в нужных точках диаграммы.



Фиг. 100. Диаграмма работы заводной пружины.

Ниже приводим описание конструкции нескольких подобных приборов, разработанных на кафедре точного приборостроения МВТУ имени Баумана по заданию промышленности.

Б. Приборы для испытания на момент заводных пружин в цеховых условиях

а) Контрольный прибор для измерения усилия пружины

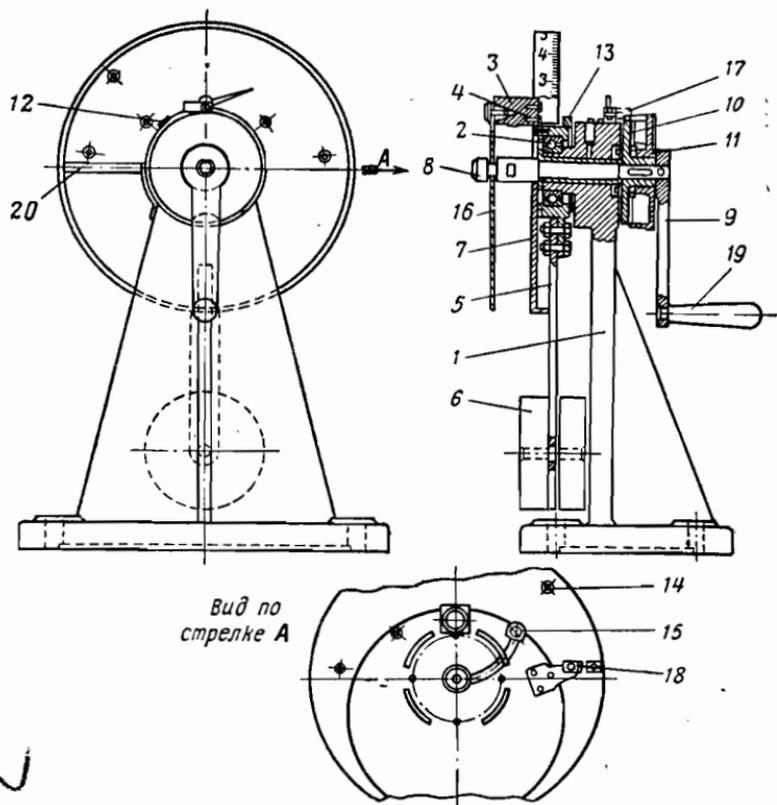
Прибор предназначен для определения усилия пружин в цеховых условиях при 100%-ном контроле. Он может быть использован как для замера усилия в одной или двух точках, так и для построения по точкам полной диаграммы усилий пружины (завод и спуск).

После измерения годные пружины вставляют либо непосредственно в заводной барабан механизма, либо в кольцо несколько большего диаметра для транспортировки. Таким образом, измерение усилия пружины на этом приборе совмещено с операцией вставки ее в заводной барабан или в кольцо для транспортировки.

Прибор (см. фиг. 101) состоит из двух основных частей — измерительной и заводной, смонтированных на чугунной стойке 1.

Измерительная часть прибора связана со стойкой посредством шарикоподшипников 2. Усилие от наружного конца пружины, закрепленного на стойке 3, передается через стакан 4 на рычаг 5 с грузом 6. Угол отклонения рычага от вертикали определяет величину усилия пружины, которое отсчитывается на лимбе 7. Чтобы прибор давал правильные показания, необходимо обеспечить при испытании горизонтальность оси 8 по уровню.

Заводная часть прибора состоит из валика с рукояткой и храпового механизма с лимбом. На левый конец валика 8 надевается внутренний конец пружины и зацепляется крючком. На первом конце валика закреплена рукоятка 9 и храповик 10. На втулке храповика помещен лимб 11, на котором производится отсчет поворота валика против индекса 12.



Фиг. 101. Конструкция контрольного прибора для измерения усилия пружины.

Прибор снабжен специальным передвижным кольцом 13, которое заменяет при измерении усилия заводной барабан. Для устранения влияния относительного вращения кольца 13 производится вычитание значения угла поворота кольца 13 из значения угла поворота валика 8 или, что то же самое, угла поворота лимба 7. Эта операция производится на приборе автоматически, в результате чего на лимбе 11 читается результат разности углов поворота, т. е. действительный угол поворота валика. Соблюдение правил техники безопасности потребовало введения в измерительную часть стоек 14 и 15 и крышки 16, а в заводной части — храпового механизма 17 и 10, препятствующего пружине самопроизвольно распускаться.

Измерение усилия пружины производится в следующем порядке.

1. Внутренний конец пружины надевают на крючок валика 8 (в это время крышка 16 находится в верхнем положении), а наружный конец крепят за крючок стойки 3.

2. Крышку 16 поворачивают в нижнее положение, в котором она удерживается защелкой 18.

3. Пружину заводят рукояткой 19 до тех пор, пока ее диаметр не станет меньше внутреннего диаметра кольца 13. В это время собачка 17 опущена в рабочее положение (сцеплена с храповиком).

4. Передвижное кольцо 13 выдвигают в крайнее левое положение.

5. Собачку поднимают и пружину опускают до тех пор, пока индекс 20 на лимбе 7 не покажет 0. Для правильного отсчета при измерении то же самое делается с лимбом 11. Его поворачивают до тех пор, пока «0» лимба не совпадет с индексом 12.

6. Собачку опускают и замеряют усилие при заданном числе оборотов пружины.

Замер усилия следует производить при спуске пружины, так как при этом происходит отдача энергии пружиной. Величину усилия читают на лимбе 7, а число оборотов — на лимбе 11.

7. Пружину снова заводят до нужного диаметра и вставляют либо в заводной барабан механизма, либо в кольцо для транспортировки. При этом кольцо 13 отодвигают вправо.

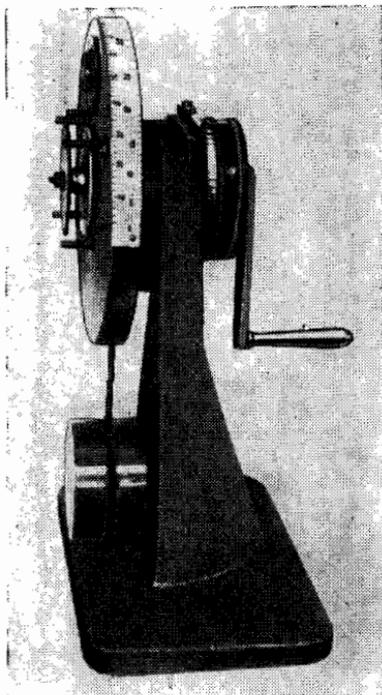
8. Пружину в барабане (или в кольце) снимают с прибора.

Прибор сконструирован так, что на нем можно измерять усилия

пружины, находящейся не только в барабане, но и в свободном состоянии.

Прибор пригоден для испытания мелких и крупных пружин. В каждом отдельном случае в зависимости от размеров испытываемой пружины изменяются лишь конструктивные размеры прибора.

На фиг. 102 показан общий вид прибора, изготовленного по нашим чертежам НИИСЧЕТМАШ для испытания заводных пружин счетных машин.

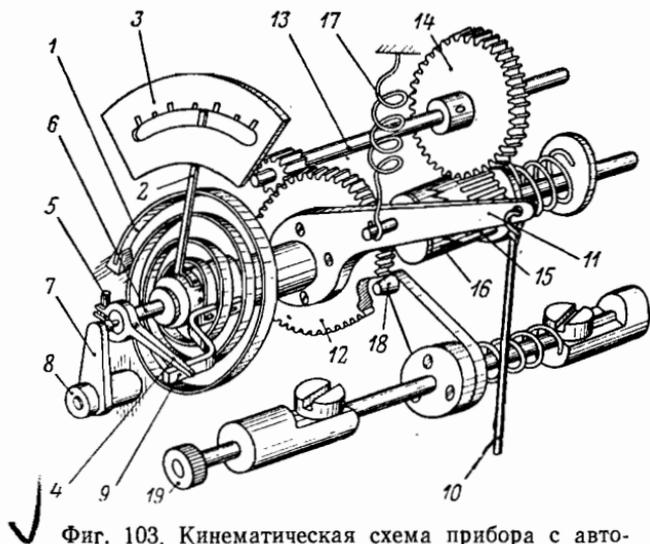


Фиг. 102. Контрольный прибор для измерения усилия пружины.

б) Прибор с автоматическим измерением момента спуска заводной пружины

Прибор служит для испытания в цеховых условиях мелких и средних размеров заводных пружин на развиваемый ими момент.

Этот прибор отличается от приборов, применяемых в настоящее время на производстве, тем, что на нем измерение момента производится автоматически. Здесь исключена возможность ошибки в определении числа оборотов валика заводного барабана при заводе и спуске пружины. Кроме того, благодаря применению ножной педали прибор стал более удобным и производительным, так как рабочему легче выполнять все необходимые операции. Изме-



Фиг. 103. Кинематическая схема прибора с автоматическим измерением момента спуска заводной пружины.

рение момента производят после спуска заведенной пружины на заданное по техническим условиям число оборотов.

Принцип работы прибора и его устройство наглядно показаны на фиг. 103 и 104.

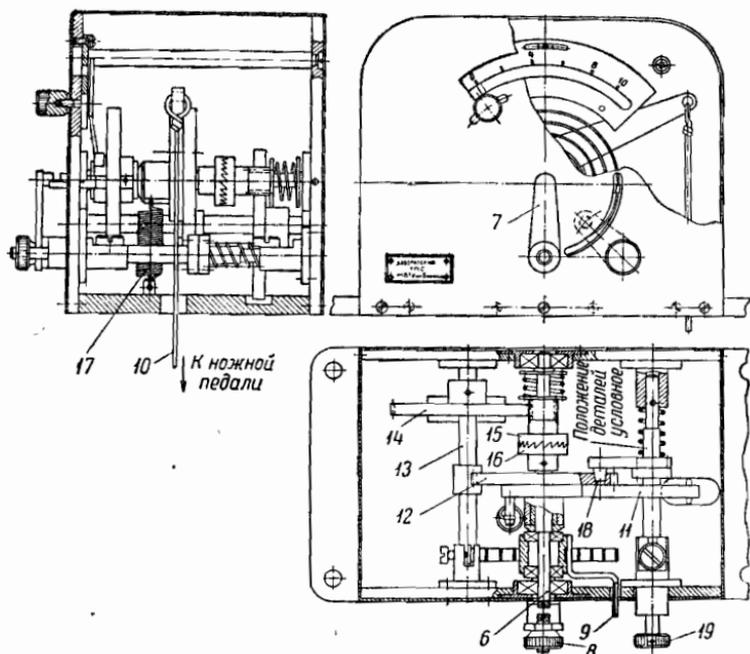
Для уравнивания момента испытуемой пружины использована спиральная эталонная хорошо стабилизированная пружина 1 (см. фиг. 103).

При спуске испытуемой пружины на заданное число оборотов, когда ее момент уравнивается моментом эталонной пружины, стрелка прибора 2 устанавливается против определенного деления шкалы 3, по которой находим величину искомого момента. Эта шкала градуирована в $кг\cdot м\cdot м$. На этом приборе пружины испытываются в своих барабанах.

Перед испытанием заводной барабан с пружиной помещают в специальный хомутик 4, зажимая последний винтом 5. После этого конец заводного вала, на котором сделан квадрат для барабанного колеса, устанавливают в углубление центральной оси

прибора 6 и, накидывая ручку 7 на другой конец заводного вала, зажимают ее гайкой 8. Конец хомутика в это время должен находиться сверху упорного рычага 9.

Установив таким образом заводной барабан, нажимают ногой на педаль, соединенную тягой 10 с ведущим рычагом 11 прибора. Поворачиваясь свободно вокруг центральной оси, ведущий рычаг, жестко соединенный с зубчатым колесом 12, поворачивает ось 13, на которой сидит зубчатое колесо 14, передающее движение на



Фиг. 104. Конструкция прибора с автоматическим измерением момента спуска заводной пружины.

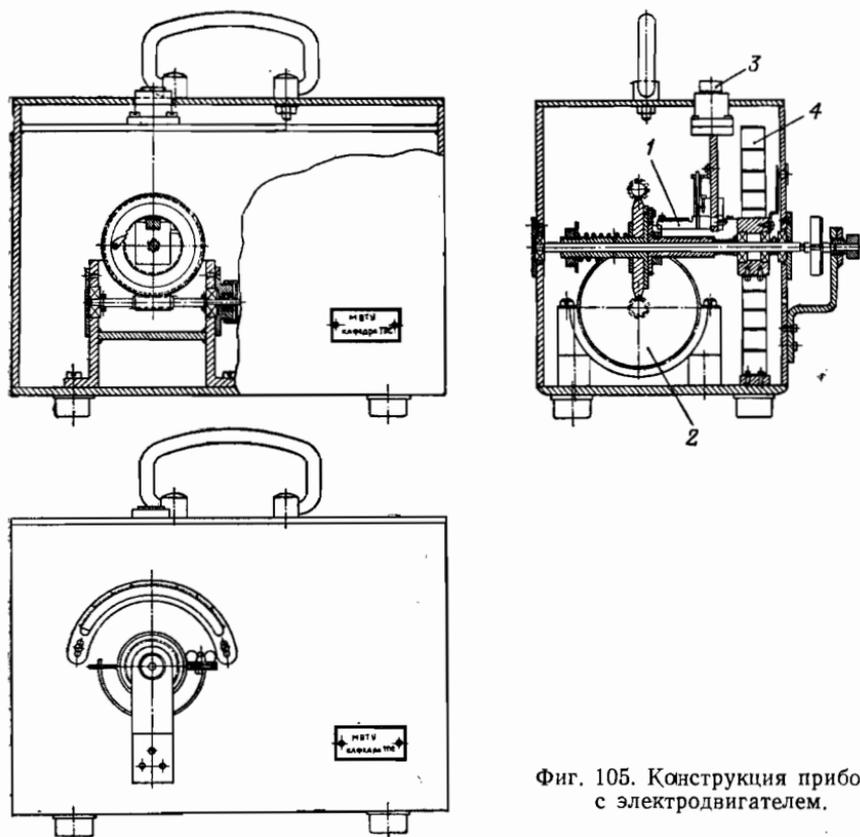
центральную ось; поворачиваясь на n оборотов, она заставляет тем самым заводиться испытуемую пружину.

Излишек оборотов гасится упругой зубчатой муфтой 15 и 16, дающей возможность центральной оси повернуться свободно при достижении пружиной максимального момента. После освобождения педали ведущий рычаг 11 движется обратно под действием пружин: эталонной, испытуемой и пружины ведущего рычага 17 до тех пор, пока палец фиксатора 18 не западет в углубление на зубчатом колесе 12. В этот момент испытуемая пружина распустится точно на заданное число оборотов, и развиваемый ею момент будет указан стрелкой на шкале. На этом испытание заканчивается.

Для того чтобы вынуть заводной барабан с пружиной, следует нажать на кнопку 19 с целью осуществления полного релакса

заводной пружины, после этого, освободив гайку 8 и откинув ручку 7, можно вынуть барабан с хомутиком.

На фиг. 105 показан общий вид другой конструкции аналогичного прибора.



Фиг. 105. Конструкция прибора с электродвигателем.

Здесь после установки на приборе испытуемой заводной пружины с помощью специального электромеханического устройства 1 и электродвигателя 2 пружина автоматически заводится при нажатии пусковой кнопки 3 и при спуске на нужное число оборотов показывает на шкале момент спуска в кг.м. В этом приборе эталонная пружина 4 выполняет ту же функцию, что и эталонная пружина 1 в описанном выше приборе.

5. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

На этих приборах пружины испытываются на долговечность с учетом совокупности различных факторов, т. е. учитывается одновременно влияние материала и термической обработки, размеров барабана и валика, крепления и отжига концов пружины, смазки и полировки поверхности ленты и пр. Поэтому испытание готовых

пружин на долговечность следует производить для каждой новой партии пружин (5—6 шт. из каждой партии). Особенно полезно такое испытание производить для нового пружинного двигателя, ни разу не подвергавшегося подобному испытанию.

Для испытания на долговечность заводных пружин существует много различных приборов и установок. Однако основным их недостатком является отсутствие надежного устройства для точной фиксации количества циклов (заход и спуск) пружины до поломки, а также устройства, сигнализирующего поломку пружины.

До сих пор на применяемых приборах поломка пружины обнаруживалась обслуживающим персоналом, который должен был постоянно следить за работой испытываемых пружин. При этом количество циклов подсчитывалось либо по времени до поломки (если известно заранее количество циклов, совершенных за 1 мин.), либо обыкновенным механическим счетчиком, присоединенным к электродвигателю. Такой метод контроля пружин быстро утомляет обслуживающий персонал и не гарантирует точность подсчетов. Так, например, применяемый на заводе имени Молотова прибор для испытания мелких заводных пружин на усталость конструкции НИИВЕСПРОМ имеет следующие недостатки:

1. Через витки пружины в конце каждого цикла посредством замыкания специальных контактов пропускается электрический ток для подсчета счетчиком числа циклов пружины, что, конечно, отсутствует при нормальной работе часовых пружин.

2. Заход и спуск пружины осуществляются валиком барабана — нормальная работа пружины предусматривает осуществление спуска барабаном.

3. Отсутствует автоматическая сигнализация в момент разрушения пружин.

4. Конструктивно прибор оформлен громоздко.

В отличие от применяемых приборов спроектированный и изготовленный нами прибор имеет следующие преимущества.

1. Заход пружины осуществляется валиком, а спуск — барабаном.

2. Число циклов каждой пружины фиксируется специальным электромеханическим счетчиком.

3. В момент разрушения пружины осуществляется автоматическая сигнализация. Прекращение работы счетчика и мигание сигнальной лампочки свидетельствуют о поломке пружины.

4. Испытуемые пружины расположены в горизонтальной плоскости; в этом положении легче вставлять пружину в гнездо.

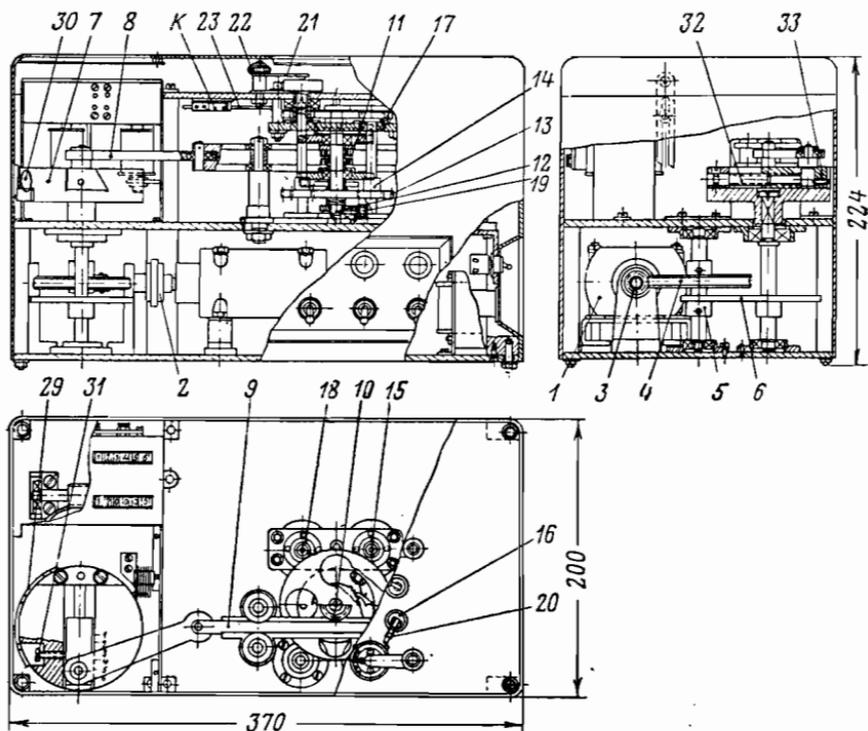
5. Имеется возможность в начале испытания давать пружине любое предварительное поджатие.

6. Прибор позволяет менять число оборотов завода пружины. Это делает прибор универсальным.

7. Малогабаритность прибора. Это делает прибор портативным.

Прибор приводится в действие электродвигателем переменного тока от швейной машины 1, снабженным для регулирования числа оборотов электроконтактным центробежным регулятором (фиг. 106).

Движение от электродвигателя через муфту 2 передается червяку 3 и червячному колесу 4; далее через пару зубчатых колес 5 и 6 приводится во вращение кривошипный диск 7 и шатун 8, который соединен с возвратно-поступательно движущейся рейкой 9. Рейка сделана широкой для одновременного сцепления с двумя зубчатыми колесами 10, которые жестко соединены с сидящими на подшипниках дисками 11. Следовательно, зубчатые колеса могут



Фиг. 106. Конструкция прибора для испытания на долговечность мелких часовых пружин.

свободно вращаться на валу 12. Диски снабжены храповым устройством. При поступательном движении рейки слева направо нижний диск посредством собачки приводит во вращение нижнее колесо 13, которое через зубчатое колесо 14 передает вращение на валик барабана 15. Барабан пружины при этом остается неподвижным, так как упирается своим штифтом в рычажок 16 и пружина при этом может заводиться.

При поступательном движении рейки справа налево верхний диск посредством собачки приводит во вращение верхнее колесо 17, которое через зубчатое колесо 18 передает вращение на втулку, где укрепляется барабан пружины. Таким образом, спуск пружины осуществляется барабаном. Валик пружины в этом случае остается неподвижным, так как собачка 19 заскакивает в зуб

храпового колеса 13. Штифт барабана в это время отжимает ползун рычажка 20. Следовательно, за один оборот кривошипного диска пружины получают завод через валик и спуск через барабан.

Чтобы создать вторую опору для валиков барабана, на их выступающих концах устанавливают специальные кронштейны 21, закрепляемые барашками 22.

При работе механизма часов или прибора на участке примерно 0,75—1,5 оборота от конца спуска пружины происходит остановка механизма вследствие уравнивания моментов от силы трения механизма и от пружины; поэтому при испытании пружин на долговечность следует барабан вести предварительно в пределах указанного числа оборотов. Для каждого заводного механизма это число оборотов вполне определенное и легко находится экспериментально.

Предварительное поджатие пружины на приборе производится следующим образом. Переводят рычажок 16 на 90° с горизонтального положения на вертикальное и после поворота барабана на необходимое количество оборотов снова опускают рычажок в исходное положение. Эту

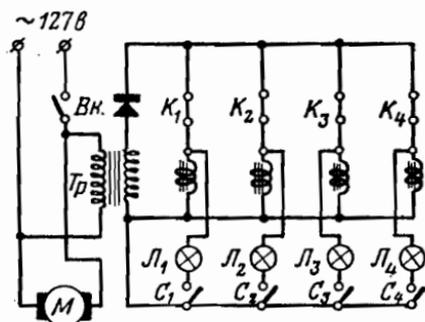
операцию можно выполнить также путем нажатия на ползун рычажка 20 без поворота последнего на 90°.

Один полный цикл (завод и спуск) пружины осуществляется примерно за 6 сек.

Штифт барабана при заводке пружины давит на рычажок 16 через ползун 20, который при помощи пальца 23 размыкает контакт K и дает этим самым импульс счетчику. На электрической схеме прибора (фиг. 107) каждый из этих контактов K имеет свой индекс соответственно нумерации заводных барабанов.

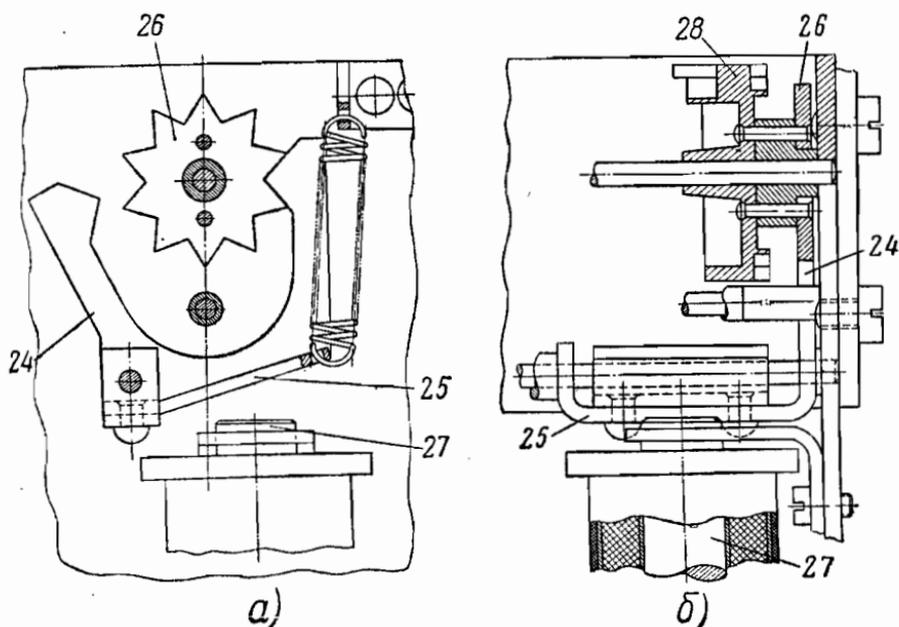
Таким образом, во время завода всех четырех пружин нормально замкнутые контакты K_1 , K_2 , K_3 и K_4 размыкаются. Ток в катушках счетчиков прекращается, и вилка 24 вместе с якорем 25 заскакивает под действием пружины во впадину звездочки 26 (фиг. 108,а). Во время спуска пружины контакты K_1 , K_2 , K_3 и K_4 замыкаются. В катушки счетчиков поступает ток. Якорь 25 притягивается к сердечнику катушки 27, поворачивает вилку звездочки 24, которая своим зубом поворачивает звездочку и цифровое колесо счетчика 28 на одну десятую оборота (фиг. 108,б).

В то время, когда контакты K_1 , K_2 , K_3 и K_4 замкнуты, контакты сигнальных лампочек C_1 , C_2 , C_3 и C_4 остаются разомкнутыми: следовательно, лампочки L_1 , L_2 , L_3 и L_4 не горят (см. фиг. 107).



Фиг. 107. Электрическая схема прибора для испытания на долговечность мелких часовых пружин.

Специальный кулачок 29, укрепленный на цилиндрической поверхности кривошипного диска (см. фиг. 106), периодически замыкает контакты *C*, но так как контакты *K* разомкнуты, то лампочки опять не горят. В случае поломки какой-либо из пружин штифт втулки барабана не будет нажимать на рычажок 16 при заводе пружины и, следовательно, не будет размыкать контакт этой пружины. Кулачок 29, замыкая контакты *C*, зажигает сигнальную лампочку этой пружины.



Фиг. 108. Устройство электромагнитного счетчика в приборе для испытания на долговечность.

Таким образом, при нормальном испытании пружин на долговечность ни одна сигнальная лампочка не должна зажигаться. При поломке пружин будут мигать лампочки соответствующих поломанных пружин, а соответствующие счетчики автоматически выключаться.

Для установки прибора на нужное число оборотов заводного барабана необходимо открыть заслонку 30 (см. фиг. 106), подвести стопорный винт 31 под отверстие в кожухе и переместить при помощи винта 32 ползун 33 на нужное деление шкалы.

Замена пружины не отражается на результатах испытания остальных пружин, так как по конструкции прибора каждая его секция работает самостоятельно.

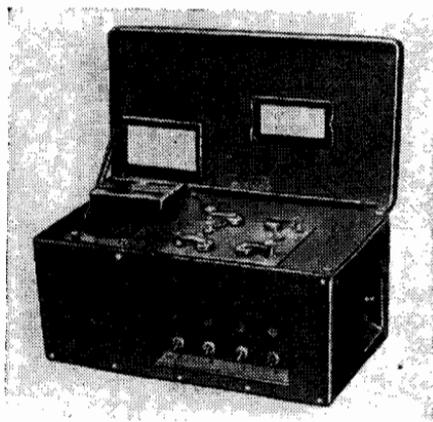
Перед началом испытания пружин следует всегда проверить работу счетчиков и сигнального устройства. Для проверки счетчиков

необходимо вставлять в барабаны запасные годные пружины и произвести для них 10 полных циклов (завод и спуск). При этом показание каждого счетчика должно увеличиться на 10 единиц.

Для проверки же сигнального устройства следует в гнезда барабанов вставить пустые барабаны (без пружин) и включить прибор. При этом показания счетчиков не должны изменяться, тогда как при каждом новом цикле должны загораться сигнальные лампы.

На фиг. 109 приведен прибор, описанный выше.

На этом приборе испытывались заводные пружины от часов «Победа», «Салют» и «КЧ». Результаты некоторых из этих испытаний приведены в гл. II.



Фиг. 109. Прибор для испытания на долговечность.

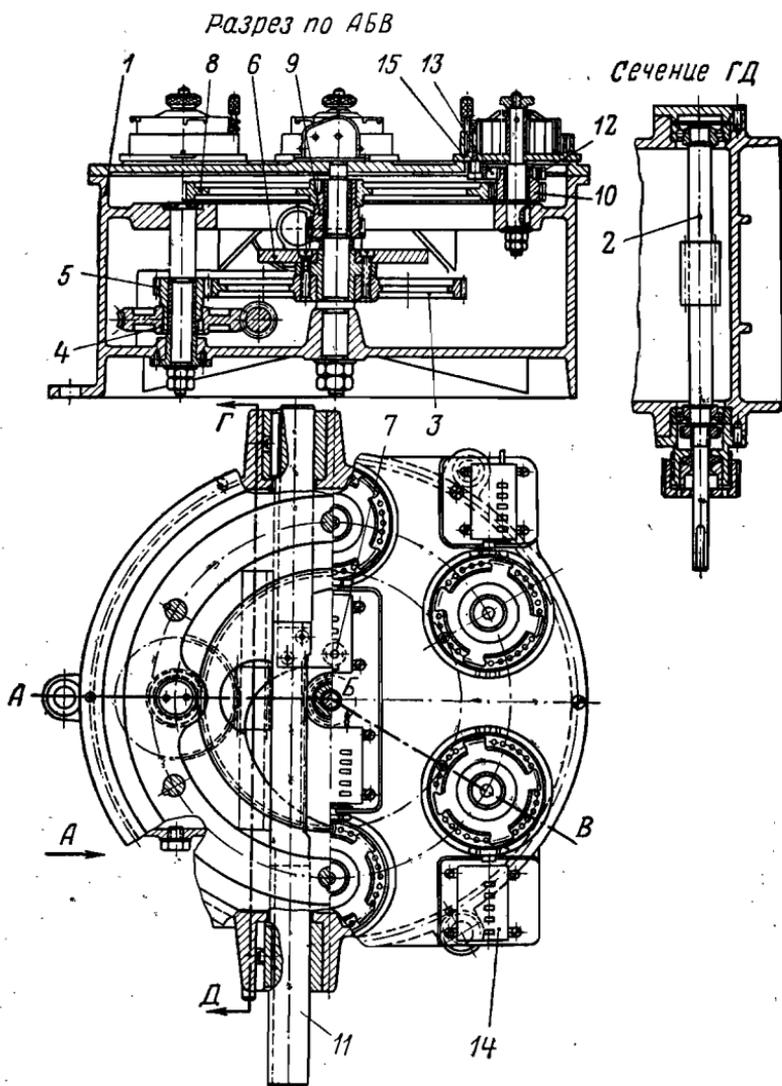
В некоторых конструкциях автоматических устройств и приборов механизмы заводятся и спускаются барабаном (при этом валик барабана не вращается). Так происходит работа механизма обычного автоматического оружия (см. фиг. 185). Для испытания на долговечность таких пружин нами сконструирован прибор, который также может представлять практический интерес. На этом приборе можно одновременно испытывать шесть пружин в барабанах (фиг. 110).

При испытании на долговечность пружины заводятся и спускаются на 3,5 оборота за 5 сек. Предварительное поджатие пружине на этом приборе можно давать любое. Для отсчета количества циклов испытаний и фиксации поломки пружин прибор снабжен соответственно шестью счетчиками, каждый из которых автоматически выключается при поломке контролируемой им пружины.

Прибор состоит из трех основных механизмов, заключенных в корпус 1: редуктора 2, 3, 4 и 5, механизма реверса с кулачком 6 и 7 и передачи от рейки к барабанам 8, 9 и 10. На верхней части прибора установлены барабаны со счетчиками. Движение передается посредством ременной передачи от электродвигателя ($n = 1440$ об/мин) на вал червяка 2, червячное колесо 4, зубчатые колеса 5 и 3 и кулачок 6.

При вращении кулачка 6 рейка 11 совершает возвратно-поступательное движение, заводя и спуская при этом пружины посредством передачи 9, 8 и 10.

Из-за наличия храповика 12 и собачки 13 при поломке пружин связь между барабаном и зубчатым колесом 10 нарушается (фиг. 111); при спуске барабан стоит на месте (собачка при этом будет прощелкивать). Счетчики 14 (фиг. 110) приводятся в дви-

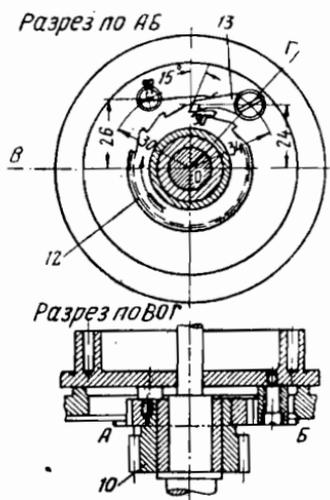


Фиг. 110. Конструкция прибора для испытания на долговечность пружин крупных размеров.

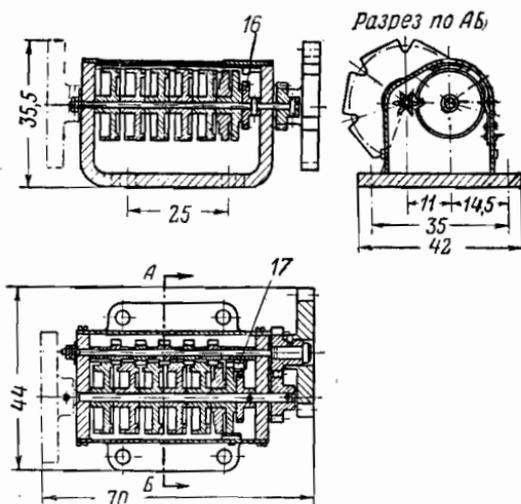
жение от корпуса для барабана 15 через мальтийский крест с передаточным числом $i=3,5$.

При спуске пружины счетчик работает только в одну сторону. Для этой цели на оси цифровых колес каждого счетчика установлен храповый механизм 16 и 17 (фиг. 112).

С момента поломки пружины счетчик перестает считать, так как барабан при спуске пружины будет стоять на месте благодаря работе другого храпового механизма 13 и 12 (фиг. 111), расположенного под каждым барабаном (фиг. 110).



Фиг. 111. Устройство храпового механизма барабана.



Фиг. 112. Механизм счетчика для подсчета количества циклов испытаний пружин.

Испытание пружины на долговечность производится в следующем порядке.

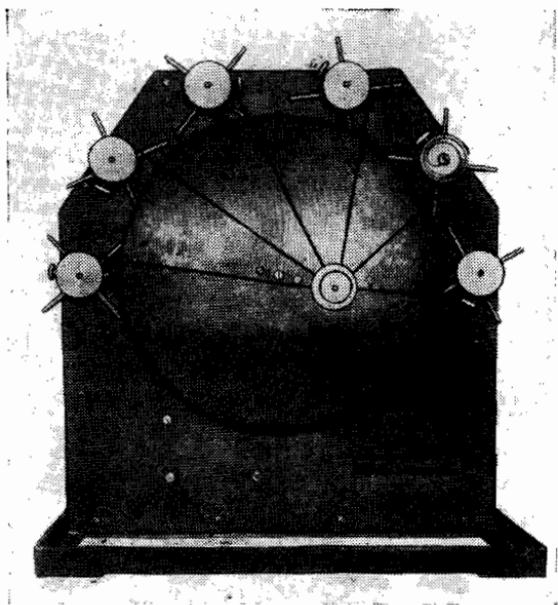
1. Барабан с пружиной вставляется в гнездо корпуса 5 и закрепляется гайкой и штифтом.
2. Пружине дается нужное предварительное поджатие поворотом от руки, и записываются начальные показания счетчиков.
3. Включается электродвигатель и производится испытание пружин на долговечность.

В 1951 г. с помощью МВТУ имени Баумана НИИСЧЕТМАШ был разработан и изготовлен специальный стенд для испытания на долговечность пружинных двигателей счетных машин. На этом стенде одновременно испытываются шесть пружин.

Вращающийся от электродвигателя диск связан тягами с испытываемыми пружинными двигателями (фиг. 113). За один полный оборот диска происходит завод и спуск всех пружин (когда первые три пружины заведены, остальные три спущены и наоборот). В случае поломки пружины специальный счетчик перестает работать и показывает то число циклов, при котором произошла поломка.

С помощью этого стенда НИИСЧЕТМАШ была изучена износоустойчивость пружинных двигателей счетных машин. Были испытаны новые пружинные двигатели улучшенных конструкций с целью максимального увеличения долговечности работы этих пружин. Работа проводилась в тесном сотрудничестве с кафедрой точного приборостроения МВТУ имени Баумана.

Итак, для комплексного испытания ленты и готовой пружины необходимо иметь следующие основные приборы:



Фиг. 113. Прибор для испытания на долговечность пружинных двигателей счетных машин.

1. Приборы для определения угла остаточной деформации пружинной ленты с учетом усадки (приборы ручной и механизированной).

На механизированном приборе по требованию заказчика можно произвести испытание образцов на долговечность при диаметре оправки, равном диаметру валика пружины.

2. Прибор для измерения момента спуска пружины на определенных оборотах заводного барабана.

3. Прибор для испытания готовых пружин на долговечность.

Среди перечисленных видов испытаний (при хорошо налаженном производстве ленты и пружин) основным должно являться испытание на угол остаточной деформации пружинной ленты на нашем приборе. Все остальные виды испытания могут применяться периодически перед контролем каждой новой партии пружин. Из этого следует, что 100%-ному контролю должны подвергаться

все рулоны пружинной ленты. Каждый рулон при приемке должен испытываться на угол остаточной деформации в трех точках (т. е. образцы должны вырезаться с концов и середины рулона). Одновременно с измерением угла остаточной деформации должен производиться замер толщины этих образцов с помощью микрометра со шкалой точностью до 0,002 мм. Для испытания готовых пружин на момент и на долговечность устанавливается выборочный контроль для каждой новой партии пружин. При этом испытанию должны быть подвергнуты по 5—10 пружин из каждой партии. Помимо указанных основных приборов для контроля и испытаний ленты и готовой пружины, необходимо иметь также лабораторный прибор для снятия диаграммы $M-\varphi$ при чистом изгибе. С помощью последнего, как известно, можно определить величину модуля упругости E для расчета пружин и более детально изучить упруго-пластические свойства материала в зависимости от его термической обработки, степени наклепа и стабилизации.

Глава V

ТЕОРИЯ СВОБОДНОЙ (НЕНАГРУЖЕННОЙ) СТАБИЛИЗИРОВАННОЙ ПРУЖИНЫ

В этой главе приводится теория свободной стабилизированной пружины, дается методика ее построения, выводится ряд важных расчетных формул, которые в дальнейшем используются в нашем проектировочном расчете пружинных двигателей.

При всяком расчете пружин очень важно знать их начальную стабилизированную форму, так как без этого невозможно создать точную теорию расчета пружин. Поэтому разработка точной теории и метода построения свободной стабилизированной пружины представляет теоретический и практический интерес. Если же к этому добавить, что в основе нашего метода контроля качества пружинной ленты по существу лежит свободная форма стабилизированной пружины, так как контроль ленты ведется по углу остаточной деформации с учетом усадки (т. е. по элементу свободной стабилизированной пружины), то станет ясной важность разрабатываемой темы.

В нашей работе было отмечено, что использование диаграммы растяжения пружинной ленты, полученной на разрывной машине для расчета и построения свободной формы стабилизированной пружины, не приводит к точным результатам, так как для нахождения радиуса свободной пружины требуется прежде всего надежная диаграмма растяжения, получение которой, к тому же сопряжено с немалыми усилиями. Кроме того, для ведения таких экспериментов требуется сложная и точная аппаратура. Диаграмма растяжения пружинной ленты снимается, во-первых, без учета влияния усадки, которая получается вследствие стабилизации пружины, во-вторых, эпюра напряжения, получаемая из диаграммы растяжения, для каждого сечения пружины строится приближенно.

Необходимо учитывать также, что значение момента, определяемого из эпюры напряжения, находится приближенным графическим интегрированием, после чего для данного значения момента M_0 находится соответствующее значение радиуса свободной

формы пружины $\rho_{св}$ при помощи известной формулы из курса сопротивления материалов

$$M_0 = EJ \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_{св}} \right),$$

откуда

$$\rho_{св} = \frac{\rho EJ}{EJ - M_0 \rho},$$

где EJ — жесткость материала;

ρ — радиус кривизны после приложения момента M_0 .

Разумеется, такой метод нахождения радиуса свободной пружины, связанный с диаграммой растяжения, не может считаться практически удобным, не говоря уже о том, что он будет весьма неточен. Поэтому в основу нашей работы положена не диаграмма растяжения пружинной ленты, а экспериментальная кривая $\bar{\Theta} - \Delta$, характеризующая упруго-пластические свойства ленты с учетом ее стабилизации.

Такую кривую, как известно, можно легко построить, пользуясь показаниями нашего прибора при испытании образцов ленты на различных оправках. Ниже будет показано, что, имея эту экспериментальную кривую и пользуясь уравнением (4.50), можно построить точную форму свободной стабилизированной (или нестабилизированной) пружины, минуя построение эпюры напряжения для каждого сечения, связанное с методом испытания пружинной ленты на растяжение.

1. ПОСТРОЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ КРИВОЙ $\bar{\Theta} - \rho$

В предыдущей главе был показан метод построения экспериментальной кривой $\bar{\Theta} - \Delta$ по показаниям цехового прибора. Однако для построения формы свободной стабилизированной пружины удобнее пользоваться не полученной экспериментальной зависимостью $\bar{\Theta} - \Delta$, а зависимостью $\bar{\Theta} - \rho$ при заданной постоянной толщине h пружины.

Эту кривую легко построить, если по оси абсцисс отложить текущие радиусы кривизны изогнутого образца вокруг оправки, отсчитанные по нейтральному слою ρ в мм, а по оси ординат — соответствующие значения углов остаточных деформаций ленты $\bar{\Theta}$ в градусах, замеренные на нашем цеховом приборе (фиг. 114).

При заданной толщине h и длине L пружины можно определить крайние размеры радиусов кривизны ленты, ограничивающих кривую $\bar{\Theta} - \rho$,

$$\rho = \rho_0 = 15h, \quad (5.1)$$

$$\rho = \rho_T = \sqrt{\frac{Lh}{\pi} + \rho_0^2}, \quad (5.2)$$

где ρ_0 — начальный радиус кривизны внутреннего упругого витка пружины на валике;

ρ_T — внешний радиус тугозаведенной пружины.

Для построения кривой $\bar{\Theta}-\rho$ находим еще средний радиус кривизны по формуле

$$\rho = \rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_0 + \rho_{\text{т}}}{2}. \quad (5.3)$$

Для приведенных значений радиусов кривизны ленты легко находить соответствующие радиусы оправок по формулам:

$$r_0 = \rho_0 - \frac{h}{2}; \quad (5.4)$$

$$r_{\text{т}} = \rho_{\text{т}} - \frac{h}{2}; \quad (5.5)$$

$$r_{\text{ср}} = \frac{\rho_0 + \rho_{\text{т}}}{2} - \frac{h}{2}. \quad (5.6)$$

Очевидно кривая $\bar{\Theta}-\rho$ может быть построена тем точнее, чем большее количество оправок может быть взято для испытания в интервале радиусов

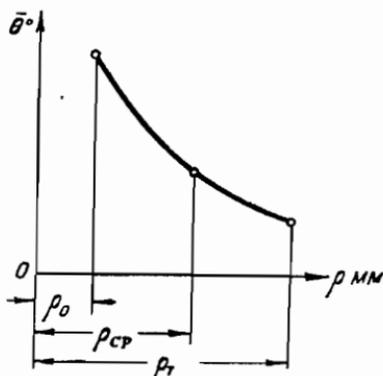
$$r_0 \leq r \leq r_{\text{т}}.$$

Для построения экспериментальных кривых $\bar{\Theta}-\rho$, как известно, наш прибор снабжен набором оправок. Если в этом наборе отсутствуют оправки точных размеров r_0 и $r_{\text{т}}$, вычисленные по формулам (5.4) и (5.5), то в этом случае из набора берется для r_0 оправка ближайшего меньшего размера, а для $r_{\text{т}}$ — оправка ближайшего большего размера.

Так выбираются примерные границы рабочего участка кривой $\bar{\Theta}-\rho$ по оси абсцисс для каждой конкретной пружины.

Что же касается радиуса оправки $r_{\text{ср}}$, то его выбирают либо по ближайшему меньшему, либо по ближайшему большему размеру оправки. Для более точного построения кривой $\bar{\Theta}-\rho$ иногда вместо одной оправки радиусом $r_{\text{ср}}$ из набора выбирают три различных оправки, отстоящие по размерам на равном расстоянии от выбранных крайних размеров оправки r_0 и $r_{\text{т}}$.

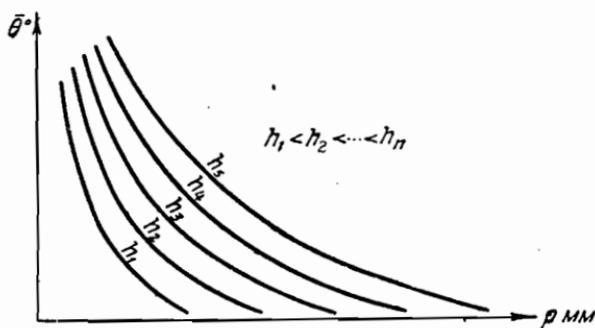
Имея такую экспериментальную кривую, можно для каждого значения ρ по кривой $\bar{\Theta}-\rho$ находить соответствующее значение $\bar{\Theta}$ и по этим данным, пользуясь формулой (4.50), вычислить величины радиусов $\rho_{\text{св}}$, а затем методом засечек строить свободную форму стабилизированной пружины, как это будет показано ниже. Однако пользоваться каждый раз экспериментальной кривой $\bar{\Theta}-\rho$ для построения свободной формы стабилизированной пружины или нахождения ее числа витков $n_{\text{св}}$ не всегда удобно. Поэтому весьма желательно форму свободной пружины или ее число витков $n_{\text{св}}$, нужное для расчета, находить по заранее выведенным аналитическим уравнениям.



Фиг. 114. Экспериментальная диаграмма $\bar{\Theta}-\rho$, полученная с помощью цехового прибора.

Для решения такой задачи необходимо иметь семейство экспериментальных кривых $\bar{\Theta}-\rho$, полученных для ленты из одного и того же материала при одинаковом термическом режиме, но при различных толщинах ленты (фиг. 115).

Оказывается, как показывает наше исследование, такое семейство экспериментальных кривых можно всегда заменить одной кривой, если ее построить в координатах $\bar{\Theta}-\Delta$, где $\Delta = \frac{h}{\rho}$ (см. фиг. 95, а, б). Разумеется, если подобрать аналитическое выражение для кривой $\bar{\Theta}-\Delta$, то оно и будет являться единым уравнением семейства экспериментальных кривых $\bar{\Theta}-\rho$.



Фиг. 115. Семейство экспериментальных кривых $\bar{\Theta}-\rho$.

Из предыдущей главы видно, что для сравнительно толстых и более пластичных материалов кривую $\bar{\Theta}-\Delta$ в интервале рабочего участка пружины

$$\Delta_0 = \frac{h}{\rho_0} \leq \Delta \leq \Delta_T = \frac{h}{\rho_T}$$

можно заменить уравнением вида

$$\bar{\Theta} = \lambda_0 + \lambda_1 \Delta + \lambda_2 \Delta^2, \quad (4.65)$$

а для сравнительно тонких и менее пластичных материалов, обладающих высоким пределом пропорциональности, — уравнением вида

$$\bar{\Theta} = \lambda_0 + \lambda_1 \Delta. \quad (4.66)$$

Заметим, что если в полученных уравнениях Δ выразить через $\frac{h}{\rho}$ и считать h величиной постоянной, то построенные кривые $\bar{\Theta}-\rho$ по этим уравнениям будут изменяться по гиперболическому закону, как это показано на фиг. 115.

Пользуясь приведенными формулами (4.65) или (4.66), ниже получим ряд важных аналитических уравнений для расчета пружин.

2. УРАВНЕНИЕ СВОБОДНОЙ СТАБИЛИЗОВАННОЙ ПРУЖИНЫ

Рассмотрим плоскую стабилизированную пружину с витками, плотно навитыми на валик (фиг. 116).

Пусть контур этого валика имеет форму спирали Архимеда с шагом, равным толщине пружины h . В этом случае ось прижатых витков будет иметь вид спирали Архимеда и, следовательно, уравнение этой оси в полярных координатах представится в виде

$$r = \rho_0 + \frac{h}{2\pi} \varphi, \quad (5.7)$$

где r — текущий радиус-вектор оси пружины в мм;

ρ_0 — начальный радиус кривизны упругой части пружины, плотно навитой на валик; этот радиус отсчитывается, как это следует из фиг. 116, от нейтрального слоя пружины;

φ — полярный угол в радианах.

Для исследования упруго-пластических свойств пружины удобно освободиться от влияния выбора системы координат. С этой целью перейдем к естественному уравнению упругой оси, выразив кривизну в функции дуги, отсчитываемой вдоль пружины от ее внутреннего конца. Для нахождения этой зависимости воспользуемся уравнением радиуса кривизны ρ , выраженного через полярный радиус-вектор r

$$\rho = \frac{\left[r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{r^2 + 2 \left(\frac{dr}{d\varphi} \right)^2 - r \frac{d^2 r}{d\varphi^2}}. \quad (5.8)$$

Пользуясь уравнением (5.7),
имеем

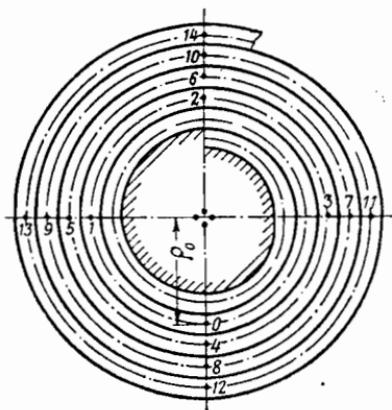
$$\frac{dr}{d\varphi} = \frac{h}{2\pi} \text{ и } \frac{d^2 r}{d\varphi^2} \approx 0.$$

Подставляя полученные значения в уравнение (5.8), получим

$$\rho = \frac{\left[r^2 + \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{r^2 + 2 \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2}.$$

или после сокращения дроби на r

$$\rho = r \frac{\left[1 + \left(\frac{h}{2\pi r} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{1 + 2 \left(\frac{h}{2\pi r} \right)^2}. \quad (5.9)$$



Фиг. 116. Плотно навитая на валик спиральная пружина.

Последнее выражение можно значительно упростить, если заметить, что величина дроби $\frac{h}{2\pi r}$, входящая в числитель и знаменатель правой части уравнения для применяемых пружин (для которых $\frac{h}{r_0} < \frac{1}{15}$), не превосходит величины $\frac{1}{94}$, а квадрат этой дроби оказывается не более величины $\frac{1}{8836}$.

Следовательно, в уравнении (5.9) можно пренебречь слагаемыми при единице и само уравнение представить в упрощенном виде

$$\rho \approx r = \rho_0 + \frac{h}{2\pi} \varphi. \quad (5.10)$$

Это равенство показывает, что для витков, прижатых к валику, текущий радиус кривизны ρ по абсолютной величине равен соответствующему текущему полярному радиусу-вектору r , даваемому формулой (5.7).

Рассмотрим элемент дуги dS одного из плотно навитых на валик витков (фиг. 117). Для этого элемента дуги можно написать известное дифференциальное соотношение

$$dS^2 = r^2 d\varphi^2 + dr^2. \quad (5.11)$$

Пользуясь уравнением (5.7), имеем

$$dr^2 = \left(\frac{h}{2\pi r}\right)^2 d\varphi^2.$$

Подставляя полученное выражение dr^2 в формулу (5.11), будем иметь

$$dS^2 = r^2 \left[1 + \left(\frac{h}{2\pi r}\right)^2 \right] d\varphi^2.$$

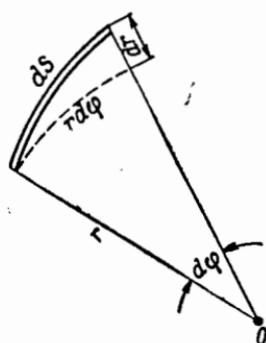
Пользуясь уже произведенной оценкой величины квадрата дроби $\frac{h}{2\pi r}$ в сравнении с единицей и пренебрегая этой малой величиной, последнюю формулу можем записать в упрощенном виде

$$dS = r d\varphi = \left(\rho_0 + \frac{h}{2\pi} \varphi\right) d\varphi. \quad (5.12)$$

Для получения уравнения связи между текущей дугой S , плотно навитых на валик витков и соответствующим полярным углом φ почленно интегрируем уравнение (5.12) и окончательно находим

$$S = \rho_0 \varphi + \frac{h}{4\pi} \varphi^2 + C.$$

Если полярный угол φ отсчитывать от внутреннего конца пружины, для которого $S=0$, то произвольная постоянная интегриро-



Фиг. 117. Элемент дуги dS плотно навитых на валик витков.

вания S будет равна нулю и последнее уравнение перепишется в виде

$$S = \rho_0 \varphi + \frac{h}{4\pi} \varphi^2. \quad (5.13)$$

Решая это уравнение относительно φ , находим

$$\varphi = \frac{2\pi}{h} \left[\sqrt{\rho_0^2 + \frac{hS}{\pi}} - \rho_0 \right]. \quad (5.14)$$

Тогда текущее значение числа плотно навитых на валик витков пружины выразится уравнением

$$n_T = \frac{\varphi}{2\pi} = \frac{1}{h} \left[\sqrt{\rho_0^2 + \frac{hS}{\pi}} - \rho_0 \right]. \quad (5.15)$$

Исключая из уравнений (5.10) и (5.14) угол φ , получим выражение радиуса кривизны ρ в функции текущей дуги S , т. е.

$$\rho = \sqrt{\rho_0^2 + \frac{hS}{\pi}}. \quad (5.16)$$

Это и есть естественное уравнение плотно навитых на валик витков пружины. Для получения же естественного уравнения свободной стабилизированной пружины воспользуемся уравнением (4.50), которое, как известно, имеет вид

$$\rho_{св} = \frac{\pi}{\Theta} \rho.$$

Подставляя в эту формулу значения $\bar{\Theta}$ из уравнения (4.65) и (4.66) соответственно, будем иметь:

а) для сравнительно толстых образцов и более пластичных материалов

$$\rho_{св} = \frac{\pi \rho^3}{\lambda_0 \rho^2 + \lambda_1 h \rho + \lambda_2 h^2}, \quad (5.17)$$

б) для сравнительно тонких и менее пластичных материалов, обладающих высоким пределом пропорциональности,

$$\rho_{св} = \frac{\pi \rho^2}{\lambda_0 \rho + \lambda_1 h}, \quad (5.18)$$

где, как уже известно, λ_0 , λ_1 и λ_2 — упруго-пластические коэффициенты, учитывающие влияние материала, его термическую обработку и стабилизацию (усадку).

Эти уравнения представляют естественные уравнения свободной стабилизированной пружины, так как радиус кривизны $\rho_{св}$ может быть выражен также в функции текущей дуги S через ρ по формуле (5.16).

3. МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ СВОБОДНОЙ ФОРМЫ СТАБИЛИЗИРОВАННОЙ ПРУЖИНЫ И ЕЕ ЭВОЛЮТЫ

Изучение свободной формы пружины показало, что она образует кривую с непрерывно меняющимися центрами кривизны. Если бы нам удалось найти ее эволюту¹, то построение точной формы пружины не вызывало бы затруднений. Вследствие незнания закона размещения центров кривизны форму свободной пружины строили обычно из одного центра, принимая радиус кривизны приближенно равным радиусу-вектору.

Такое приближение допустимо, если витки пружины туго заведены на оправке или же находятся в спущенном состоянии внутри заводного барабана; в обоих случаях шаг между витками равен постоянной толщине пружины h . Если же пружина имеет свободную форму, то подобное допущение приводит к значительным ошибкам, тем большим, чем менее стабилизирована пружина².

Для построения формы свободной стабилизированной пружины с учетом разброса центров кривизны воспользуемся экспериментальной кривой $\bar{\theta}-\rho$ или полученными нами аналитическими формулами (5.16), (5.17) или (5.18).

Задаваясь формой и размерами валика, а также толщиной h и длиной L пружины, составляем вспомогательную табл. 15; в первую графу заносим текущие радиусы плотно навитых на валик витков ρ ; во вторую графу — углы остаточных деформаций $\bar{\theta}$, снимаемые из экспериментальной диаграммы $\bar{\theta}-\rho$ или определяемые по формуле (4.65) или (4.66) по соответствующим зна-

Таблица 15

| ρ мм | $\bar{\theta}$ | | $\rho_{св}$ мм |
|--------------|------------------|------------------|-------------------|
| | град. | рад. | |
| ρ_0 | $\bar{\theta}_0$ | $\bar{\theta}_0$ | $\rho_{св_0}$ |
| ρ_1 | $\bar{\theta}_1$ | $\bar{\theta}_1$ | $\rho_{св_1}$ |
| ρ_2 | $\bar{\theta}_2$ | $\bar{\theta}_2$ | $\rho_{св_2}$ |
| ρ_3 | $\bar{\theta}_3$ | $\bar{\theta}_3$ | $\rho_{св_3}$ |
| — — — | — — | — — | — — |
| — — — | — — | — — | — — |
| — — — | — — | — — | — — |
| ρ_T | $\bar{\theta}_T$ | $\bar{\theta}_T$ | $\rho_{св. T}$ |

¹ Геометрическое место центров кривизны.

² Так как у нестабилизированной пружины внешние габариты больше, чем у стабилизированной пружины.

чениям ρ , и в третью графу — радиусы $\rho_{св}$, определяемые по формуле (4.50).

Форму свободной пружины строим со второго ее внутреннего витка, так как первый виток обычно отжигают и изгибают по радиусу валика. Форму валика берем по спирали архимеда с шагом, равным толщине пружины h .

Крайние значения радиусов кривизны пружины ρ определяются по формулам (5.1) и (5.16):

$$\rho = \rho_0 = 15h \quad \text{при} \quad S=0;$$

$$\rho = \rho_r = \sqrt{\rho_0^2 + \frac{hL}{\pi}} \quad \text{при} \quad S=L.$$

Промежуточными значениями радиусов ρ задаются так, чтобы в каждом плотно навитом витке приходилось не менее двух симметрично расположенных точек для вычисления. Разумеется, чем больше точек мы возьмем на каждом витке, тем точнее построим форму свободной пружины. Для простоты ее построения возьмем валик, состоящий из двух сопряженных полуокружностей с шагом h (фиг. 118).

В этом случае радиус кривизны ρ для промежуточных точек, лежащих на плотно навитых витках по нейтральному слою, определится по формуле

$$\rho = \rho_0 + \frac{h}{2}N, \quad (5.19)$$

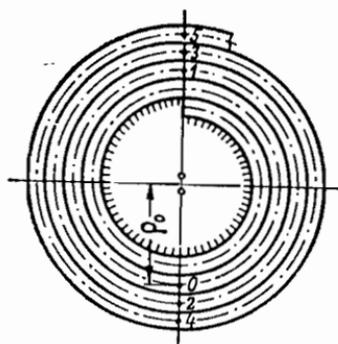
где N — номер точки на плотно навитых на валик витках, отсчитанный с внутренней упругой части пружины от радиуса ρ_0 .

Графическое построение свободной формы пружины и ее эволюты технически выполняется следующим образом.

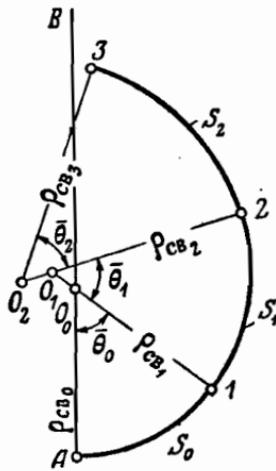
Произвольно выбирается на листе положение внутреннего конца упругой части пружины (точка A) и направление соответствующего этому участку радиуса кривизны $\rho_{св0}$ (см. луч AB на фиг. 119). Построение ведется по углам остаточных деформаций $\bar{\theta}_0, \bar{\theta}_1, \bar{\theta}_2, \bar{\theta}_3$ и т. д. методом последовательных круговых засечек.

От точки A в направлении произвольно взятой прямой AB откладываем отрезок $\rho_{св0} = AO_0$. Из полученной точки O_0 , как из центра, тем же радиусом $\rho_{св0}$ проводим дугу $S_0 = A1$ угла $\bar{\theta}_0$. Вычерчиваем положение крайнего радиуса кривизны $\rho_{св0} = 10_0$ и засекаем на продолжении этой прямой положение центра кривизны O_1 , соответствующего радиусу кривизны $\rho_{св1}$, отложенному из точки 1.

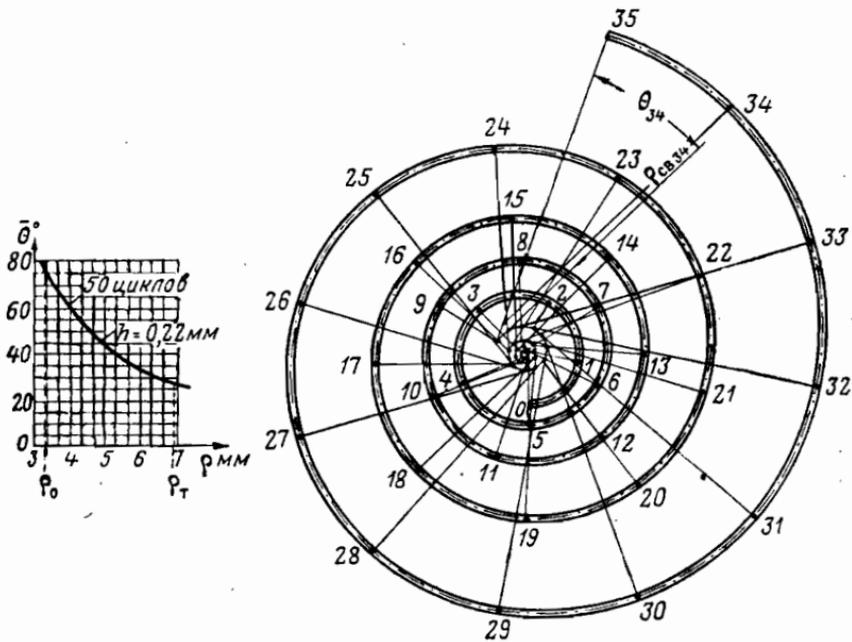
Далее из точки O_1 проводим радиусом $\rho_{св1}$ дугу $S_1 = 12$ на угле $\bar{\theta}_1$. Снова фиксируем положение крайнего радиуса кривизны



Фиг. 118. Валик, состоящий из двух сопряженных полуокружностей с шагом h .



Фиг. 119. Метод графического построения свободной формы пружины и ее эволюты.



Фиг. 120. Построение упругой части свободной стабилизированной спиральной пружины.

$\rho_{св2} = 2O_1$ и на продолжении этой прямой засекаем положение центра кривизны O_2 , откладывая радиус $\rho_{св2}$ из точки 2.

Из точки O_2 радиусом $\rho_{св2}$ проводим дугу $S_2 = 23$ на угле \bar{O}_2 и т. д. Дуги $S_0, S_1, S_2 \dots S_T$ будут давать нам свободную форму пружины, а засечки центров кривизны $O_0, O_1, O_2 \dots O_T$ — эволюту этой свободной формы, которая для спиральной пружины также будет представлять спираль, но значительно меньших размеров.

При нашем методе построения свободной формы пружины, как это видно из фиг. 119, эволюта получается непосредственно из самого построения. В основу этого метода положена равномерность круговой пластической деформации при всяком изгибе по дуге окружности, вследствие которой лента, изогнутая по дуге круга, при освобождении не восстанавливает своей первоначальной формы, а в результате остаточных деформаций принимает снова форму дуги круга определенного радиуса. Благодаря этому мы получаем возможность легко и просто строить свободную форму стабилизированной пружины с любой степенью точности, взяв для этой цели достаточно большое число промежуточных точек.

Подобный метод построения позволяет строить форму свободной пружины не только с внутреннего ее конца, как об этом уже указывалось выше, а с любой ее точки и для любого произвольно взятого ее участка.

На фиг. 120 приведена форма свободной стабилизированной пружины для карманных часов. Эта пружина изготовлена из стали марки У12А и имеет размеры $0,22 \times 2,3 \times 540$ мм.

Наложение изогнутой пружины на свою свободную форму, построенную указанным методом, дает хорошее совпадение по всему контуру упругой части пружины.

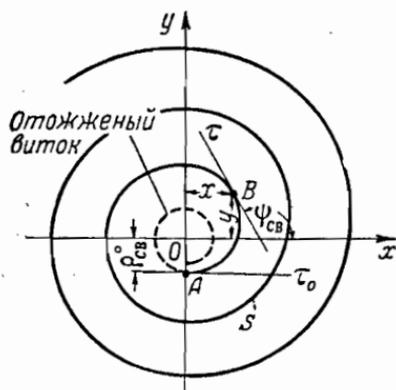
Таким образом, мы показали возможность построения точной формы свободной стабилизированной пружины с учетом размещения центров кривизны эволюты. Ниже мы покажем, каким образом должна строиться свободная форма пружины из одного центра, когда радиус кривизны $\rho_{св}$ не равен радиусу-вектору $r_{св}$.

4. МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ СВОБОДНОЙ ФОРМЫ ПРУЖИНЫ ИЗ ОДНОГО ЦЕНТРА

Из предыдущего параграфа мы видели, что любая построенная форма свободной стабилизированной пружины по радиусам кривизны имеет свою эволюту (геометрическое место центров кривизны). Поэтому всякое допущение в построении формы свободной пружины из одного центра путем приравнивания радиусов кривизны к радиусам-векторам приводит к значительным искажениям самой формы пружины.

Чтобы установить величину погрешности при подобном допущении, очевидно, необходимо иметь точную аналитическую зависимость, устанавливающую связь между радиусом-вектором и радиусом кривизны свободной стабилизированной пружины.

Для получения такой зависимости рассмотрим свободную стабилизованную пружину, причем начало координат O системы осей x и y поместим в центре кривизны отожженного конца пружины, направив при этом положительную ось y вверх, вдоль начального радиуса кривизны упругой части свободной пружины $\rho_{св}^0 = OA$. При этом положительная ось x будет направлена вправо и параллельно касательной τ , проведенной из точки A (фиг. 121). Как видно из этой фигуры, центр O начального радиуса кривизны $\rho_{св}^0$ совпадает с центром отожженного витка, прилегающего к оправке.



Фиг. 121. Схема свободной спиральной пружины к расчету.

Пусть τ — есть касательная в произвольной точке B упругой оси пружины. Обозначим через $\psi_{св}$ угол, образуемый касательной с положительным направлением оси x , а через S — дугу отрезка пружины между точками A и B . Тогда согласно принятым обозначениям мы можем написать следующие дифференциальные выражения для элемента дуги в точке B :

$$\left. \begin{aligned} \cos \psi_{св} &= \frac{dx}{dS}; \\ \sin \psi_{св} &= \frac{dy}{dS}. \end{aligned} \right\} \quad (5.20)$$

С другой стороны, из определения кривизны имеем

$$d\psi_{св} = \frac{dS}{\rho_{св}}, \quad (5.21)$$

где $\rho_{св}$ — радиус кривизны упругой оси пружины в произвольно взятой точке B .

Интегрируя почленно уравнение (5.21), находим

$$\psi_{св} = \int_0^S \frac{dS}{\rho_{св}} + C,$$

где C — постоянная интегрирования.

Обращаясь к фиг. 121, замечаем, что при $S=0$ угол $\psi_{св}=0$; поэтому постоянная интегрирования $C=0$. Следовательно, последнее соотношение окончательно может быть написано так:

$$\psi_{св} = \int_0^S \frac{dS}{\rho_{св}}. \quad (5.22)$$

Пользуясь формулами (5.16), (5.17) и (5.18), можно найти значения $\psi_{св}$ как функцию текущей длины S пружины:

а) в случае параболического закона изменения кривой $\bar{\Theta}-\Delta$ на рабочем участке

$$\psi_{св} = \int_0^S \left[\frac{\lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\rho} + \lambda_2 \left(\frac{h}{\rho} \right)^2}{\pi \rho} \right] dS; \quad (5.23)$$

б) в случае линейного закона изменения кривой $\bar{\Theta}-\Delta$ на рабочем участке

$$\psi_{св} = \int_0^S \left[\frac{\lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\rho}}{\pi \rho} \right] dS, \quad (5.24)$$

где, как известно,

$$\rho = \sqrt{\rho_0^2 + \frac{hS}{\pi}}.$$

После интегрирования полученных уравнений (5.23) и (5.24) соответственно будем иметь

$$\begin{aligned} \psi_{св} = & \frac{2\lambda_0}{h} \left(\sqrt{\rho_0^2 + \frac{hS}{\pi}} - \rho_0 \right) + \lambda_1 \ln \left(1 + \frac{hS}{\pi \rho_0^2} \right) + \\ & + 2\lambda_2 h \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\rho_0^2 + \frac{hS}{\pi}}} \right); \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$\psi_{св} = \frac{2\lambda_0}{h} \left(\sqrt{\rho_0^2 + \frac{hS}{\pi}} - \rho_0 \right) + \lambda_1 \ln \left(1 + \frac{hS}{\pi \rho_0^2} \right). \quad (5.26)$$

Подставляя полученные выражения для $\psi_{св}$ в уравнение (5.20) и решая их относительно dx и dy , будем иметь

$$\left. \begin{aligned} dx &= \cos \psi_{св} dS; \\ dy &= \sin \psi_{св} dS. \end{aligned} \right\}$$

Интегрируя почленно каждое из этих уравнений, получим

$$\left. \begin{aligned} x &= \int_0^S \cos \psi_{св} dS + C_1; \\ y &= \int_0^S \sin \psi_{св} dS + C_2, \end{aligned} \right\} \quad (5.27)$$

где C_1 и C_2 — постоянные интегрирования.

Для определения постоянных интегрирования C_1 и C_2 обратимся к фиг. 121. Из рассмотрения этой фигуры заключаем, что в точке $S=0$ координаты x и y принимают значения:

$$x=0; \quad y=-\rho_{св}^0.$$

На основании этих данных находим

$$C_1 = 0;$$

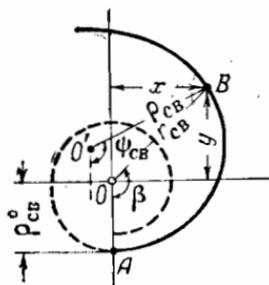
$$C_2 = -\rho_{св}^{\circ};$$

и уравнения (5.27) окончательно примут вид

$$\left. \begin{aligned} x &= \int_0^S \cos \psi_{св} dS; \\ y &= \int_0^S \sin \psi_{св} dS - \rho_{св}^{\circ}, \end{aligned} \right\} \quad (5.28)$$

где значение $\rho_{св}^{\circ}$ может быть найдено по формулам (5.17) или (5.18), если заменить в этих формулах ρ на ρ_0 .

Таковы уравнения свободной спиральной пружины в параметрической форме. Здесь роль параметра выполняет дуга S , измеряемая от точки A внутреннего конца пружины и определяющая положение текущей точки B на пружине (фиг. 121).



Фиг. 122. Связь между декартовыми и полярными координатами.

Задаваясь различными значениями дуги S и вычисляя по формулам (5.28) соответствующие значения координат x и y , можем построить в декартовых координатах точную форму свободной стабилизированной пружины.

Обозначая через $r_{св}$ и β соответственно текущий полярный радиус-вектор и полярный угол точки B (фиг. 122), мы можем уравнение свободной пружины представить в полярных координатах, воспользовавшись для этого формулами перехода от декартовых координат x, y к полярным $r_{св}$ и β .

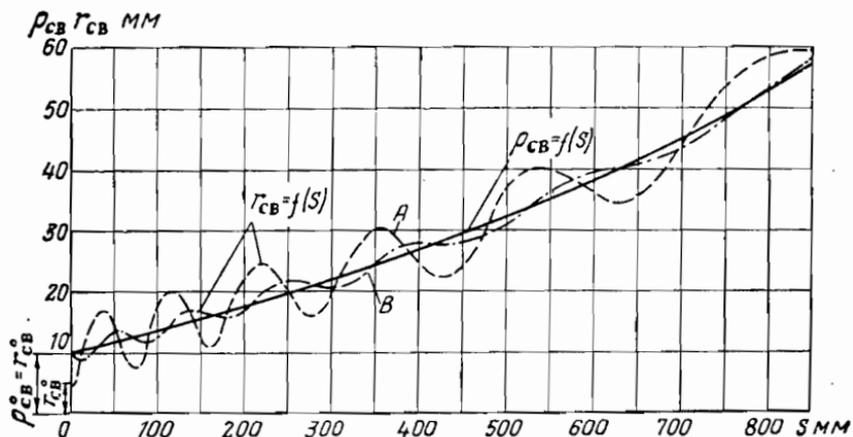
$$\left. \begin{aligned} r_{св} &= \sqrt{x^2 + y^2}, \\ \beta &= \arctg \frac{y}{x}. \end{aligned} \right\} \quad (5.29)$$

Так как x и y зависят от радиуса кривизны, то полученные формулы (5.29) выражают точную функциональную зависимость радиуса кривизны $\rho_{св}$ от радиуса-вектора $r_{св}$ свободной стабилизированной пружины.

Пользуясь этими формулами, мы можем построить точную форму свободной стабилизированной пружины из одного центра, не приравнивая при этом радиус кривизны $\rho_{св}$ к радиусу-вектору $r_{св}$.

На фиг. 123 приведены кривые зависимостей радиусов кривизны $\rho_{св}$ и радиусов-векторов $r_{св}$ от текущей длины S пружины, построенные по формулам (4.50) и (5.29) на основании экспериментальной кривой $\Theta - \rho$ (фиг. 124). Эта кривая получена для пружины размерами $0,32 \times 6,75 \times 850$ мм из стали марки ЭИ142, предназначенной для авиационных часов.

Из приведенного графика на фиг. 124 ясно видно, что кривая радиусов кривизны $\rho_{св} = f(S)$ возрастает монотонно, в то время как кривая радиусов-векторов $r_{св} = f(S)$ изменяется по сложным законам синуса или косинуса в зависимости от того, совпадает или не



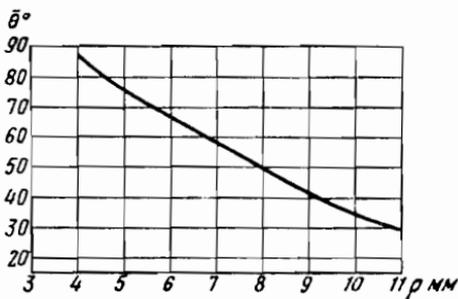
Фиг. 123. Кривые изменения радиусов кривизны $\rho_{св}$ и радиусов векторов $r_{св}$ свободной стабилизированной пружины в зависимости от ее текущей длины S при совпадении или несовпадении начальных радиусов $\rho_{св}^{\circ}$ и $r_{св}^{\circ}$.

совпадает начальный радиус кривизны $\rho_{св}^{\circ}$ с начальным радиусом-вектором $r_{св}^{\circ}$ (фиг. 125).

Если начальный радиус кривизны $\rho_{св}^{\circ}$ не совпадает с начальным радиусом-вектором $r_{св}^{\circ}$ и значительно отличается от него, как это показано на фиг. 125,а, то в данном случае кривизна $r_{св} = f(S)$ изменяется, как это видно на фиг. 124, по закону косинуса с переменным периодом. На практике это наблюдается при резком переходе от отоженной части внутреннего витка к упругой, при котором очень часто происходит поломка пружины.

Если же начальный радиус кривизны $\rho_{св}^{\circ}$ совпадает с радиусом-вектором $r_{св}^{\circ}$, то в таком случае кривая $r_{св} = f(S)$ изменяется по закону синуса также с переменным периодом. Величина амплитуды колебания у этой кривой получается в несколько раз меньше, чем в первом случае.

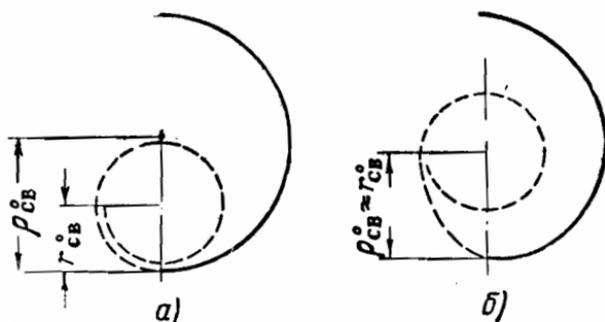
Практически можно достигнуть близкого совпадения начальных радиусов $\rho_{св}^{\circ}$ и $r_{св}^{\circ}$ подбором длины переходной части внутреннего



Фиг. 124. Экспериментальная диаграмма $\bar{\theta} - \rho$ для пружинной ленты авиационных часов.

отожженного витка. При этом переход от отоженной части к упругой должен совершаться постепенно.

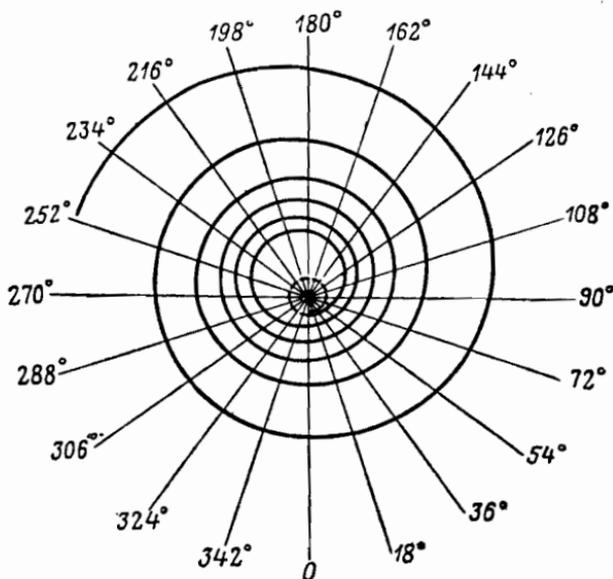
Опыты показывают, что при длине перехода, равной половине внутреннего витка $\pi\rho_0$, после стабилизации пружины получается



Фиг. 125. Внутренний отоженный виток свободной спиральной пружины.

а—при несовпадении начальных радиусов ρ_{cb}^0 и r_{cb}^0 ; б—при их примерном совпадении.

близкое совпадение центров начальных радиусов ρ_{cb}^0 и r_{cb}^0 . На фиг. 126 представлена свободная форма часовой пружины, построенная по кривой $r_{cb}=f(S)$, изменяющейся по закону косинуса



Фиг. 126. Точное построение свободной формы пружины из одного центра.

(фиг. 124). Как видно из этого графика, начальный радиус кривизны ρ_{cb}^0 по своей величине примерно в два раза отличается от на-

чального радиуса-вектора $r_{св}^{\circ}$. Поэтому на фиг. 126 все витки таковой свободной пружины получаются смещенными относительно полюса.

Если подобную свободную пружину вложить в заводной барабан и внутренний конец ее надеть на валик, то первые внутренние свободные витки, не прижатые к стенке барабана, будут находиться под некоторым натяжением вследствие несовпадения начальных радиусов $\rho_{св}^{\circ}$ и $r_{св}^{\circ}$. Чтобы избежать этого, следует, как указывалось выше, правильно производить отжиг внутреннего конца пружины.

Из представленного графика фиг. 124 также видно, что величина относительной ошибки по абсолютной величине, получаемая при построении свободной пружины из одного центра, на случай приравнивания радиуса кривизны к радиусу-вектору, весьма существенна. Для случая совпадения центров начальных радиусов $\rho_{св}^{\circ}$ и $r_{св}^{\circ}$ эта ошибка колеблется от 16 до 3⁰/₀, а для случая несовпадения центров, как показано на фиг. 124, относительная ошибка колеблется в пределах от 50 до 10⁰/₀ с последующим убыванием от внутренних витков к наружным.

Данное исследование наглядно показывает ошибочность взглядов тех авторов, которые считают, что можно без существенной ошибки построить свободную форму пружины из одного центра, приравняв радиус кривизны $\rho_{св}$ к радиусу-вектору $r_{св}$.

5. ВЫВОД ФОРМУЛЫ ДЛЯ ТОЧНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧИСЛА ВИТКОВ СВОБОДНОЙ СТАБИЛИЗИРОВАННОЙ ПРУЖИНЫ

Характерной особенностью нашего прибора является то, что на нем изгиб образца ленты происходит, как на это указывалось выше, по дуге круга, безотносительно к тому, в упругой или пластической зонах протекает процесс деформации. Поэтому все поперечные сечения образца работают в одинаковых условиях и, следовательно, повсеместно приобретают в процессе изгиба одинаковое изменение кривизны.

Возьмем прямую ленту длиной l_1 . Закрепим один ее конец так, чтобы она в недеформированном состоянии соприкасалась с образующей оправки нашего прибора. Изогнем ее по дуге круга (на оправке) радиуса ρ на угол $\alpha = \pi$, а затем предоставим самой себе. Очевидно, лента, получившая в результате изгиба остаточную деформацию, не стремится разогнуться до своей первоначальной формы, а согласно круговому свойству примет форму дуги круга радиуса $\rho_{св}$ (см. фиг. 88).

Так как длина изогнутой части образца ленты на оправке S , отсчитанная по нейтральному слою, остается неизменной и после освобождения, то в этом случае будем иметь

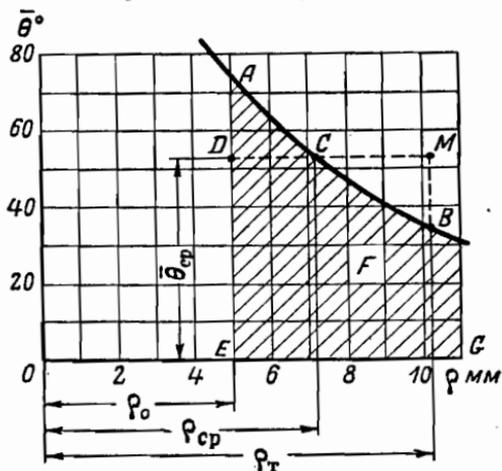
$$S = \rho\pi = \rho_{св}\bar{\theta},$$

откуда получаем известную формулу

$$\rho_{св} = \frac{\pi}{\bar{\theta}} \rho.$$

Как было уже отмечено выше, эта формула определяет точечное значение радиуса кривизны свободной стабилизированной пружины и представляет основное уравнение нашего прибора. Воспользуемся этим уравнением для вывода формулы $n_{св}$.

Испытание пружинной ленты на нашем приборе до ее стабилизации представляет собой операцию, аналогичную стабилизации пружины. Поэтому свободная форма стабилизированной пружины может определяться суммой бесконечного числа опытов, произведенных на нашем приборе при различных диаметрах оправки (см. кривую $\bar{\theta}-\rho$ на фиг. 127).



Фиг. 127. Диаграмма $\bar{\theta}-\rho$ к расчету.

Тогда для пружины в целом угол $\psi_{св}$ будет представлять суммарный угол $\bar{\theta}$, образованный в результате как бы обкатки касательной по всей длине S нейтральной линии свободной формы пружины. Математически это выразится известным уравнением (5.22)

Тогда для пружины в целом угол $\psi_{св}$ будет представлять суммарный угол $\bar{\theta}$, образованный в результате как бы обкатки касательной по всей длине S нейтральной линии свободной формы пружины. Математически это выразится известным уравнением (5.22)

$$\psi_{св} = \int_0^S \frac{dS}{\rho_{св}} = \int_0^S \frac{\bar{\theta} dS}{\pi \rho}$$

Из этого выражения ясно видно, что угол $\psi_{св}$ не зависит от места нахождения центра кривизны дуги dS .

Для туго навитой на оправку ленты можем написать

$$\pi \rho^2 - \pi \rho_0^2 = Sh, \quad (5.30)$$

где ρ_0 — начальный радиус туго навитой на оправку ленты, отсчитанный по нейтральному ее слою;

ρ — текущий радиус туго навитой на оправку ленты, отсчитанный также по нейтральному ее слою;

S — текущая длина;

h — толщина ленты.

После дифференцирования правой и левой частей этого уравнения будем иметь

$$dS = \frac{2\pi\rho}{h} d\rho.$$

Подставляя полученное выражение dS в уравнение (5.22) и заменяя пределы интегрирования

$$\rho = \rho_0 \text{ вместо } S=0;$$

$$\rho = \rho_T \text{ вместо } S=L,$$

где L — длина пружины;

ρ_T — радиус туго навитой на валик пружины, получим

$$\psi_{св} = \frac{2}{h} \int_{\rho_0}^{\rho_T} \bar{\Theta} d\rho. \quad (5.31)$$

Зная величину угла $\psi_{св}$, можем легко определить число витков свободной формы стабилизированной пружины по формуле

$$n_{св} = \frac{\psi_{св}}{2\pi} = \frac{1}{\pi h} \int_{\rho_0}^{\rho_T} \bar{\Theta} d\rho. \quad (5.32)$$

Но $\int_{\rho_0}^{\rho_T} \bar{\Theta} d\rho$ представляет собой площадь криволинейной фигуры $ABGE$, ограниченной радиусами ρ_0 и ρ_T , которую мы обозначим буквой F (см. фиг. 127).

Для удобства вычисления $n_{св}$ целесообразно заменить площадь F равновеликой ей площадью прямоугольника со сторонами

$$(\rho_T - \rho_0) \bar{\Theta}_{ср}.$$

Эту замену можно произвести с достаточной степенью точности без планиметрирования площади F .

Таким образом, будем иметь

$$n_{св} = \frac{F}{\pi h} = \frac{\rho_T - \rho_0}{\pi h} \bar{\Theta}_{ср}, \quad (5.33)$$

где $\bar{\Theta}_{ср}$ — среднее значение угла остаточной деформации, которое соответствует ординате равновеликого прямоугольника $DMGE$.

Заменяя в полученной формуле (5.33) отношение $\frac{\rho_T - \rho_0}{h}$ через число витков туго навитой на валик пружины n_T , получим окончательно

$$\boxed{n_{св} = \frac{n_T}{\pi} \bar{\Theta}_{ср}}. \quad (5.34)$$

Эта формула позволяет по полученной на нашем приборе экспериментальной кривой $\bar{\Theta} - \rho$ и заданным h и L пружины находить точное значение числа витков свободной стабилизированной пружины $n_{св}$.

Этой формулой впервые устанавливается точная аналитическая зависимость между числом свободных витков пружины $n_{св}$ и углом остаточной деформации $\bar{\Theta}_{ср}$.

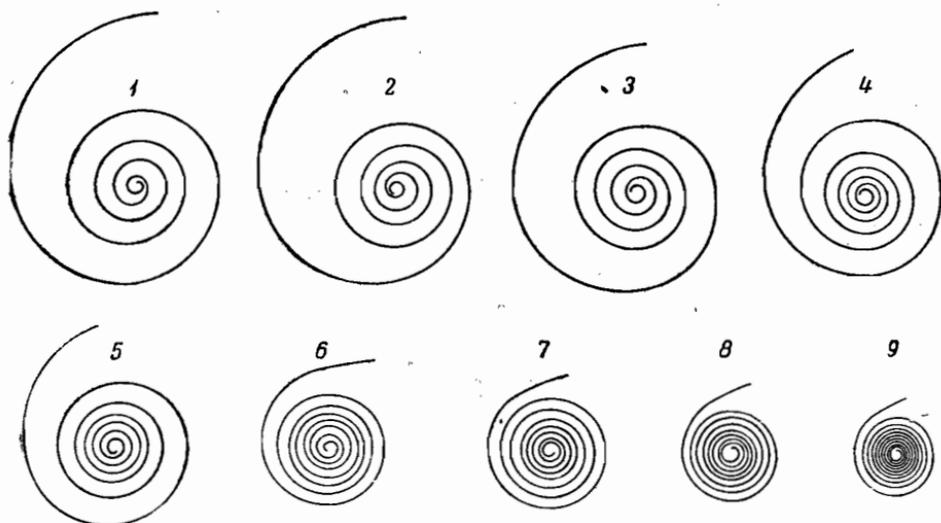
Как известно, существующие до сих пор формулы для определения $n_{св}$ теоретически не были обоснованы. Они являлись лишь эмпирическими формулами, по которым весьма приближенно опре-

делялось $n_{св}$. Так, например, проф. Ф. В. Дроздов ориентировочно считал для пружин с наиболее часто встречающимся $n_{\tau}=16 \div 20$

$$n_{св} \approx 0,533 n_{\tau}.$$

З. М. Аксельрод число витков свободной пружины определяет из уравнений

$$n_{св} = (0,38 - 0,30) n_{\tau}.$$



Фиг. 128. Влияние температуры отпуска на изменение формы пружины.

Иногда отдельные авторы рекомендуют $n_{св}$ находить по формуле

$$n_{св} = \frac{n_{\tau} \rho_{\tau}}{(2 \div 4) R},$$

где ρ_{τ} — внешний радиус тугозаведенной пружины;
 R — внутренний радиус заводного барабана.

Из приведенных эмпирических формул видно, что в вопросе определения $n_{св}$ существуют самые различные мнения.

Теоретическое и экспериментальное изучение этого вопроса показывает, что точное нахождение числа витков свободной стабилизированной пружины $n_{св}$ связано с углом остаточной деформации $\bar{\theta}_{ср}$, в котором учитывается как влияние термической обработки, так и влияние стабилизации (усадки) пружины.

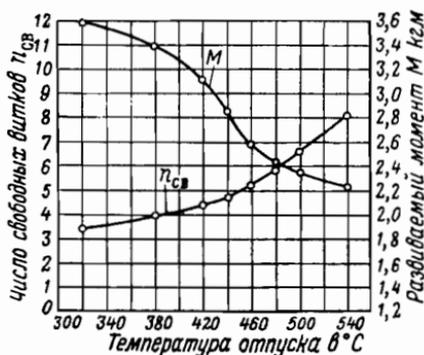
На фиг. 128 приведены отпечатки свободных форм пружин, изготовленных при различных температурах отпуска. Из этой фигуры наглядно видно сильное влияние термической обработки на форму пружины, а следовательно, и на $n_{св}$.

Так, например, из графика (фиг. 129) видно, что пружина 1, изображенная на фиг. 128, изготовлена при температуре отпуска

320° С и имеет число витков $n_{св} \approx 3,5$, тогда как пружина 9 изготовлена при температуре 540° С и имеет число витков $n_{св} \approx 8$ ¹.

При таком изменении $n_{св}$ от 3,5 до 8 витков², как это видно из графика фиг. 129, момент пружины уменьшается от 3,5 до 2,2 кгм.

Отпечатки опытных пружин, представленных на фиг. 128, засняты после 50 циклов полного завода и спуска пружин. Температура



Фиг. 129. Кривые изменения числа свободных витков и момента пружины в зависимости от температуры отпуска.

нагревательной печи при изготовлении этих опытных образцов пружинной ленты равнялась 880° С.

Так как момент всей пружины выражается только через $\bar{\theta}_{ср}$ [см. формулы (6.53) и (6.54)], то очень важно для проектировочного расчета пружин получить аналитическое выражение $\bar{\theta}_{ср}$, чтобы не прибегать каждый раз к опытным кривым $\bar{\theta}-\rho$. Эта задача решается при наличии уравнения семейства экспериментальных кривых $\bar{\theta}-\rho$.

Так как такие уравнения нами уже получены, то можно перейти к выводу уравнения для определения $\bar{\theta}_{ср}$.

6. УРАВНЕНИЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛА ОСТАТОЧНОЙ ДЕФОРМАЦИИ $\bar{\theta}_{ср}$

Для вывода уравнения угла остаточной деформации $\bar{\theta}_{ср}$ воспользуемся равенством (5.33). Решая это равенство относительно $\bar{\theta}_{ср}$, будем иметь

$$\bar{\theta}_{ср} = \frac{F}{\rho_T - \rho_0},$$

¹ Пружины 2—8 (см. фиг. 128) изготовлены при промежуточных температурах отпуска.

² Число витков $n_{св}$ подсчитано нами без учета внутреннего отожженного витка с переходом.

где, как известно, F — заштрихованная площадь экспериментальной кривой $\bar{\Theta} - \rho$, ограниченная по оси абсцисс радиусами ρ_0 и ρ_T (см. фиг. 127).

Выше было показано, что эта площадь может быть представлена интегралом вида

$$F = \int_{\rho_0}^{\rho_T} \bar{\Theta} d\rho.$$

Подставляя в это выражение значение $\bar{\Theta}$ из уравнения (4.65) или (4.66) и интегрируя, получим:

а) для случая параболической зависимости кривой $\bar{\Theta} - \Delta$ на рабочем участке

$$F = \lambda_0 (\rho_T - \rho_0) + \lambda_1 h \ln \frac{\rho_T}{\rho_0} + \lambda_2 h^3 \frac{(\rho_T - \rho_0)}{\rho_T \rho_0}; \quad (5.36)$$

б) для случая линейной зависимости кривой $\bar{\Theta} - \Delta$ на рабочем участке

$$F = \lambda_0 (\rho_T - \rho_0) + \lambda_1 h \ln \frac{\rho_T}{\rho_0}. \quad (5.37)$$

Подставляя полученные выражения F в уравнение (5.35) и учитывая при этом, что

$$\rho_0 = mh, \quad (2.3)$$

$$\rho_T = \rho_0 + n_T h = (m + n_T) h, \quad (5.38)$$

получим соответственно для случая параболической зависимости кривой $\bar{\Theta} - \Delta$

$$\bar{\Theta}_{\text{ср}} = \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n_T} \ln \frac{n_T + m}{m} + \frac{\lambda_2}{(n_T + m)m} \quad (5.39)$$

и для случая линейной зависимости кривой $\bar{\Theta} - \Delta$

$$\bar{\Theta}_{\text{ср}} = \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n_T} \ln \frac{n_T + m}{m}, \quad (5.40)$$

где m — коэффициент прочности.

Практически этот коэффициент, как известно, принимается не меньше 15.

Формулами (5.39), (5.40) и (5.34) мы будем пользоваться очень часто при проектировочном расчете пружинных двигателей.

РАБОТА СТАБИЛИЗИРОВАННОЙ ЗАВОДНОЙ ПРУЖИНЫ

В этой главе дается теория нагруженной стабилизированной пружины, рассматривается детально работа пружины в заводном барабане в зависимости от методов закрепления концов, даются основные параметры рационального унифицированного крепления наружного конца пружины, приводятся для расчета опытные коэффициенты, характеризующие влияние крепления, а также выводятся ряд важных формул для проектировочного расчета пружинных двигателей. В конце главы приводится описание различных конструкций пружинных двигателей, в том числе и фрикционных типов, применяемых в приборостроении.

1. РАБОТА ИДЕАЛЬНО НАГРУЖЕННОЙ СТАБИЛИЗИРОВАННОЙ ПРУЖИНЫ

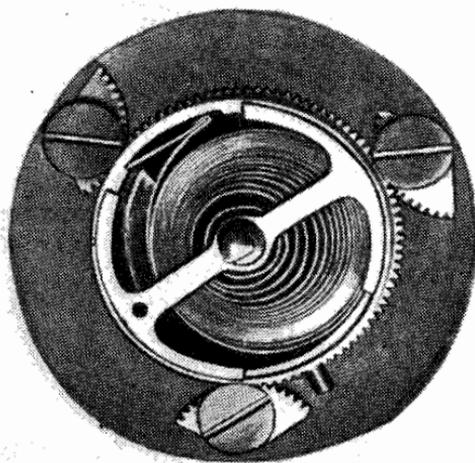
С развитием часовой техники и приборостроения практика выработала целый ряд креплений наружного конца заводной пружины. Однако, как показывают опыты, не все способы крепления оказываются одинаково полноценными.

У большинства креплений, как правило, после первых оборотов валика витки в барабане начинают располагаться эксцентрично относительно оси валика. Вследствие этого явления при дальнейшей заводке возникает сильное межвитковое давление, а следовательно, и трение, от которого значительно снижается к. п. д. пружины (фиг. 130). Неудачное крепление не только снижает к. п. д., но и в некоторых случаях является одной из причин неправильного хода часов или работы прибора. Указанные недостатки могут быть доведены до минимума или совсем устранены посредством выбора рациональной конструкции крепления.

Из сказанного ясно, какое важное практическое значение имеет правильный выбор крепления заводной пружины при проектировании точных измерительных и регистрирующих приборов.

Чтобы правильнее и полнее оценить работу каждого отдельного вида крепления, применяемого на практике, и указать не только достоинства и недостатки, но и направление конструкторской мысли, необходимо разработать эталонное крепление, с которым можно было бы производить сравнение каждого вида крепления.

Учитывая, что пружина в барабане после освобождения от плотного прилегания витков (при заводе спущенной пружины на первых оборотах) работает как свободная пружина и что при дальнейшем заводе влияние барабана не сказывается (особенно когда витки располагаются концентрично, что происходит при применении рационального крепления), можно изучить работу эталонного крепления на свободной стабилизированной пружине при ее



Фиг. 130. Неполностью заведенная спиральная пружина в барабане с V-образным креплением.

нагрузении вне барабана. С этой целью детально исследуем работу идеально нагруженной пружины (фиг. 131,а).

Эталонное крепление пружины или, как будем его называть, идеальное крепление, должно, во-первых, обеспечить максимальный к. п. д. пружины, а во-вторых, предостеречь от перенапряжений в отдельных ее витках. Этим двум требованиям всегда можно удовлетворить, если крепление наружного конца пружины сделать жестким и перемещать его беспрепятственно по направлению радиуса AB по мере завода и спуска (фиг. 131,б). При этом касательная, проведенная через точку наружного закрепления A' , все время должна оставаться перпендикулярной к радиусу $A'B$.

Здесь следует заметить, что в такой формулировке вопроса предусматривается отсутствие какого бы то ни было относительно перемещения концов пружины в направлении, перпендикулярном к радиусу $A'B$. Только при указанных условиях может соблюдаться концентричность расположения витков относительно валика пружины, не будет соприкосновения витков, а следовательно, и трения между ними.

Если крепление наружного конца A пружины осуществлено так, как указано, то по мере нагружения ее внутреннего конца B изгибающим моментом M_B она будет работать с максимальным к. п. д.; вместе с тем в ее витках не будет перенапряжения. Чтобы в этом убедиться, проведем аналитическое исследование, выбрав для этого неподвижные оси координат x и y так, как это показано на фиг. 131, т. е. направив положительную ось x по радиусу AB , а ось y — по перпендикуляру к указанному радиусу из точки A . Наряду с неподвижной системой координат рассматриваем подвижную $x'y'$, жестко связав ее начало с перемещающимся наружным концом A' пружины.

Приложим к оси валика пару с моментом M_B , которая будет закручивать нашу пружину. Эта пара должна уравновешиваться с одной стороны силой опорной реакции на оси валика, которую мы заменим двумя ее составляющими Q_B и P_B , направленными соответственно параллельно осям x и y , а с другой стороны — реактивным моментом $M_{A'}$ на внешнем конце пружины и реактивной силой, приложенной к нему, которую мы также заменим двумя ее составляющими $Q_{A'}$ и $P_{A'}$, направленными только в стороны, противоположные направлениям усилий в точке B .

Под действием приложенных сил и моментов пружина находится в равновесии. Поэтому мы можем для нее написать три уравнения равновесия статики плоской системы:

$$\sum x = Q_B - Q_{A'} = 0; \quad (6.1)$$

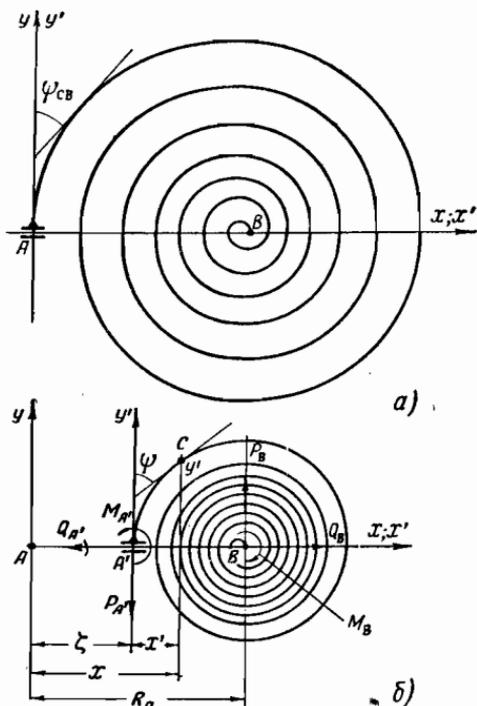
$$\sum y = P_B - P_{A'} = 0; \quad (6.2)$$

$$\sum M = M_B - M_{A'} - P_{A'}(R_0 - \zeta), \quad (6.3)$$

где ζ — смещение наружного конца пружины A' относительно своего исходного положения A .

Из первого уравнения имеем.

$$Q_B = Q_{A'}, \quad (6.4)$$



Фиг. 131. Схема нагруженной спиральной пружины к расчету.

a —до нагружения, b —после нагружения.

противоположные направлениям

т. е. горизонтальные распорные реакции равны по величине и противоположны по знаку.

Если припомнить, что крепление наружного конца предусматривает его беспрепятственное перемещение в направлении радиуса, то на основании этого можно написать уравнение

$$Q_{A'} = 0, \quad (6.5)$$

выражающее отсутствие какой бы то ни было реактивной силы сопротивления, препятствующей наружному концу A' перемещаться в направлении радиуса AB .

Но если $Q_{A'} = 0$, то на основании соотношения (6.4) имеем также

$$Q_B = 0. \quad (6.6)$$

Таким образом, благодаря беспрепятственному перемещению наружного конца вдоль радиуса $A'B$ горизонтальные распорные реакции исчезают. Следовательно, первое условие идеального крепления, состоящее в том, что наружный конец пружины может свободно перемещаться в направлении радиуса AB , аналитически свелось к тому, что обе реактивные силы $Q_{A'}$ и Q_B порознь равны нулю.

Из уравнения (6.2) имеем далее

$$P_{A'} = P_B, \quad (6.7)$$

т. е. вертикальные составляющие реактивных сил, препятствующие вертикальному смещению концов пружины, равно противоположны между собой.

Наконец, из уравнения (6.3) находим

$$M_{A'} = M_B - P_{A'}(R_0 - \zeta). \quad (6.8)$$

Рассматривая правую часть этого выражения, заключаем, что момент заделки $M_{A'}$ наружного конца не больше вращающего момента M_B на оси валика. Их равенство возможно только в том случае (исключая неинтересный случай, когда $\zeta = R_0$), если $P_{A'} = 0$.

Мы покажем, пользуясь теоремой Кастильяно, что благодаря отсутствию взаимных перемещений концов пружины в перпендикулярном к радиусу AB направлении для многovitковой пружины силы $P_{A'}$ и P_B исчезающе малы и практически их можно принять равными нулю. Тогда, отбрасывая второй член в формуле (6.8) как равный нулю, получаем

$$M_{A'} = M_B, \quad (6.9)$$

т. е. момент на оси валика равен моменту заделки наружного конца.

Для доказательства изложенного проведем произвольное сечение C , разделяющее пружину на две части, и мысленно отбросим одну из этих частей, например, правую, заменив при этом действие отброшенной части на оставшуюся эквивалентной системой сил.

Эта система приводится к перерезывающей силе P_B и к сумме изгибающих моментов M_B и $P_B(R_0 - x)$, приложенных в рассматриваемом сечении.

Таким образом, изгибающий момент M_C , приложенный в сечении C , запишется в виде

$$M_C = M_B - P_B(R_0 - x). \quad (6.10)$$

Заметим, что действие момента M_B будет одинаково по всей длине пружины, так как при переходе от одного сечения пружины к другому ни величина, ни направление момента M_B не меняются. Действие постоянного момента M_B сводится к одинаковому увеличению кривизны пружины. Иное действие на изогнутую ось пружины оказывает момент $P_B(R_0 - x)$. Действие этого момента на различные сечения пружины не одинаково и меняется в зависимости от координаты x .

Таким образом, наличие момента $P_B(R_0 - x)$ приводит к нарушению концентричности витков и вместе с этим к перенапряжению в отдельных их элементах.

Как было ранее сказано, идеальное крепление предусматривает отсутствие относительного перемещения концов пружины в направлении, перпендикулярном к радиусу $A'B$, что конструктивно сводится к тому, что оба конца пружины по мере завода и спуска должны находиться все время на текущем радиусе $A'B$ (см. фиг. 131,б).

Следовательно, если через $\delta_B^{P_B}$ обозначить вертикальное смещение внутреннего конца B пружины под действием силы P_B , то будем иметь

$$\delta_B^{P_B} = 0. \quad (6.11)$$

Чтобы развернуть это уравнение, выразим смещение $\delta_B^{P_B}$ через интеграл энергии, пользуясь теоремой Кастильяно, и приравняем его к нулю. Так, имея для потенциальной энергии U изогнутой оси пружины известное выражение вида

$$U = \frac{1}{2EJ} \int_0^L M_C^2 dS \quad (6.12)$$

и применяя теорему Кастильяно, находим

$$\delta_B^{P_B} = \frac{dU}{dP_B} = \frac{1}{EJ} \int_0^L M_C \frac{\partial M_C}{\partial P_B} dS, \quad (6.13)$$

где EJ — жесткость пружины на изгиб;

L — длина пружины.

Принимая во внимание, что по условию (6.11) $\delta_B^P = 0$, исходя из соотношения (6.13), можно написать следующее новое уравнение:

$$\int_0^L M_C \frac{\partial M_C}{\partial P_B} dS = 0. \quad (6.14)$$

Припоминая, что

$$M_C = M_B - P_B(R_0 - x)$$

и замечая, что

$$\frac{\partial M_C}{\partial P_B} = -(R_0 - x),$$

уравнение (6.14) можно записать следующим образом

$$M_B \int_0^L (R_0 - x) dS - P_B \int_0^L (R_0 - x)^2 dS = 0. \quad (6.15)$$

Оба интеграла, входящие в эту формулу в качестве коэффициентов при M_B и P_B , имеют простой геометрический смысл; так, интеграл $\int_0^L (R_0 - x) dS$ представляет собой статический момент осевой линии пружины относительно вертикали, проходящей через ось валика, а интеграл $\int_0^L (R_0 - x)^2 dS$ — обычный момент инерции осевой линии пружины относительно той же вертикали.

Если обозначить $\eta_{ц.т.}$ расстояние центра тяжести осевой линии пружины до оси валика, то для первого интеграла можем написать известное соотношение статики

$$\int_0^L (R_0 - x) dS = L \eta_{ц.т.} \quad (6.16)$$

Для многovitковой пружины с малым шагом можно принять без значительной ошибки, что она состоит из системы концентрических колец с центром на оси валика B . Но для такой системы колец центр тяжести будет совпадать с осью валика и, следовательно, расстояние $\eta_{ц.т.}$ должно равняться нулю.

Таким образом, имеем

$$\int_0^L (R_0 - x) dS = L \eta_{ц.т.} \approx 0, \quad (6.17)$$

и тогда уравнение (6.15) сильно упрощается и принимает вид

$$P_B \int_0^L (R_0 - x)^2 dS = 0. \quad (6.18)$$

Здесь произведение двух множителей обращается в нуль. Но легко видеть, что интеграл не может равняться нулю. Это следует

из того, что ядро интеграла представляет собой существенно положительную величину. Следовательно, для того, чтобы произведение (6.18) обращалось в нуль, необходимо, чтобы

$$P_B = 0. \quad (6.19)$$

Припоминая равенство (6.7), т. е. что $P_{A'} = P_B$, на основании уравнения (6.19) можем написать:

$$P_{A'} = 0. \quad (6.20)$$

Обращаясь к формуле (6.10), дающей изгибающий момент M_C в произвольном сечении нагруженной пружины и принимая во внимание выражение (6.19), получаем

$$M_C = M_B, \quad (6.21)$$

т. е. изгибающий момент вдоль изогнутой оси пружины есть величина постоянная, равная крутящему моменту на оси валика.

Но если вдоль изогнутой оси действует постоянный изгибающий момент, то пружина находится в состоянии чистого изгиба. Отсюда следует, что описанное выше идеальное крепление действительно создает условие для чистого изгиба пружины и поэтому может быть принято за эталонное.

Таким образом, нами показано, что в случае эталонного (идеального) крепления пружина находится в состоянии чистого изгиба и действующий вдоль всей ее длины постоянный изгибающий момент равен моменту на оси валика.

Теперь легко дать оценку напряжениям, возникшим в пружине. Не трудно видеть, что напряжения не могут превзойти величины

$$\sigma_{\max} = \frac{M_B}{W} \quad (6.22)$$

и для отсутствия перенапряжений достаточно потребовать, чтобы момент на оси валика удовлетворял условию прочности:

$$\frac{M_B}{W} \leq \sigma_{\text{доп}}, \quad (6.23)$$

где W — момент сопротивления пружины, равный $\frac{2J}{h}$ или же $\frac{bh^2}{6}$.

Для угла закручивания ψ пружины имеется известная формула сопротивления материалов

$$\psi = \frac{1}{EJ} \int_0^L M_C dS. \quad (6.24)$$

Для случая идеального нагружения при $M_C = M_B$ после интегрирования выражения (6.24) получим окончательно

$$\psi = \frac{M_B L}{EJ}. \quad (6.25)$$

Легко также теперь установить, что при идеальном нагружении пружина работает с максимальным к. п. д. Для этого достаточно показать, что при идеальном нагружении пружина аккумулирует максимум потенциальной энергии деформации.

Действительно, обозначая через $\sigma_{\text{доп}}$ допускаемое напряжение и предполагая, что оно нигде не превзойдено, имеем на основании формулы (6.22)

$$M_{B \text{ max}} = \sigma_{\text{доп}} W. \quad (6.26)$$

На основании формул (6.26) и (6.25) имеем также.

$$\psi_{\text{max}} = \frac{M_{B \text{ max}} L}{EJ} = \sigma_{\text{доп}} \frac{2L}{Eh}. \quad (6.27)$$

Из этих двух формул находим максимальную энергию, поглощенную пружиной, т. е. максимальную работу деформации или, что одно и то же, потенциальную энергию

$$U_{\text{max}} = \frac{1}{2} M_{B \text{ max}} \psi_{\text{max}} = \sigma_{\text{доп}}^2 \frac{hbL}{6E} = \frac{\sigma_{\text{доп}}^2 v}{6E}, \quad (6.28)$$

где $v = hbL$ — объем пружины;

h — толщина;

b — ширина пружины.

Из формулы (6.28) устанавливаем, что только идеальное нагружение пружины, обуславливающее постоянный изгибающий момент вдоль всей длины L пружины, обеспечивает максимальный к. п. д.

Ни в коем случае нельзя отождествлять рассматриваемый случай со случаем, когда наружный конец пружины жестко закреплен и не имеет свободного перемещения по направлению радиуса. Здесь первое условие идеального нагружения нарушено, и мы в этом случае будем иметь энергию, не равную $\frac{\sigma_{\text{доп}}^2 v}{6E}$, а гораздо меньшую вследствие эксцентрического расположения витков, порождающего межвитковое трение. Это подчеркивается для того, чтобы было ясно, что не при всяком жестком креплении наружного конца пружины энергия может быть вычислена по формуле (6.28).

2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ИЗОГНУТОЙ ОСИ НАГРУЖЕННОЙ ПРУЖИНЫ

Для составления дифференциального уравнения изогнутой оси нагруженной пружины воспользуемся вариационным принципом механики.

Замечая, что нагруженная пружина после каждого оборота валика находится в устойчивом равновесии и ее потенциальная энергия принимает минимальное значение, можно при известных крайних и кинематических условиях задачи найти уравнение изогнутой

оси $\psi = \psi(S)$ пружины как функцию, реализующую минимум интеграла энергии

$$U = \int \frac{EJ}{2} [\dot{\psi} - \dot{\psi}_{св}]^2 dS. \quad (6.29)$$

Поскольку идеально нагруженная пружина представляет наибольший практический интерес для изучения, так как такая пружина работает без трения между витками, обеспечивает самую максимальную потенциальную энергию и плавную кривую спуска, то для этого наиболее общего случая и составим дифференциальное уравнение нагруженной оси.

Придерживаясь обозначений, изображенных на фиг. 131, напишем следующие краевые условия задачи:

$$\psi(0) = \psi_{св}(0) = 0 \quad \text{при } S=0; \quad (6.30)$$

$$EJ[\dot{\psi}(L) - \dot{\psi}_{св}(L)] = M_B \quad \text{при } S=L. \quad (6.31)$$

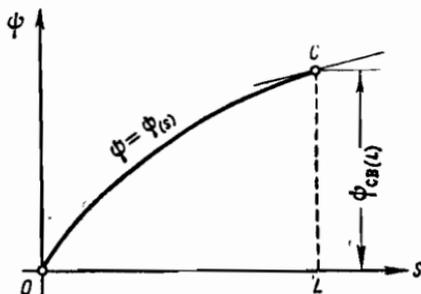
Первое краевое условие показывает, что касательная, проведенная к наружному концу пружины, остается все время перпендикулярной к текущему радиусу $A'B$.

Второе краевое условие устанавливает связь между крутящим моментом на оси валика и соответствующим этому моменту изменением кривизны на внутреннем конце пружины.

Кинематические условия связи могут быть записаны в следующем виде:

$$\int_0^L \sin \psi dS = 0; \quad (6.32)$$

$$\int_0^L \cos \psi dS = R_0 - \zeta. \quad (6.33)$$



Фиг. 132. Зависимость угловой деформации ψ нагруженной пружины от ее текущей длины S .

Первое из этих условий выражает проекцию изогнутой оси пружины на ось y , а второе — перемещение наружного конца, происходящее под действием приложенного момента на оси валика M_B .

Дадим геометрическую интерпретацию решаемой задачи.

Для этого представим искомую функцию $\psi = \psi(S)$ на плоскости (ψ, S) , как показано на фиг. 132. Эта функция изобразится в виде некоторой кривой, один конец которой проходит через начало координат $(0, 0)$, а другой скользит по вертикали в точке $S=L$ и имеет касательную заданного направления, определяемого краевым условием (6.31).

С целью нахождения функции $\psi = \psi(S)$, реализующей минимум интеграла (6.29), напишем выражение для функции Лагранжа

$$F = \frac{EJ}{2} [\dot{\psi} - \dot{\psi}_{св}]^2 + \lambda \sin \psi. \quad (6.34)$$

Тогда уравнение Эйлера для рассматриваемой изопериметрической задачи¹ будет иметь вид

$$\frac{d}{dS} \left(\frac{\partial F}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial F}{\partial \psi} = 0. \quad (6.35)$$

Замечая, что

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial \dot{\psi}} &= EJ [\dot{\psi} - \dot{\psi}_{св}], \\ \frac{d}{dS} \left(\frac{\partial F}{\partial \dot{\psi}} \right) &= EJ [\ddot{\psi} - \ddot{\psi}_{св}], \\ \frac{\partial F}{\partial \psi} &= \lambda \cos \psi, \end{aligned}$$

приведенное уравнение Эйлера переписывается в виде

$$EJ [\ddot{\psi} - \ddot{\psi}_{св}] - \lambda \cos \psi = 0$$

или

$$\boxed{\ddot{\psi} - \frac{\lambda}{EJ} \cos \psi = \ddot{\psi}_{св}.} \quad (6.36)$$

Это и есть искомое дифференциальное уравнение упругой оси нагруженной пружины. Полученное уравнение является нелинейным, и общее его решение не найдено.

С точки зрения механических аналогий уравнение (6.36) нагруженной пружины представляет собой уравнение вынужденных колебаний большой амплитуды физического маятника. Исходя из этого можно провести в случае необходимости аналогию между явлением нагружения пружины и законами колебания упомянутого маятника.

Несмотря на то, что в общем случае уравнение (6.36) не решается, однако для интересующей нас задачи оно упрощается и становится интегрируемым. В самом деле, по физическому смыслу коэффициент λ в уравнении (6.36) пропорционален опорной реакции на наружном конце.

Так как для многовитковой идеально-нагруженной пружины опорные реакции равны нулю, то и коэффициент λ равен нулю. И в этом случае полученное уравнение (6.36) запишется в наиболее простейшем виде

$$\ddot{\psi} = \ddot{\psi}_{св}.$$

Интегрируя его первый раз, получим

$$\dot{\psi} = \dot{\psi}_{св} + C_1$$

или

$$\dot{\psi} - \dot{\psi}_{св} = C_1. \quad (6.37)$$

¹ Р. Курант и Д. Гильберт, Методы математической физики, т. 1, ГТТИ, 1934, стр. 207.

Удовлетворяя этим уравнением граничному условию (6.31), получим для постоянного интегрирования

$$C_1 = \dot{\psi}(L) - \dot{\psi}_{св}(L) = \frac{M_B}{EJ}. \quad (6.38)$$

Следовательно, уравнение (6.37) примет вид

$$\dot{\psi} - \dot{\psi}_{св} = \frac{M_B}{EJ}.$$

Интегрируя это уравнение, находим

$$\psi - \psi_{св} = \frac{M_B S}{EJ} + C_2. \quad (6.39)$$

Удовлетворяя этим уравнением краевому условию (6.30), получим для постоянного интегрирования

$$C_2 = 0. \quad (6.40)$$

Тогда уравнение (6.39) переписется окончательно в следующем виде

$$\boxed{\psi = \psi_{св} + \frac{M_B S}{EJ}}, \quad (6.41)$$

где $\psi_{св}$ определяется по формулам (5.25) и (5.26) в зависимости от текущей длины дуги S пружины.

Пользуясь полученной формулой (6.41), мы можем теперь при заданном моменте на оси валика M_B построить в декартовых координатах точную форму нагруженной пружины (эластику).

Для этого достаточно проинтегрировать известные уравнения дифференциальной геометрии, связывающие текущие координаты x' и y' с углом ψ

$$\frac{dx'}{dS} = \sin \psi,$$

$$\frac{dy'}{dS} = \cos \psi.$$

Интегрируя каждое из них, получим

$$x' = \int_0^S \sin \psi dS + C'_1; \quad (6.42)$$

$$y' = \int_0^S \cos \psi dS + C'_2. \quad (6.43)$$

Произвольные постоянные C'_1 и C'_2 находим, удовлетворяя граничным условиям в точке A' (см. фиг. 131, б) при $S=0$; $x'=0$; $y'=0$.

Чтобы удовлетворить этим условиям, следует положить $C_1' = C_2' = 0$.

Таким образом, уравнения (6.42) и (6.43) окончательно переписутся в виде

$$x' = \int_0^S \sin \psi \, dS; \quad (6.44)$$

$$y' = \int_0^S \cos \psi \, dS. \quad (6.45)$$

Полученные уравнения (6.44) и (6.45) представляют собой параметрическое уравнение изогнутой оси нагруженной пружины, выраженное в декартовых координатах, в которых роль параметра играет дуга S , отсчитываемая от точки A' .

По этим уравнениям можно построить форму нагруженной пружины.

Пользуясь уравнением (6.44), можно также определить величину перемещения наружного конца A' , происшедшего вследствие нагружения пружины моментом M_B

$$\zeta = R_0 - \int_0^L \sin \psi \, dS. \quad (6.46)$$

Желая построить точную форму нагруженной пружины в полярных координатах из одного центра, как это строили в предыдущей главе для свободной стабилизированной пружины, можем пользоваться переходными формулами от декартовых координат к полярным

$$\left. \begin{aligned} r_n &= \sqrt{(x')^2 + (y')^2}; \\ \beta &= \arctg \frac{y'}{x'}. \end{aligned} \right\} \quad (6.47)$$

Проще всего форму нагруженной пружины строить методом круговых засечек, как это мы делали, например, при построении свободной формы пружины в предыдущей главе. Для этой цели достаточно решить известную формулу сопротивления материалов

$$M_B = EJ \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_{св}} \right)$$

относительно радиуса кривизны нагруженной пружины

$$\rho = \rho_{св} + \frac{EJ}{M_B} \quad (6.48)$$

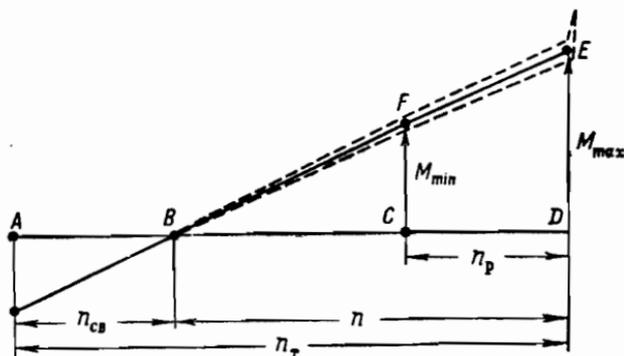
и совместным уравнением (6.41) вычислить значения как ρ , так и ψ при одном заданном значении M_B и различных значениях S ,

3. СВЯЗЬ МЕЖДУ МОМЕНТОМ СТАБИЛИЗИРОВАННОЙ ПРУЖИНЫ И УГЛОМ ОСТАТОЧНОЙ ДЕФОРМАЦИИ $\bar{\theta}_{\text{ср}}$

Решая уравнение (6.25) относительно момента пружины, будем иметь

$$M = \frac{EJ}{L} \psi = \frac{EJ}{L} 2\pi n, \quad (6.49)$$

где n — число оборотов валика, на которое необходимо закручивать пружину, чтобы получить момент M .



Фиг. 133. Диаграмма идеально-нагруженной свободной пружины.

Подставляя в последнюю формулу выражение момента инерции сечения пружины $J = \frac{bh^3}{12}$, получим

$$M = \frac{Ebh^3\pi}{6L} n. \quad (6.50)$$

Нетрудно видеть, что в последней формуле выражение, стоящее перед n , для каждой заданной пружины есть величина постоянная.

Поэтому формула (6.50), как это видно из представленной диаграммы идеально нагруженной свободной пружины (фиг. 133), представляет уравнение, изменяющееся по линейному закону. Здесь по оси ординат отложены моменты пружины, а по оси абсцисс число оборотов n пружины, отсчитываемое от точки B , которая соответствует свободной форме пружины.

На этой диаграмме линия BE представляет собой теоретическую кривую без учета межмолекулярного трения (гистерезиса). Она проходит, как это видно из диаграммы, примерно в середине пунктирно изображенной петли гистерезиса.

Согласно этой диаграмме минимальные и максимальные моменты пружины могут быть записаны в следующем виде:

$$M_{\text{min}} = \frac{Ebh^3\pi}{6L} (n_r - n_{\text{св}} - n_p), \quad (6.51)$$

$$M_{\max} = \frac{Ebh^3\pi}{6L}(n_{\tau} - n_{\text{св}}), \quad (6.52)$$

где $n_{\text{р}}$ — рабочие обороты валика пружины, отсчитанные с конца полного завода;

$n_{\text{св}}$ — число витков свободной стабилизированной пружины;

n_{τ} — число витков тугозаведенной пружины.

Заменяя в последних двух формулах $n_{\text{св}}$ своим выражением по уравнению (5.34), будем иметь

$$M_{\min} = \frac{Ebh^3\pi}{6L} \left[n_{\tau} \left(1 - \frac{\bar{\theta}_{\text{ср}}}{\pi} \right) - n_{\text{р}} \right], \quad (6.53)$$

$$M_{\max} = \frac{Ebh^3\pi n_{\tau}}{6L} \left(1 - \frac{\bar{\theta}_{\text{ср}}}{\pi} \right). \quad (6.54)$$

Полученные теоретические формулы моментов выражены через угол остаточной деформации $\bar{\theta}_{\text{ср}}$. Этот угол, как известно, проверяется на нашем цеховом приборе при контроле качества пружинной ленты.

Эти формулы в следующей главе будут использованы для проектировочного метода расчета пружинных двигателей.

4. ВЛИЯНИЕ КРЕПЛЕНИЯ НА РАБОТУ ПРУЖИНЫ

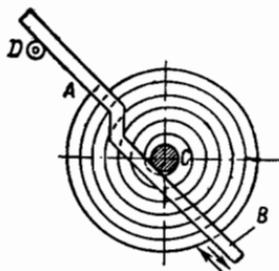
После того как теоретически было показано преимущество применения идеального крепления и была выведена основная расчетная формула момента пружины, связанная с углом остаточной деформации пружинной ленты, уместно рассмотреть возможности практического осуществления идеального крепления.

На фиг. 134 изображена пружина, наружный конец которой прикреплен к жесткой планке B в точке A . Для того чтобы планка могла передать пружине момент M в точке A , а также обеспечить в этой точке постоянное направление касательной, она должна быть нагружена противоположно направленными силами. Планка опирается одной точкой на валик C , а другой на ролик D , расположенный за точкой A . Опираясь на эти две опоры, планка сообщает требуемую пару. Таким образом, здесь выполняются оба условия идеально нагруженной пружины.

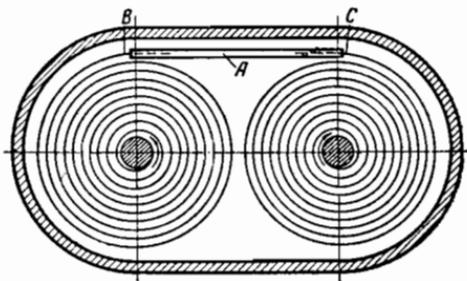
На фиг. 135 изображено устройство из двух спиральных пружин, работающих параллельно. Они соединены между собой жесткой пластиной A . Обе пружины совершенно идентичны и установлены на отдельных осях. Заводной механизм состоит из двух зубчатых колес, сцепленных между собой. Начальный диаметр этих колес равен расстоянию между осями пружин.

При заводе или спуске пластинка A свободно перемещается, причем касательная, проведенная в точках B и C , проходит вдоль пластины и остается все время перпендикулярной к вертикальным радиусам пружин.

Таким образом, каждая пружина будет нагружена по всей длине наиболее выгодным образом. Возможность поломки пружины сведена к минимуму вследствие того, что витки нигде не будут



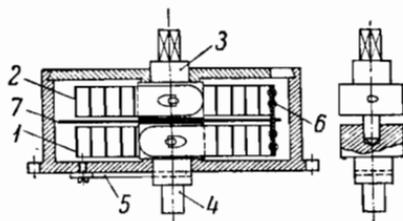
Фиг. 134. Схема идеально-нагруженной пружины с применением жесткой планки.



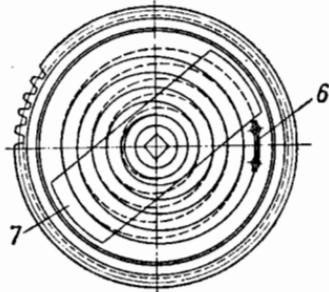
Фиг. 135. Схемa идеально-нагруженной пружины с применением двух одинаковых спиральных пружин, работающих параллельно.

перенапряжены. Кривые нагружения и спуска будут изменяться плавно, так как трения между витками не будет.

На фиг. 136 показана разновидность второй схемы идеального нагружения. Здесь каждая пружина установлена на отдельном валу. Оба вала вращаются вокруг одной и той же оси. Нижняя пружина 1 показана сплошной линией, а верхняя 2 — пунктирной. Завод пружин может осуществляться вращением валика 3, тогда валик 4, соединенный с барабаном, остается неподвижным или наоборот. Вал 4 соединен с барабаном специальным штифтом 5. Пружины по этой схеме работают последовательно.



При такой работе пружины крепление 6 движется вокруг оси барабана, причем касательная в месте крепления все время почти остается перпендикулярной к радиусу. В то время как вал верхней пружины делает один оборот, крепление 6 делает пол-оборота. Верхняя и нижняя пружины нагружены одинаково, и каждый элемент испытывает также одинаковое напряжение. Отсутствуют точки перенапряжения.



Фиг. 136. Разновидность идеального нагружения с двумя пружинами, сидящими на одной оси.

Как видно из фиг. 136, пружина заводится за валик 3, а усилие снимается с барабана через валик 4. Для того чтобы пружины не соприкасались друг с другом, между ними помещена тонкая пластина 7. Эта пластина вращается вместе с креплением 6 при заводе и при спуске.

Приведенные схемы идеального крепления Ван ден Брока все же не свободны от недостатков. Конструктивное оформление схемы, представленное на фиг. 134, будет очень сложно, так как избежать трения, возникающего между планкой *B* и роликом *D*, почти невозможно. Кроме того, перемещающаяся планка *B* выступает за барабан, что заставляет делать его неподвижным, в противном случае при вращении барабана планка задевала бы за оси.

Что касается второй схемы идеального крепления, то здесь следует отметить, во-первых, большой объем, занимаемый пружинами, во-вторых, невозможность осуществить обычную простую схему, т. е. заводить пружины через валик, а снимать усилие с барабана, так как в этом случае барабан не будет иметь круглую форму.

Относительно третьего способа идеального крепления следует сказать, что он имеет также свои недостатки.

Во-первых, практически трудно изготовить крепление с таким расчетом, чтобы плоскости витков обеих пружин оставались параллельными, так как в местах крепления наружных концов появляется пара сил, которая изменяет (перекашивает) плоскости расположения витков, прижимая последние к крышке и дну барабана.

Во-вторых, поскольку самое крепление должно быть жестким с определенным радиусом кривизны, то касательные к пружинам в точках крепления не могут все время (в начале и в конце завода) оставаться перпендикулярными к радиусам. Следовательно, практически выполнить условие идеального крепления здесь невозможно.

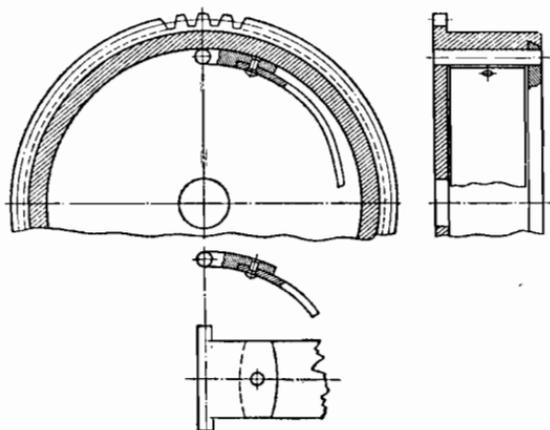
В-третьих, две пружины увеличивают габариты заводного барабана и создают более сложную конструкцию пружинного двигателя.

Из разобранных примеров следует, что конструирование пружинного двигателя с целью накопления в нем максимума энергии далеко не простое дело.

Рассмотрим теперь, насколько существующие конструкции креплений отвечают условиям работы идеально-нагруженной пружины.

Шарнирное крепление. На фиг. 137 показано Т-образное шарнирное крепление, применяемое в карманных часах и некоторых приборах. При этом креплении ни одно из условий идеально нагруженной пружины не выполняется, так как наружный конец закреплен шарнирно и не перемещается по направлению радиуса. При Т-образном шарнирном креплении после примерно 1,5—2,5 оборотов в зависимости от размеров заводной пружины витки в барабане располагаются эксцентрично относительно оси валика; вследствие этого примерно на четверти оборота от крепления возникает сильное межвитковое давление. Это в свою очередь создает значительное трение между витками, что является причиной скачков и неравномерности кривой момента, а также низкого к. п. д. При этом уменьшается величина момента спуска пружины.

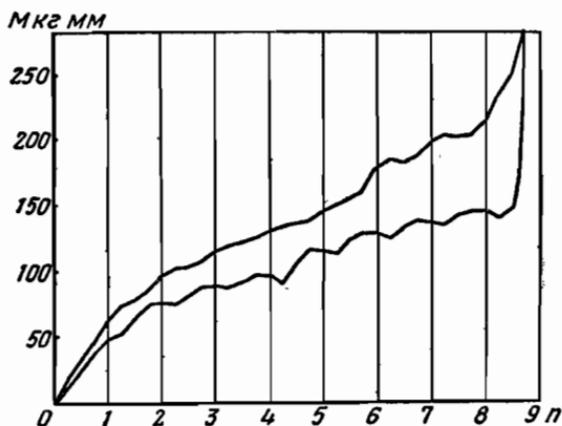
На фиг. 138 показана одна из диаграмм работы крупной заводной пружины с шарнирным креплением. Из этой диаграммы видны значительные потери от межвиткового трения и неплавное изменение кривой спуска.



Фиг. 137. Т-образное шарнирное крепление.

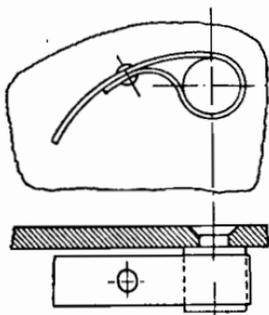
Таким образом, следует считать, что применение рассматриваемого крепления в точных и особо ответственных механизмах нерационально.

На фиг. 139 показано шарнирное крепление, применяемое в будильниках и в некоторых приборах.

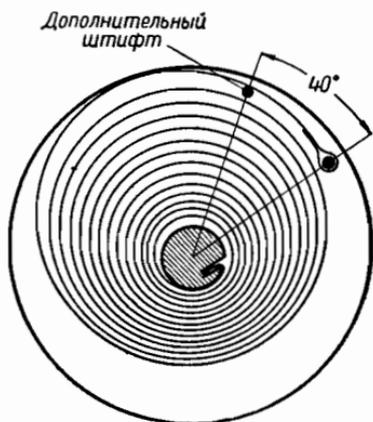


Фиг. 138. Диаграмма работы заводной пружины с Т-образным шарнирным креплением.

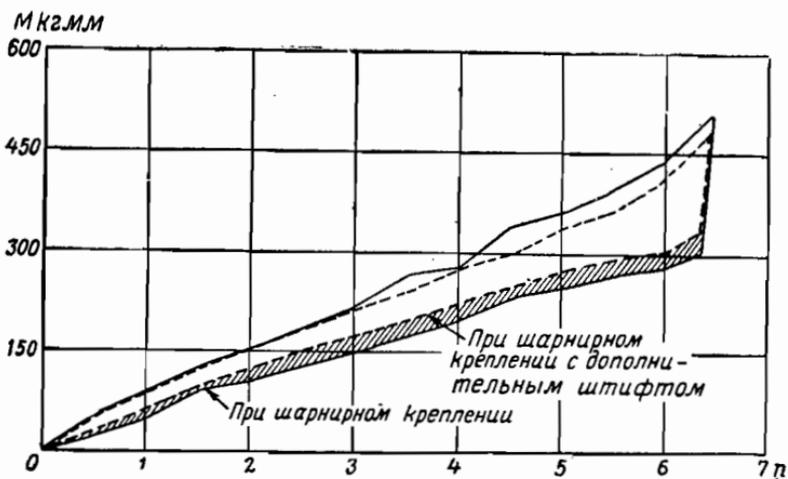
На фиг. 140 приведено шарнирное крепление с дополнительным штифтом. Штифт установлен на угле 40° от крепления. Введение дополнительного штифта несколько улучшает работу пружины, что характеризуется диаграммой, приведенной на фиг. 141.



Фиг. 139. Шарнирное крепление, применяемое в будильниках.



Фиг. 140. Шарнирное крепление с дополнительным штифтом.



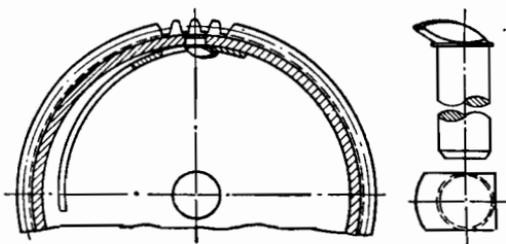
Фиг. 141. Сравнительные диаграммы работ заводной пружины с шарнирным креплением и с шарнирным креплением, снабженным дополнительным штифтом.

Штифтовое крепление. Этот способ крепления обычно применяется для крупных заводных пружин. По своему конструктивному оформлению (фиг. 142) такое крепление является не чисто жестким, а скорее полужестким¹, так как оно содержит элементы шарнирного и жесткого креплений.

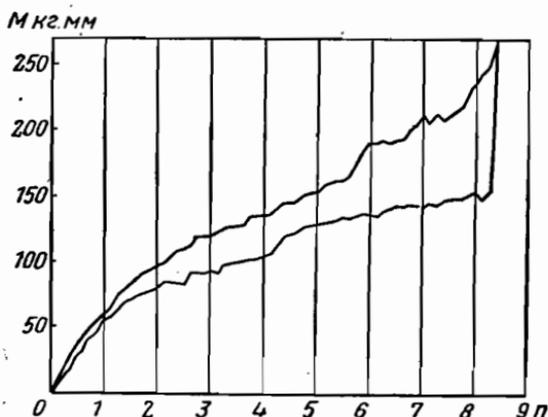
Недостатки шарнирного крепления здесь повторяются, но в несколько меньших размерах: межвитковое давление происходит теперь не на четверти оборота от крепления, а немного дальше (не доходя до пол-оборота).

На фиг. 143 дана диаграмма работы заводной пружины со штифтовым креплением. При этом способе крепления ни одно из условий идеального нагружения также не выполняется. Штифтовое крепление дает несколько лучший результат по сравнению с шарнирным, так как при нем несколько уменьшается межвитковое давление; однако рекомендовать его как рациональное крепление нельзя.

На практике применяют ряд других конструкций полужесткого крепления, которые дают такой же результат, как и рассмотрен-



Фиг. 142. Штифтовое крепление.

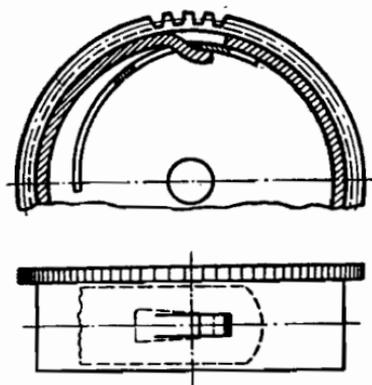


Фиг. 143. Диаграмма работы заводной пружины со штифтовым креплением.

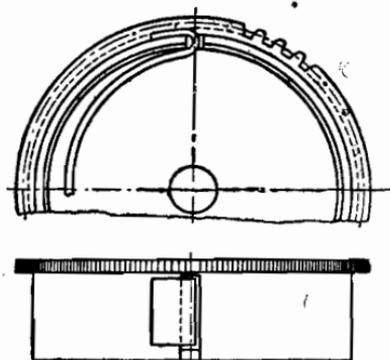
ное штифтовое крепление. Например, крепление, показанное на фиг. 144, применяют очень часто при тонкостенных барабанах, а крепление, показанное на фиг. 145, применяют главным образом для толстых пружин.

¹ При этом креплении наружный конец пружины отжигают для пробивки отверстия и закрепления.

На фиг. 146 показано крепление, помещающееся на сравнительно большом расстоянии от конца пружины. При неотожженном конце пружина не может изгибаться у крепления, чем исключается шарнирность, имеющаяся у полужестких креплений.



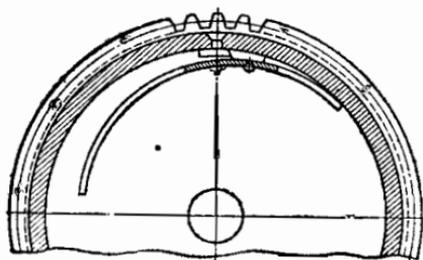
Фиг. 144. Штифтовое крепление, применяемое при тонкостенных барабанах.



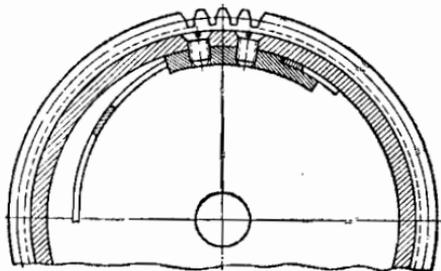
Фиг. 145. Крепление для толстых пружин.

Однако при неотожженном конце пружины возможны случаи соскакивания крючка, поэтому конец пружины обычно отжигают, и тогда крепление становится полужестким.

На фиг. 147 показано крепление, которое применяется в крупных пружинных двигателях. Это крепление является также полужестким, так как конец пружины отожжен.



Фиг. 146. Разновидность штифтового крепления с двумя пластинами.



Фиг. 147. Крепление, применяемое в крупных пружинных двигателях.

В некоторых хронометрах встречается своеобразное, довольно оригинальное штифтовое крепление (фиг. 148). Здесь наружный виток на месте крепления плотно прилегает к стенке барабана.

На фиг. 149 показано крепление, применяемое в механически дистанционных трубках.

Наружный конец пружины 1, имеющий форму крючка, входит в отверстие, сделанное в выдавленной части стенки барабана 2

и пропускается через желоб, полученный в результате вырезки и выгиба стенки барабана 3.

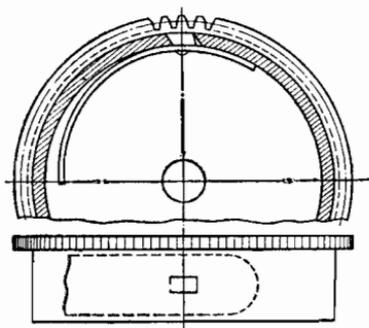
Изогнутая площадка, на которую опирается наружный виток пружины, помимо придания надежности работы креплению, служит для того, чтобы наружный виток оставался все время прижатым к стенке барабана и по мере завода и спуска упруго изгибался.

Опыты показывают, что при таком креплении трение между витками меньше, чем при обычных шарнирных и штифтовых креплениях.

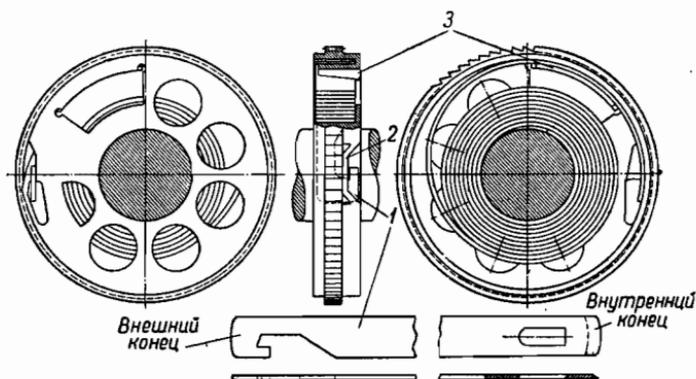
V-образное крепление. Это крепление (фиг. 150) вследствие простоты его изготовления применяется преимущественно в дешевых часах и в некоторых приборах.

Основным недостатком его является возможность поломки на месте перегиба. При таком креплении витки располагаются также эксцентрично. Возникающее из-за этого межвитковое трение уменьшает момент и к. п. д. пружины.

С целью увеличения надежности работы V-образного крепления в смысле устранения поломки на месте перегиба часто это крепление делают с промежуточной пластиной А (фиг. 151).



Фиг. 148. Штифтовое крепление, применяемое в хронометрах.

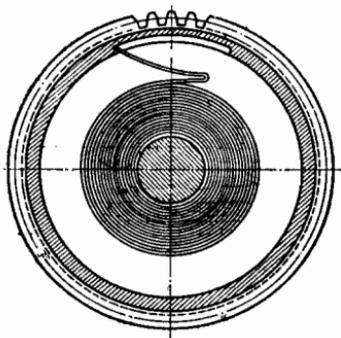


Фиг. 149. Крепление, применяемое в механических дистанционных трубках.

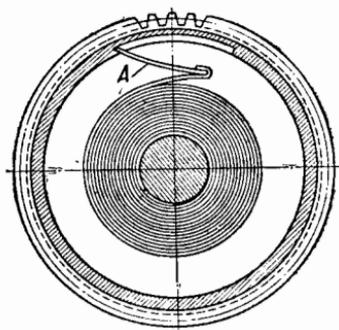
Из диаграммы работы пружины (фиг. 152) видно, что V-образное крепление все же дает несколько больший момент и к. п. д., чем шарнирное крепление и штифтовое. Следует отметить, что у этого крепления перемещение наружного конца создает благоприятные условия в смысле устранения перенапряжений наружного витка пружины при заводе. Однако, судя по характеру расположения витков (фиг. 130), такое крепление далеко не отвечает условиям

идеально нагруженной пружины, и поэтому его нельзя считать рациональным.

В отношении конструктивного оформления V-образного крепления существует ряд предложений. Например, крепление, изобра-

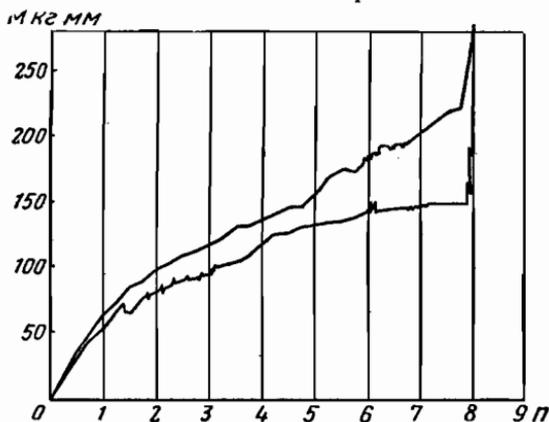


Фиг. 150. V-образное крепление.



Фиг. 151. V-образное крепление с промежуточной пластиной.

женное на фиг. 153, предложено с целью получения наибольшего числа оборотов при тонкостенном барабане. Разновидностью V-образного крепления является также способ крепления, показанный на фиг. 154. Из этого рисунка видно, что в наружном отожженном конце пробивается отверстие и в него вставляется язычок промежуточной пластины А. Такое крепление исключает частые

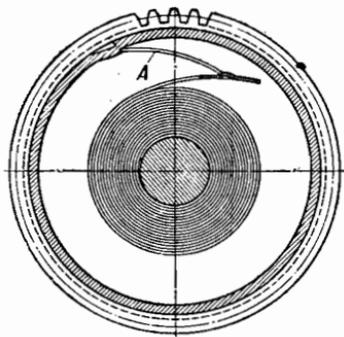


Фиг. 152. Диаграмма работы заводной пружины с V-образным креплением.

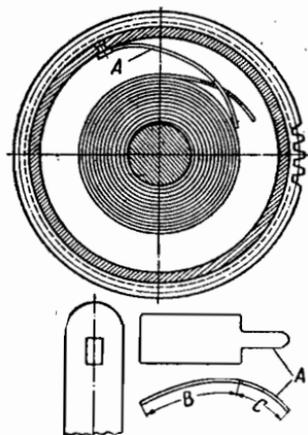
поломки в месте перегиба у V-образного крепления. Этот способ крепления применяется преимущественно для крупных заводных пружин.

Крепление с промежуточной пластиной. Данное крепление, как показали наши эксперименты, дает concentric

расположение витков и облегчает наружному витку свободное перемещение к центру (фиг. 155). Это в свою очередь обеспечивает пружине концентрическое раскручивание, отчего пружина работает почти без трения между витками. Кроме того, свободное переме-



Фиг. 153. V-образное крепление, применяемое при тонкостенном барабане.

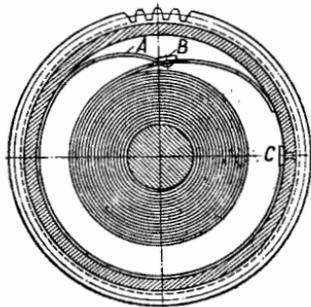


Фиг. 154. Разновидность V-образного крепления.

щение по направлению радиуса создает благоприятные условия в смысле отсутствия перенапряжений наружного витка. Можно сказать, что это крепление при тщательном его изготовлении практически приближается к условиям идеального нагружения пружины и дает не только плавную кривую спуска, но и максимально возможный к. п. д.; изложенное характеризуется диаграммой работы заводной пружины (фиг. 156).

Крепление конструктивно выполнено следующим образом. Одна упорная пластина *C* (см. фиг. 155) крепится на стенке барабана, а другая *B* — на пружине. Между ними вставляется промежуточная пластина *A*, которая имеет радиус кривизны несколько больший, чем внутренний радиус заводного барабана. Один ее конец немного отгибают внутрь барабана для лучшей опоры на пластину *B*.

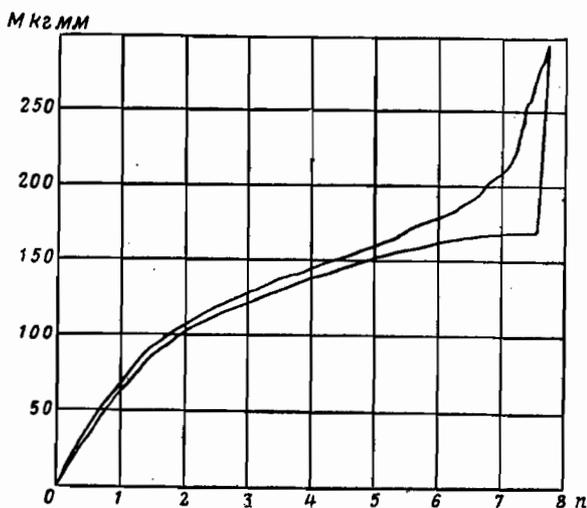
Пластина *A* изготавливается из той же пружинной ленты, что и сама пружина. Однако при мелких пружинах лучшие результаты получаются, когда пластина *A* несколько тоньше (на 3—5% от толщины пружины *h*). Длина пластины равняется приблизительно трем четвертям внутренней окружности барабана. Что же касается внешнего витка пружины, то здесь упорная пластина *B* крепится на расстоянии, немного меньшем четверти витка от конца пружины.



Фиг. 155. Крепление с промежуточной пластиной.

Этот отрезок пружины (от кончика пружины до пластины *B*) должен обладать возможно большей сопротивляемостью, поэтому его не следует изгибать по внутреннему радиусу заводного барабана, а тем более отжигать. Упругая часть пружины в сочетании с работой пластины *A* и дает возможность виткам при их перемещении располагаться все время концентрично относительно барабана.

Самый кончик пружины следует немного отогнуть внутрь и хорошо отшлифовать, чтобы он мог легко скользить по стенке барабана. В целях безукоризненной работы пружины необходимо



Фиг. 156. Диаграмма работы заводной пружины с креплением промежуточной пластиной.

следить за тем, чтобы те части крепления, которые находятся в движении, были тщательно закруглены и отполированы.

При изготовлении рассматриваемого крепления следует иметь в виду, что суммарная длина начиная от кончика пружины до пластины *B* и длина самой пластины *A* плюс ширина упорной пластины *C* должна быть немного меньше, чем длина внутренней окружности заводного барабана.

Упорные пластины *B* и *C* изготавливаются во всю ширину пружины; толщина их примерно равна $1,3h$.

В целях лучшего использования этого крепления необходимо при конструировании увеличить внутренний диаметр заводного барабана на $2h$, так как данное крепление уменьшает полезный объем барабана на один виток.

На фиг. 157 показаны два варианта выполнения упора *B*. Наиболее надежным из них следует считать упор, представленный на фиг. 157, *a*. Заклепку для соединения пластины *B* с пружиной делают небольшого диаметра, чтобы не уменьшать слишком сечения пружины. Практически диаметр отверстия в пружине рекомендует-

ся брать не больше $\frac{1}{5}$ ширины пружины. На широких пружинах можно ставить две тонкие заклепки.

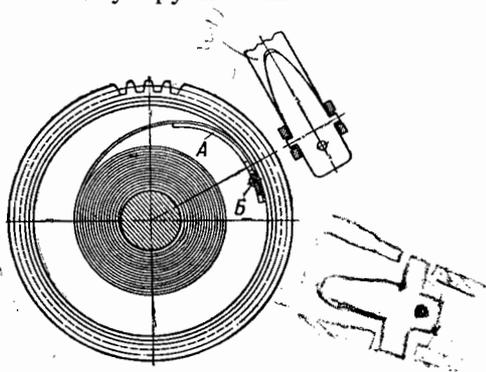
Переднюю кромку пластины *B* следует делать как можно ближе к заклепке и закреплять так, как показано на фиг. 157,а, чтобы конец пластины *A* при больших деформациях пружины (особенно в конце завода) не вклинивался между пружиной и упорной пластиной *B*.

На фиг. 157,б показан упор, выштампованный в пружине. Здесь возможно проскакивание пластины *A* по упору или же поломка самого кончика упора при многократной полной заводке.

Большинство опытов, проведенных нами с указанным креплением (с упором типа, показанного на фиг. 157,а), дали весьма хорошие результаты. Однако сле-



Фиг. 157. Конструкция упоров.
а) при помощи заклепки; б) при помощи штамповки.



Фиг. 158. Крепление с мечевидной накладкой.

дует помнить, что данное крепление требует весьма тщательного выполнения, без которого нельзя получить ожидаемого эффекта, а это ведет к удорожанию.

Рассматриваемое крепление применяется в некоторых морских хронометрах, где плавность кривой спуска без рывков и высокий к. п. д. имеют существенно важное значение.

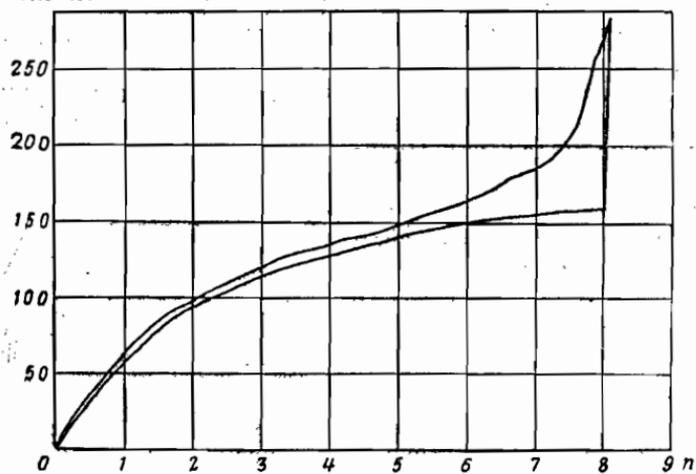
Крепление с мечевидной накладкой. Это крепление применяется в хороших часах. Накладку *A* (фиг. 158) соединяют с наружным концом пружины (с внутренней ее стороны) при помощи заклепки *B* и вставляют усики в отверстия, сделанные в дне и крышке барабана. Эта операция осуществляется при помощи специального приспособления.

До термической обработки накладку изгибают примерно по внутреннему радиусу заводного барабана. Рабочая длина накладки имеет переменное сечение по ширине. Это необходимо для плавного изменения радиуса кривизны наружного конца пружины.

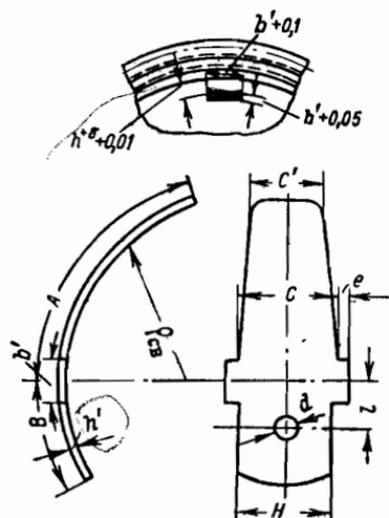
Благодаря правильному подбору размеров накладки витки пружины располагаются так же концентрично, как и при креплении с промежуточной пластиной. Кривая спуска получается плавной; к. п. д. довольно высок. Это хорошо видно из диаграммы работы пружины (фиг. 159).

Концентрическое расположение витков, близкое к идеальному, обеспечивается тем, что по мере завода или спуска мечевидная

Мке.мм



Фиг. 159. Диаграмма работы заводной пружины с мечевидной накладкой.



Фиг. 160. Конструкция мечевидной накладки.

накладка A постепенно изгибается, и ее конец вместе с пружиной перемещается примерно в направлении радиуса. Это облегчает виткам перемещение в начале спуска, отделяя их один от другого.

Крепление с мечевидной накладкой гораздо проще в изготовлении и надежнее в работе, чем крепление с промежуточной пластиной; его можно рекомендовать как наиболее рациональное из всех перечисленных креплений.

Наши опыты показывают, что замена Т-образного шарнирного крепления креплением с мечевидной накладкой дает повышение момента пружины на рабочем участке примерно на 20—25%, а замена V-образного и штифтового креплений дает повышение момента на 10—15%.

Конструктивное выполнение крепления с мечевидной накладкой показано на фиг. 160, где основные размеры могут быть определены из следующих соотношений:

$$\left. \begin{aligned} A &= \left(\frac{1}{5} - \frac{1}{8} \right) \pi D; \\ B &= \left(\frac{1}{3} - \frac{2}{3} \right) A; \\ h' &= (1,06 - 1,12) h; \\ b' &= (6 - 8) h'; \\ \rho_{\text{св}} &= \frac{D}{2} - h; \\ c &= H = (0,93 - 0,97) b; \\ c' &= (0,65 - 0,75) b; \\ l &= \left(\frac{1}{2} - \frac{2}{3} \right) B; \\ e &= (8 - 10) h; \\ d &= 0,3 H, \end{aligned} \right\} \quad (6.55)$$

где D — внутренний диаметр заводного барабана;

h — толщина пружины;

b — ширина пружины.

На фиг. 160 показано отверстие в барабане под усики накладки. Оно имеет прямоугольную форму. Размеры его показаны на чертеже.

На основании приведенных соотношений (6.55) в табл. 16 даны численные значения основных параметров рассматриваемого крепления для заводных пружин мелких, средних и крупных размеров. Большинство из этих накладок в настоящее время внедрено в промышленность.

Приведенные сведения о креплении с мечевидной накладкой могут быть положены в дальнейшем в основу работы по созданию

| Наименование изделия | h | b | D | A | B | h' | b' | $\rho_{св}$ | $c=H$ | c' | l | e | d |
|--------------------------|------|------|-------|------|------|------|------|-------------|-------|------|------|------|------|
| Наручные часы „Победа“ | 0,12 | 1,50 | 10,45 | 5,5 | 2,25 | 0,13 | 0,9 | 5,1 | 1,42 | 1,05 | 1,13 | 1,1 | 0,42 |
| Карманные часы „Салют“ | 0,16 | 1,35 | 13,5 | 7,1 | 3,5 | 0,17 | 1,2 | 6,6 | 1,28 | 0,95 | 1,75 | 1,44 | 0,38 |
| Авиационные часы „АЧХ“ | 0,32 | 6,75 | 27,2 | 14,2 | 7,1 | 0,35 | 2,45 | 13,3 | 6,36 | 4,75 | 3,6 | 2,9 | 1,9 |
| Счетная машина „ПД-45-1“ | 0,37 | 10 | 65 | 34 | 17 | 0,41 | 3,28 | 32,13 | 9,7 | 7,5 | 8,5 | 3,7 | 2,9 |

унифицированного рационального крепления для основных размеров пружин.

Изучение различных типов креплений наружного конца пружины показало необходимость внесения в теоретическую формулу момента пружины опытного поправочного коэффициента K , учитывающего главным образом влияние метода крепления.

Следует отметить, что опытный коэффициент K , строго говоря, зависит не только от способа крепления наружного конца, но также и от начальной (свободной) формы пружины, степени полировки ее поверхности, рода смазки, размеров барабана и пружины. Поэтому коэффициент K справедливо называть коэффициентом качества пружины.

Очевидно, что при одинаковых размерах пружины и барабана, при полировке поверхности ленты в пределах допуска и при выбранной смазке коэффициент K будет зависеть главным образом от типа крепления наружного конца. Поэтому действительный момент заводной пружины при работе механизма (т. е. момент спуска) с учетом крепления пружины следует определять по формуле

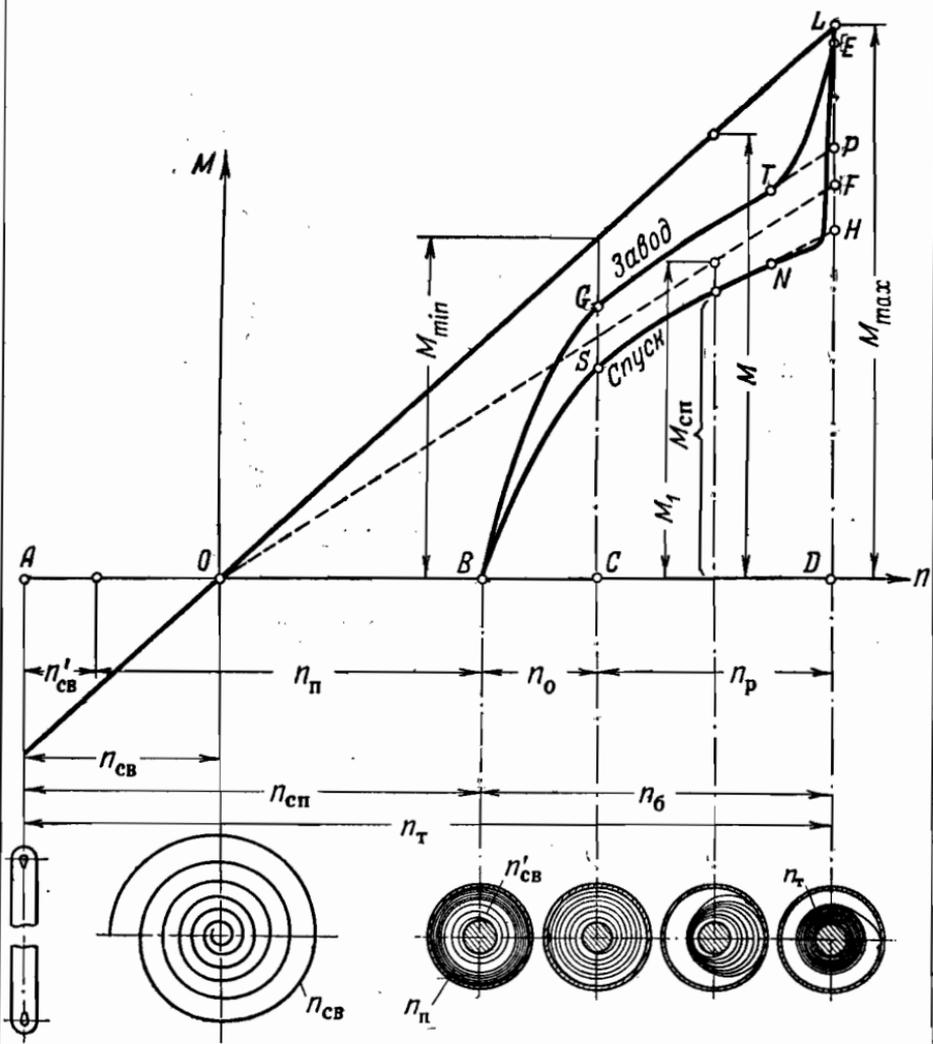
$$M_{сп} = KM = K \frac{2\pi EJ}{L} n. \quad (6.56)$$

Подставляя в эту формулу из диаграммы (фиг. 161) значение

$$n = n_{т} - n_{св} - n_{р}, \quad (6.57)$$

получим выражение момента спуска пружины для любого заданного числа оборотов $n_{р}$, отсчитанного с конца завода

$$M_{сп} = K \frac{2\pi EJ}{L} (n_{т} - n_{св} - n_{р}). \quad (6.58)$$



Фиг. 161. Теоретическая диаграмма спиральной пружины, вложенной в барабан.

Из фиг. 161 и из формулы (6.56) видно, что опытный коэффициент качества пружины K представляет отношение моментов

$$K = \frac{M_{\text{сп}}}{M} \quad (6.59)$$

и изменяется в пределах

$$K_{\text{min}} = 0 \leq K \leq K_{\text{max}} = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{max}}}. \quad (6.60)$$

При полностью спущенной пружине, что соответствует положению B на диаграмме (фиг. 161), $K_{\text{min}} = 0$, а при полностью заведенной пружине, что соответствует положению D ,

$$K_{\text{max}} = \frac{HD}{LD} = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{max}}}.$$

Обычно работа механизма происходит при спуске пружины до точки, соответствующей положению C на диаграмме (т. е. до заданного числа рабочих оборотов n_p , отсчитанного с конца завода). Поэтому приведенные нами опытные коэффициенты K получены для средних значений рабочих оборотов. Значения этих коэффициентов укладываются примерно в следующих пределах:

| | |
|---|-----------|
| при шарнирных креплениях | 0,65—0,70 |
| при штифтовых креплениях | 0,72—0,78 |
| при V-образных креплениях | 0,80—0,85 |
| при креплении с промежуточной пластиной и с мечевидной накладкой | 0,90—0,95 |

Приведенные коэффициенты получены для пружин, покрытых тонким слоем масла, применяемого в точном приборостроении¹.

Как видно из полученных опытных коэффициентов K , этот коэффициент получается самым низким для шарнирного крепления, несколько большим для штифтового и V-образного и, наконец, наиболее высоким для рациональных типов креплений, например, крепления с мечевидной накладкой и промежуточной пластиной.

Ниже мы покажем, что такая закономерность изменения коэффициентов K неслучайна и что она может быть теоретически объяснена. Ввиду чрезвычайной сложности решения затронутой задачи, ограничимся только сравнительным анализом креплений. Для этой цели сначала рассмотрим шарнирное и жесткое крепление и сравним их с идеальным.

Как видно из приведенной схемы нагруженной пружины с шарнирным креплением (фиг. 162), условие равновесия пружины относительно оси валика B запишется в виде следующего уравнения

$$M_B = N_A l = P_A R_0, \quad (6.61)$$

где P_A — вертикально-составляющая силы от опорной реакции N_A в шарнире;

R_0 — плечо этой вертикально-составляющей силы P_A .

¹ Для смазки крупных заводных пружин рекомендуется масло KB, а для мелких заводных пружин — МПЗ типа С.

Другая горизонтально-составляющая силы Q_A , как это видно из той же фиг. 162, не дает момента относительно оси валика B и поэтому не вошла в уравнение (6.61).

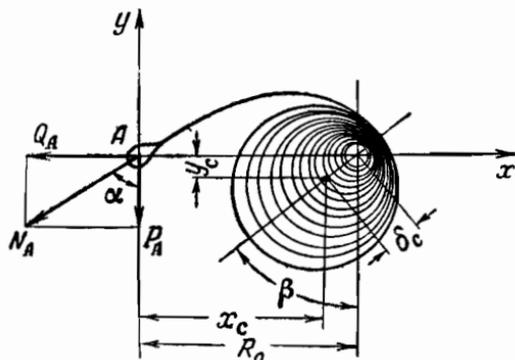
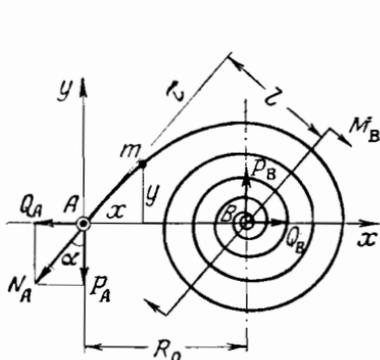
Изгибающий момент для произвольно взятого сечения m запишется в виде

$$M_m = P_A x - Q_A y, \quad (6.62)$$

где x и y — координаты рассматриваемого сечения.

Тогда величина угла закрутки пружины ψ представится формулой

$$\psi = \int_0^L \frac{M_m dS}{EJ} = \frac{P_A}{EJ} \int_0^L x dS - \frac{Q_A}{EJ} \int_0^L y dS. \quad (6.63)$$



Фиг. 162. Схема нагруженной пружины с шарнирным креплением.

Фиг. 163. Отпечаток нагруженной пружины будильника с шарнирным креплением.

Интегралы, входящие в это выражение, представляют собою статические моменты пружины относительно осей координат x и y .

Легко видеть, что

$$\int_0^L x dS = L x_c; \quad (6.64)$$

$$\int_0^L y dS = L y_c, \quad (6.65)$$

где L — длина пружины;

x_c ; y_c — координаты центра тяжести пружины относительно осей x и y (фиг. 163).

Подставляя полученные значения этих интегралов в формулу (6.63), будем иметь

$$\psi = \frac{P_A}{EJ} L x_c - \frac{Q_A}{EJ} L y_c.$$

Заменяя по уравнению (6.61) $P_A = \frac{M_B}{R_0}$, последнее выражение переписываем в виде

$$\frac{EJ}{L} \psi = M_B \frac{x_c}{R_0} - Q_A y_c.$$

Делим правую и левую части уравнений на M_B

$$\frac{EJ}{M_B L} \psi = \frac{x_c}{R_0} - \frac{Q_A}{M_B} y_c,$$

откуда

$$M_B = \frac{EJ}{L} \left[\frac{1}{\frac{x_c}{R_0} - \frac{Q_A}{M_B} y_c} \right] \psi. \quad (6.66)$$

Заменяя в квадратной скобке $M_B = P_A R_0$ и [учитывая, что $\frac{Q_A}{P_A} = \operatorname{tg} \alpha$ (см. фиг. 162), получим

$$M_B = \frac{EJ}{L} \left[\frac{R_0}{x_c - y_c \operatorname{tg} \alpha} \right] \psi. \quad (6.66')$$

Как видно из отпечатка нагруженной пружины с шарнирным креплением (см. фиг. 163), координаты центра тяжести x_c и y_c могут быть определены по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= R_0 - \delta_c \sin \beta, \\ y_c &= -\delta_c \cos \beta, \end{aligned} \right\} \quad (6.67)$$

где β — угол между осью симметрии смещенных витков пружины и вертикалью проходящей через ось пружины;

δ_c — расстояние центра тяжести всей пружины до оси валика, отложенное по оси симметрии.

Допуская, что эксцентрично смещенные витки пружины (см. фиг. 163) представляют собой систему замкнутых колец различного диаметра, можем величину δ_c находить по формуле

$$\delta_c = \frac{\sum D_i \delta_i}{\sum D_i}, \quad (6.68)$$

где D_i — диаметр каждого смещенного витка (кольца) пружины;

δ_i — расстояние центра витка (кольца) до оси валика пружины.

Замечая, что в уравнении (6.66') $\psi = 2\pi n$, где n — число оборотов валика пружины, будем иметь

$$M_B = \frac{2\pi EJ}{L} \left[\frac{R_0}{x_c - y_c \operatorname{tg} \alpha} \right] n \quad (6.69)$$

или, обозначая через

$$K_1 = \frac{R_0}{x_c - y_c \operatorname{tg} \alpha}, \quad (6.70)$$

получим окончательно

$$\boxed{M_B = K_1 \frac{2\pi EJ}{L} n.} \quad (6.71)$$

Так как для идеально нагруженной пружины должно выполняться условие $K_1=1$, то при этом согласно выражению (6.70) имеем

$$R_0 = x_c - y_c \operatorname{tg} \alpha.$$

Учитывая, что для идеально нагруженной пружины $y_c=0$, из последнего выражения будем иметь $x_c=R_0$, так как начало координат осей x и y нами взято на наружном конце (см. фиг. 163).

Таким образом, полученное выражение (6.71) является теоретической формулой для определения момента пружины M_B при шарнирном креплении, если учитывать влияние опорных реакций Q_A и P_A .

Эта формула не учитывает как межмолекулярного, так и межвиткового трения пружины.

При заданных размерах пружины и ее начальной форме коэффициент K_1 учитывает в чистом виде влияние крепления. Этот коэффициент, так же как и опытный коэффициент качества пружины K , изменяется в зависимости от нагружения пружины моментом M_B .

Из выражений (6.70), (6.67) и (6.68) видно, что для определения коэффициента крепления K_1 достаточно лишь ограничиться измерением чисто геометрических параметров пружины α , β , R_0 , D_i и δ_i , минуя измерение горизонтальной и вертикальной составляющих опорной реакции в шарнире A , Q_A и P_A .

Такое измерение геометрических параметров пружины практически не составляет затруднений при наличии отпечатка пружины, нагруженной моментом M_B .

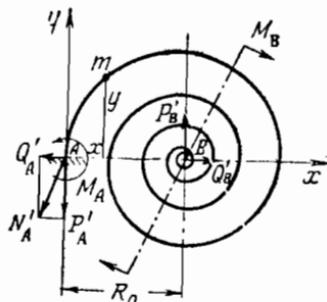
На фиг. 163 показан отпечаток нагруженной пружины будильника с шарнирным креплением после 4,5 оборотов валика. Из этого отпечатка наглядно видно, что межвитковое давление для рассматриваемого шарнирного крепления происходит примерно на угле 90° от наружного крепления. При этом витки пружины располагаются в виде эксцентрично смещенных колец.

Вычисленные по формуле (6.70) коэффициенты K_1 для средних рабочих оборотов пружины изменяются в пределах от 0,94 до 0,96.

Опыты показывают, что общая потеря в моменте при спуске пружины для шарнирного крепления составляет на рабочем участке 30—35%, в то время как потеря от влияния реакции в шарнире составляет на том же рабочем участке в среднем всего лишь 5%. Это показывает, что для шарнирного крепления относительная доля влияния реакции опор мала по сравнению с общей потерей, происходящей главным образом от межвиткового трения.

Итак, можно сказать, что реакция в шарнире не вносит существенного изменения в моменте, создаваемом пружинной. Тем не менее, она порождает межвитковое давление, а следовательно, и трение, вследствие эксцентрического расположения витков пружины, отчего и происходят, как указывалось выше, значительные потери в моменте.

Аналогичным образом можно получить выражение коэффициента K_1' для жесткого крепления наружного конца пружины и показать, что величина этого коэффициента, с одной стороны, больше коэффициента для шарнирного крепления и, с другой стороны, меньше, чем для идеального. С этой целью обратимся к фиг. 164, где показано нагружение пружины с жестким закреплением наружного конца.



Фиг. 164. Схема нагруженной пружины с жестким закреплением наружного конца.

Из условий равновесия пружины относительно оси валика B будем иметь

$$M_B = M_A + P'_A R_0, \quad (6.72)$$

где M_A — момент заделки наружного конца.

Изгибающий момент для произвольно взятого сечения m представится в виде

$$M_m = M_A + P'_A x - Q'_A y, \quad (6.73)$$

где, как известно, P'_A и Q'_A являются реакциями на наружном конце, а x и y — координатами сечения m .

Тогда величина угла закрутки пружины ψ запишется так:

$$\psi = \int_0^L \frac{M_m dS}{EJ} = \frac{M_A L}{EJ} + \frac{P'_A}{EJ} \int_0^L x dS - \frac{Q'_A}{EJ} \int_0^L y dS, \quad (6.74)$$

где интегралы, входящие в это выражение, представляют собою статические моменты пружины относительно осей координат x , y и даются уравнениями (6.64) и (6.65).

В этом случае выражение (6.74) примет вид

$$\psi = \frac{M_A L}{EJ} + \frac{P'_A L x_c}{EJ} - \frac{Q'_A L y_c}{EJ}. \quad (6.75)$$

Нетрудно заметить, что если теперь уравнение (6.72) почленно умножить на $\frac{L}{EJ}$, то получим выражение вида

$$\frac{M_B L}{EJ} = \frac{M_A L}{EJ} + \frac{P'_A R_0 L}{EJ}, \quad (6.76)$$

или

$$\frac{M_A L}{EJ} = \frac{M_B L}{EJ} - \frac{P'_A R_0 L}{EJ}.$$

Подставляя полученное выражение $\frac{M_A L}{EJ}$ в уравнение (6.74), будем иметь

$$\psi = \frac{M_B L}{EJ} - \frac{P'_A R_0 L}{EJ} + \frac{P'_A L x_c}{EJ} - \frac{Q'_A L y_c}{EJ}.$$

Перепишем это уравнение в виде

$$\frac{EJ}{L} \psi = M_B - P'_A [R_0 - x_c] - Q'_A y_c,$$

заменяем $P'_A = \frac{Q'_A}{\operatorname{tg} \alpha}$ и делим правую и левую части уравнения на M_B

$$\frac{EJ}{M_B L} \psi = 1 - \frac{Q'_A}{M_B} \left[\frac{R_0 - x_c}{\operatorname{tg} \alpha} + y_c \right],$$

откуда

$$M_B = \frac{EJ}{L} \left[\frac{1}{1 - \frac{Q'_A}{M_B} \left(\frac{R_0 - x_c}{\operatorname{tg} \alpha} + y_c \right)} \right] \psi. \quad (6.77)$$

Учитывая, что в этом выражении $\psi = 2\pi n$, получаем

$$M_B = \frac{2\pi EJ}{L} \left[\frac{1}{1 - \frac{Q'_A}{M_B} \left(\frac{R_0 - x_c}{\operatorname{tg} \alpha} + y_c \right)} \right] n. \quad (6.78)$$

Обозначая через

$$K'_1 = \frac{1}{1 - \frac{Q'_A}{M_B} \left(\frac{R_0 - x_c}{\operatorname{tg} \alpha} + y_c \right)}, \quad (6.79)$$

окончательно имеем

$$M_B = K'_1 \frac{2\pi EJ}{L} n. \quad (6.80)$$

Так как для жесткого крепления наружного конца горизонтально составляющая сила реакции $Q'_A \neq 0$ и центр тяжести пружины при этом креплении также находится ниже оси x , т. е. $y_c < 0$, то легко показать, что коэффициент K'_1 всегда меньше единицы и больше K_1 , т. е.

$$K_1 \leq K'_1 \leq 1.$$

В этом можно легко убедиться, если пружину с шарнирным креплением нагружать через валик B моментом $M_B = Gr_0$ (фиг. 165,б), а к наружному концу для уравновешивания пружины подвесить груз G' , создающий соответствующий момент M_A . При этом, разумеется, величины Q'_A и y_c уменьшатся, а величина x_c соответственно несколько увеличится. По мере нагружения пружины моментом M_A горизонтально-составляющая сила реакции на наружном конце Q'_A будет непрерывно уменьшаться и в пределе, когда касательная τ к наружному концу пружины будет перпендикулярной к оси x , станет равной нулю. При этом витки расположатся более или менее симметрично относительно оси пружины

и тогда безошибочно можно сказать, что координаты центра тяжести будут примерно равны $x_c \approx R_0$ и $y_c \approx 0$.

Таким образом, мы показали, что жесткое крепление отличается от шарнирного наличием дополнительного момента на наружном конце M_A , при котором выражение из уравнения (6.79)

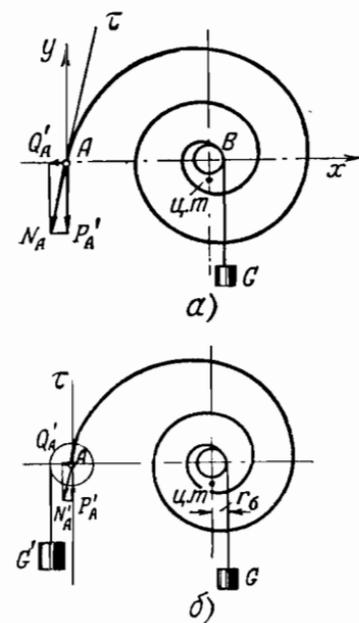
$$\frac{Q'_A}{M_B} \left(\frac{R_0 - x_c}{\operatorname{tg} \alpha} + y_c \right)$$

получается всегда меньше выражения из уравнения (6.66) для шарнирного крепления

$$\frac{Q_A}{M_B} y_c$$

и в пределе при $Q'_A = 0$, $K'_1 = 1$ приближается к условиям работы идеально нагруженной пружины.

Но наружное жесткое крепление практически никогда не приближается к условиям работы идеально нагруженной пружины потому, что наружный ее конец отожен и касательная τ , проведенная через точку наружного крепления A (см. фиг. 165,а), никогда не становится перпендикулярной к оси x . Кроме того, наружный ее конец при жестком креплении с барабаном не имеет возможности самопроизвольно перемещаться при заводе и спуске пружины, как этого требует условие идеально нагруженной пружины. Вот почему приведенные два условия не позволяют обычному жесткому креплению приближаться к работе идеально нагруженной пружины.



Фиг. 165. Схема нагруженной спиральной пружины.

а) при шарнирном креплении,
б) при жестком креплении, отличающемся от шарнирного наличием дополнительного момента на наружном конце пружины M_A .

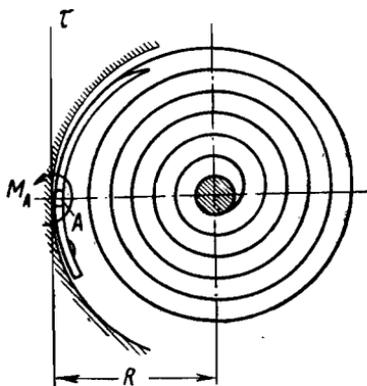
В этом отношении наружное крепление типа мечевидной накладки (см. фиг. 158), которое, как известно, считается рациональным креплением, устраняет указанные недостатки обычного жесткого крепления. Действительно, мечевидная накладка выполняет функцию подвешенного груза (см. фиг. 165,б) при таком значении момента M_A , когда касательная τ , проведенная через точку наружного крепления A , становится почти перпендикулярной к оси x (фиг. 166). В этом случае величина горизонтальной составляющей силы реакции Q'_A становится ничтожно малой.

Что касается устранения второго недостатка, обычного для жесткого крепления, отмеченного выше, то он почти устраняется также мечевидной накладкой, так как она своим язычком упруго перемещает наружный конец пружины при заводе и спуске, при-

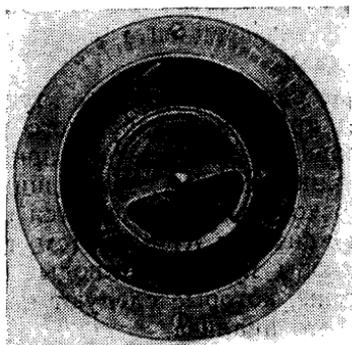
близкая к условиям идеально нагруженной пружины. При этом, как следует из фиг. 167, витки пружины располагаются почти concentрично.

Отсюда коэффициент K_1'' для крепления с мечевидной накладкой, определяемый также формулой (6.79), становится близким к единице.

К таким же результатам приходим и со вторым типом рационального крепления, т. е. с креплением промежуточной пластиной (фиг. 155).



Фиг. 166. Мечевидная накладка, выполняющая функцию подвешенного груза на наружном конце пружины.



Фиг. 167. Расположение витков нагруженной пружины с мечевидной накладкой.

Что касается V-образных типов крепления (см. фиг. 150, 151), то для них коэффициент K_1''' укладывается между штифтовым и рациональными типами крепления, т. е.

$$K_1' < K_1''' < K_1'' \quad (6.81)$$

Наше исследование показывает, что для каждого типа крепления существует своя теоретическая кривая моментов $M_1 = f(n)$, которая не учитывает ни трения между витками, ни межмолекулярного трения. Она проходит примерно в середине между кривой завода и спуска пружины и отличается от идеальной кривой коэффициентом $K_1 = \frac{M_1}{M}$ (см. фиг. 161). Причем этот коэффициент K_1 для шарнирного крепления является самым минимальным по сравнению с остальными типами крепления и практически равен единице для рациональных типов крепления.

Чтобы перейти от теоретической кривой каждого отдельного крепления к своей кривой спуска, нужно еще учесть межмолекулярное и межвитковое трение пружины, вводя для этого второй коэффициент $K_2 = \frac{M_{сп}}{M_1}$ (см. фиг. 161).

Тогда опытный коэффициент качества пружины K можно представить в виде

$$K = \frac{M_{\text{сп}}}{M} = K_1 K_2, \quad (6.82)$$

где K_1 — коэффициент, учитывающий влияние только опорных реакций наружного крепления на рабочем участке чисел оборотов пружины;

K_2 — коэффициент, учитывающий межмолекулярное и межвитковое трение пружины.

Оба коэффициента берутся для средних чисел оборотов рабочего участка n_p .

Так как межвитковое трение порождается главным образом видом крепления наружного конца пружины, то практически целесообразно пользоваться приведенными выше средними опытными коэффициентами K , зависящими главным образом от типа крепления, в которых учитываются совместное влияние двух приведенных коэффициентов K_1 и K_2 (см. фиг. 161).

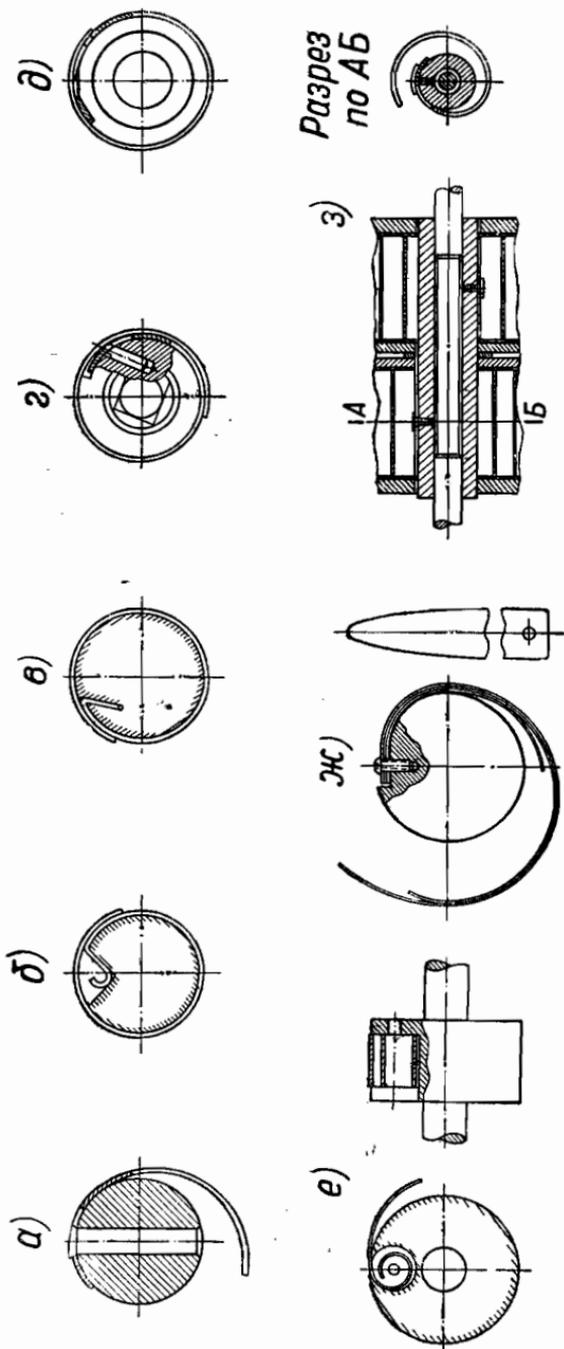
Таковы краткие выводы по изучению наружного крепления пружины, которые следуют из нашего экспериментального и теоретического анализа.

На фиг. 168 показаны различные способы закрепления внутреннего конца заводной пружины, применяемые на практике: *a* — закрепление внутреннего конца пружины при помощи штифта; *b* — закрепление крупных пружин по типу патефонных; *в* — конец сравнительно толстой пружины изогнут и вложен в прорез валика; *г* — часть дуги валика отфрезерована по спирали. Обычно установку штифта в валике выполняют не в радиальном, а в наклонном положении; глубина установки штифта равняется примерно трем диаметрам штифта; *д* — валик, у которого штифт не вставлен, а выполнен при помощи фрезеровки; *e* — конец пружины изогнут по кругу и вложен в отверстие, сделанное на валике со стороны крышки барабана; *ж* — упругий валик, снабженный, кроме основной пружины, двумя дополнительными пружинами одинаковой толщины и ширины, но различной длины; *з* — валик, изготовленный из длинной втулки, сидящей на оси свободно (такая конструкция валика применяется в тех случаях, когда необходимо соединять между собой пружины последовательно).

5. РАБОТА ПРУЖИНЫ В ЗАВОДНОМ БАРАБАНЕ

Из работы пружинного двигателя (см. фиг. 161) видно, что независимо от метода крепления при заводке на диапазоне первых оборотов BC^1 прижатые к стенке барабана витки постепенно от-

¹ Эти обороты для часовых двигателей могут практически колебаться в пределах от 1—3,5 в зависимости от размеров барабана, длины и толщины пружины.



Фиг. 168. Способы закрепления внутреннего конца заводной пружины, применяемые на практике.

деляются один за другим и концентрично располагаются относительно оси валика барабана. Такую концентричность расположения витков можно наблюдать до тех пор, пока последний наружный прижатый виток не отойдет от стенки барабана.

На этом интервале работы пружинного двигателя не наблюдается резких толчков, и кривая момента изменяется более плавно. Указанное явление можно наблюдать на всех диаграммах работы пружинного двигателя.

Начиная с точки G кривой завода (см. фиг. 161), при которой уже отсутствуют прижатые к стенке барабана витки, пружина работает всей своей длиной. В этом случае нарастание моментов происходит пропорционально числу оборотов заводного барабана. На данном участке в зависимости от метода наружного крепления витки пружины располагаются либо концентрично, либо эксцентрично.

При рациональном креплении (типа крепления с промежуточной пластиной или мечевидной накладкой) витки располагаются, как известно, достаточно концентрично, а при нерациональном креплении (типа Т-образного, шарнирного, штифтового и V-образного) витки располагаются эксцентрично, как показано на фиг. 161.

В конце завода (начиная примерно с точки T кривой) витки начинают сильно прижиматься друг к другу и трение между ними увеличивается. Вследствие этого на данном участке происходит сильное возрастание момента до точки E , при этом пружина находится в тугозаведенном состоянии.

Из графика фиг. 161 видно, что кривая TE идет намного выше наклонной пунктирной прямой TP , выражающей пропорциональность изменения момента.

При спуске наблюдаем следующую картину. Вначале (до одного-двух оборотов спуска в зависимости от размеров пружины и барабана) во всех случаях кривая идет несколько ниже продолжения прямолинейной части кривой спуска NH (см. пунктирную линию), так как трение между витками значительно, и оно затрудняет роспуск пружины. Затем примерно с точки N , она все время идет ниже кривой завода, следуя примерно линейному закону до точки S . На этом участке кривая спуска изменяется достаточно плавно при наличии рационального наружного крепления и скачкообразно при наличии нерационального крепления.

Разница в ординатах между этими кривыми (завода и спуска) становится тем меньшей, чем рациональнее выбрано крепление. Эта разница в ординатах, как известно, получается вследствие трения между витками главным образом и отчасти из-за межмолекулярного трения (гистерезиса) пружины.

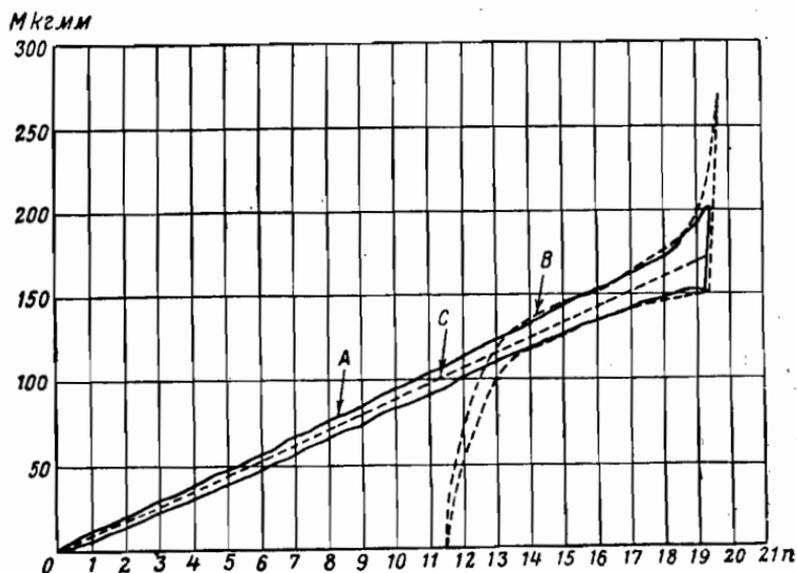
Начиная с точки S кривой спуска витки пружины снова постепенно прижимаются к стенке барабана и в точке B (фиг. 161) при полностью спущенной пружине момент на оси валика становится равным нулю. Следует заметить, что на этом участке SB кривой спуска, как правило, механизм прибора, который приводится в действие от заводной пружины, перестает работать вследствие трения

в механизме. Здесь момент сил трения механизма уравновешивается моментом спуска пружины. Например, если несвоевременно заведены часы, механизм перестает работать именно по этой причине и примерно на этом интервале кривой спуска.

Таким образом, из диаграммы работы пружинного двигателя мы видим, что не вся накопленная энергия отдается пружиной при работе в заводном барабане.

Влияние барабана на спуск пружины сказывается в следующем.

1. После роспуска на n_p оборотов барабана с тугозаведенного состояния пружины момент ее убывает так быстро, что через не-



Фиг. 169. Диаграмма работы свободной спиральной пружины при идеальном нагружении.

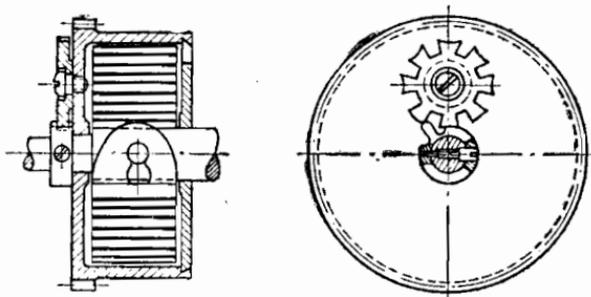
сколько оборотов становится равным нулю, в то время как при отсутствии барабана момент пружины продолжал бы убывать пропорционально числу оборотов до точки O (см. фиг. 161).

2. Не наблюдается на рабочем участке уменьшения момента пружины при спуске. На этом участке кривая завода и спуска пружины с барабаном почти совпадает с петлей гистерезиса той же свободной пружины, нагруженной в идентичных условиях без барабана.

Изложенное хорошо подтверждается нашими опытами. На фиг. 169 представлена диаграмма работы свободной пружины размером $0,45 \times 20 \times 2000$ мм, снятой при идеальном нагружении по схеме, представленной на фиг. 134 (кривая А). Эта же пружина, будучи вложена в барабан с внутренним диаметром 50 мм, была испытана при тщательно изготовленном рациональном креплении с мечевидной накладкой, которая давала хорошую concentricity витков (кривая В).

Эти опыты одновременно показывают, что теоретическая кривая, без учета межмолекулярного трения (гистерезиса), о которой шла речь выше, в обоих случаях проходит примерно в середине между кривой завода и спуска пружины (см. пунктирную прямую *C*).

Опытным путем также установлено, что в средней части спуска барабан не оказывает никакого влияния на пружину, и кривая момента спуска изменяется пропорционально оборотам.



Фиг. 170. Механизм типа мальтийский крест, служащий для ограничения числа оборотов заводного барабана.

Для работы на прямолинейном участке кривой спуска и для уменьшения количества возможных поломок пружин вследствие перенапряжения наружного витка от чрезмерного завода в точных часах и некоторых приборах ответственного назначения устанавливают ограничители чисел оборотов заводного барабана типа мальтийский крест (фиг. 170).

6. ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ РАЗМЕРАМИ БАРАБАНА, ВАЛИКА И ПРУЖИНЫ

Рассмотрим сначала наиболее общий случай пружинного двигателя, когда при полностью спущенной пружине часть витков прижата к стенке барабана, а часть свободна, т. е. витки находятся не в напряженном состоянии. Эта часть витков не имеет накопленной упругой энергии (фиг. 171).

Если такую пружину полностью заводят, как это показано на фиг. 171,б, то при спуске часть витков, которая была свободна, полностью отдаст свою энергию, а остальные витки, которые были прижаты к стенке барабана, не полностью отдадут свою энергию, так как здесь размер барабана препятствует полной отдаче энергии.

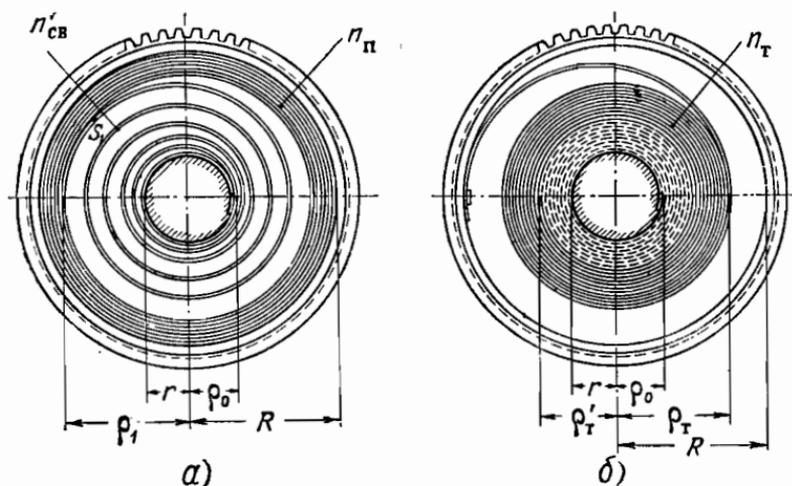
Выведем основные расчетные формулы для такого пружинного двигателя.

Для этой цели обозначим:

R — внутренний радиус заводного барабана;

ρ_n и r_n — радиус кривизны и полярный радиус-вектор прижатых к стенке барабана витков при полностью спущенной пружине;

- ρ_1 — радиус кривизны в пограничной точке S_1 , который разграничивает прижатые витки от свободных (фиг. 171,а);
- ψ_n — полярный угол, отсчитанный от радиуса-вектора наружного конца прижатых к стенке барабана витков до пограничной точки S_1 ;
- $\rho_{св}$ — радиус кривизны свободных (ненапряженных) витков при спущенной пружине в барабане;
- ρ'_T — внешний радиус кривизны тугозаведенной пружины;
- ρ_0 — начальный радиус кривизны тугозаведенной на валик пружины, отсчитанный от внутреннего ее упругого конца (как известно, для расчета пружины этот радиус берется не меньше $15 h$);



Фиг. 171. Ненормальная заводная пружина.

а—в спущенном состоянии, б—в заведенном состоянии.

- S — текущая длина, отсчитанная с внутреннего упругого конца пружины;
- $L_{св}$ — длина свободных (ненапряженных) витков пружины, отсчитанная от внутреннего упругого конца до пограничной точки S_1 ;
- L_n — длина прижатых к стенке барабана витков;
- L — расчетная длина пружины без учета отоженных концов;
- n_T — число витков тугозаведенной пружины;
- n'_T — число тугозаведенных на валик витков, соответствующее длине $L_{св}$;
- n_n — число прижатых к стенке барабана витков;
- $n'_{св}$ — число свободных витков, соответствующее длине $L_{св}$;
- $n_{сп}$ — число витков спущенной пружины, равное $n_n + n'_{св}$;
- n_p — число рабочих оборотов заводного барабана;
- n_0 — число холостых оборотов заводного барабана;
- n_6 — число полных оборотов заводного барабана.

Для рассматриваемого пружинного двигателя, у которого при спущенном состоянии часть витков прижата к стенке барабана, а часть свободна, внутренний радиус заводного барабана R не может быть найден из простого геометрического соотношения, т. е. из равенства объемов пружины при ее спущенном и заведенном состояниях. Очевидно, он должен быть найден из других условий.

В качестве основного условия для определения радиуса барабана может служить нагруженная пружина в барабане в состоянии, когда при заводе все витки отошли от стенки барабана и пружина работает всей своей длиной при отсутствии соприкосновения витков.

Будем считать, что такому состоянию нагруженной пружины в барабане соответствует теоретический минимальный момент M_{\min} . Тогда математически это условие нагруженной пружины запишется в следующем виде:

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{\rho_{\text{св}}^{(L)}} = \frac{M_{\min}}{EJ},$$

откуда

$$\boxed{R = \frac{1}{\frac{M_{\min}}{EJ} + \frac{1}{\rho_{\text{св}}^{(L)}}}}, \quad (6.83)$$

где EJ — жесткость пружины;

$\rho_{\text{св}}^{(L)}$ — радиус кривизны наружного конца свободной стабилизированной пружины.

Величина этого радиуса кривизны $\rho_{\text{св}}^{(L)}$ определяется по формуле (4.50)

$$\rho_{\text{св}}^{(L)} = \frac{\pi}{\bar{\Theta}_T} \rho_T,$$

где

$$\rho_T = \sqrt{\rho_0^2 + \frac{hL}{\pi}}.$$

Значение $\bar{\Theta}_T$ находится либо из экспериментальной кривой $\bar{\Theta} - \rho$ по найденной ρ_T , либо вычисляется по формулам (4.65) или (4.66) при замене ρ его предельным значением ρ_T .

В тех случаях, когда величина $\bar{\Theta}_T$ при подсчете ее по формуле (4.65) или (4.66) получается отрицательной, то для получения положительного значения $\bar{\Theta}_T$ следует пользоваться более точным уравнением (4.64). По этому уравнению особенно точно определяются значения $\bar{\Theta}_T$, когда величина $\Delta_T = \frac{h}{\rho_T}$ получается близкой

$$\Delta_{\text{пр}} = \frac{h}{\rho_{\text{пр}}}.$$

Такой случай на практике может иметь место, например, тогда, когда при определении $\rho_0 = mh$ берем коэффициент прочности $m = 25$ вместо $m = 15$.

Из приведенной схемы пружинного двигателя (фиг. 171,а) замечаем, что в пограничной точке S_1 свободные витки $n'_{св}$ имеют общую касательную с витками, прижатыми к стенке барабана.

Исходя из этого определения пограничной точки легко найти длину свободных (ненапряженных) витков $L_{св}$ из уравнения

$$\rho_1 = \rho_n^{(S_1)} = \rho_{св}^{(S_1)}. \quad (6.84)$$

Входящие в уравнение (6.84) радиусы ρ_n и $\rho_{св}$ символически записаны в естественных координатах, т. е. представлены в функции длины дуги S спирали, отсчитанные от внутреннего упругого конца пружины.

Найдем их выражение через S .

С этой целью сначала выведем уравнение прижатых к стенке барабана витков ρ_n как функцию S . Так как прижатые витки имеют вид спирали архимеда, то уравнение этих витков в полярных координатах с полюсом в центре барабана запишется в виде

$$r_n = R - \frac{h}{2\pi} \psi_n. \quad (6.85)$$

Тогда радиус кривизны ρ_n в точке пружины, определяемой координатами r_n и ψ_n , представится формулой

$$\rho_n = \frac{\left[r_n^2 + \left(\frac{dr_n}{d\psi_n} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{r_n^2 + r_n \frac{d^2 r_n}{d\psi_n^2} + 2 \left(\frac{dr_n}{d\psi_n} \right)^2}. \quad (6.86)$$

Дифференцируя уравнение (6.85) по ψ_n и подставляя значения

$$r_n; \quad \frac{dr_n}{d\psi_n} = \frac{h}{2\pi} \quad \text{и} \quad \frac{d^2 r_n}{d\psi_n^2} \approx 0$$

в формулу (6.86), получим

$$\rho_n = \frac{\left[r_n^2 + \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{r_n^2 + 2 \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2}. \quad (6.87)$$

Это выражение можно тождественно преобразовать к виду

$$\rho_n = r_n \frac{\left[1 + \left(\frac{h}{2\pi r_n} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{1 + 2 \left(\frac{h}{2\pi r_n} \right)^2}. \quad (6.88)$$

$$\left(\frac{d\psi_n}{dS} \right)_2 = \frac{r_2^n + \left(\frac{2\pi}{h} \right)_2}{1}$$

Исключая из последних двух уравнений $\frac{d\psi_n}{dS}$, получим дифференциальное уравнение для определения функции $\psi^n = \psi(S)$

$$\frac{d\psi^n}{dS} = \frac{2\pi}{h} \frac{d\psi^n}{dS}$$

Дифференцируя уравнение полярного радиуса-вектора прижатых витков (6.85) по S , имеем

$$1 = \left(\frac{dS}{dr_2^n} \right)_2 + r_2^n \left(\frac{d\psi_n}{dS} \right)_2$$

Разделив это равенство почленно на dS_2 , получим

$$(6.91) \quad dS_2 = dr_2^n + r_2^n d\psi_2^n$$

написать

Для элемента прижато к стенке барабана витка можем взять следующие преобразования. Пусть ψ^n в функции той же дуги S . Для этой цели проведем в функции дуги S , достаточно в равенстве (6.90) выразить r_2^n чтобы представить радиус кривизны прижатых витков

$$(6.90) \quad r_2^n = R - \frac{2\pi}{h} \psi_2^n$$

в виде

Таким образом, радиус кривизны прижатых витков r_2^n совпадает по величине с полярным радиусом-вектором r_2^n , проведенным из центра барабана. Следовательно, пользуясь уравнением (6.85), выражение радиуса кривизны прижатых витков можем записать

$$(6.89) \quad r_2^n = r_2^n$$

Когда уравнение (6.88) окончательно примет вид

$$1 = \frac{1 + \left(\frac{2\pi r_2^n}{h} \right)_2}{1 + 2 \left(\frac{2\pi r_2^n}{h} \right)_2}$$

с единицей; поэтому можно положить

Величина $\left(\frac{2\pi r_2^n}{h} \right)_2$ при $h = 0,1 - 0,6$ мм и $r_2^n = 5 \div 50$ мм не превосходит $\frac{1}{30}$ $\approx 0,001$ и, следовательно, весьма мала в сравнении с единицей; поэтому можно положить

Это уравнение с разделяющимися переменными и потому может быть переписано в виде

$$dS = -\sqrt{r_n^2 + \left(\frac{h}{2\pi}\right)^2} d\psi_n$$

или

$$dS = -r_n \sqrt{1 + \left(\frac{h}{2\pi r_n}\right)^2} d\psi_n. \quad (6.92)$$

Так как величина $\left(\frac{h}{2\pi r_n}\right)^2 < 0,001$, то можно положить

$$\sqrt{1 + \left(\frac{h}{2\pi r_n}\right)^2} \approx 1$$

и последнее уравнение записать в виде

$$dS = -r_n d\psi_n$$

или, подставляя вместо r_n его значение из уравнений (6.85), будем иметь

$$dS = -\left(R - \frac{h}{2\pi} \varphi_n\right) d\psi_n.$$

Интегрируя это уравнение, получим

$$S = -R\psi_n + \frac{h}{4\pi} \psi_n^2 + C, \quad (6.93)$$

где C — постоянная интегрирования.

Для определения C пользуемся начальными условиями: при $S=L$ $\varphi_n=0$.

Следовательно,

$$C=L,$$

и тогда уравнение (6.93) перепишется в виде

$$S = L - R\psi_n + \frac{h}{4\pi} \psi_n^2. \quad (6.94)$$

Решая это квадратное уравнение относительно ψ_n , находим искомое выражение угла в функции дуги S

$$\psi_n = \frac{2\pi}{h} \left[R - \sqrt{R^2 - \frac{h}{\pi} (L - S)} \right]. \quad (6.95)$$

Упростим это выражение. Для этого представим

$$\sqrt{R^2 - \frac{h}{\pi} (L - S)} = R \sqrt{1 - \frac{h(L - S)}{\pi R^2}}.$$

Выражение $\frac{h(L-S)}{\pi R^2}$, стоящее под корнем, практически не превосходит 0,3, поэтому разложим корень в ряд Ньютона и ограничимся первыми двумя членами разложения

$$\sqrt{1 - \frac{h(L-S)}{\pi R^2}} \approx 1 - \frac{h(L-S)}{2\pi R^2}.$$

Такая замена корня первыми двумя членами ряда дает расхождение, не превышающее 1, 2⁰/о.

Подставляя значение корня в формулу (6.95), получим

$$\psi_{\pi} = \frac{L-S}{R}. \quad (6.96)$$

Наконец, подставляя это значение ψ_{π} в уравнение (6.90), получим искомое уравнение радиуса кривизны прижатых витков, выраженное через длину дуги S пружины

$$\rho_{\pi} = R - \frac{h}{2\pi R}(L-S). \quad (6.97)$$

Заменяя в последнем уравнении текущую длину дуги S , отсчитанную от внутреннего упругого конца пружины до ее пограничной точки S_1 через L_{cb} , получим на основании уравнения (6.84) формулу для определения радиуса пограничной точки

$$\rho_1 = \rho_{\pi}^{(S_1)} = R - \frac{h}{2\pi R}(L - L_{cb}). \quad (6.98)$$

Нам известно, что радиус кривизны свободной стабилизированной пружины, выраженный через длину дуги S , определяется по формуле (5.17).

Напишем эту формулу в развернутом виде

$$\rho_{cb}^{(S)} = \frac{\pi \sqrt{\frac{Sh}{\pi} + \rho_0^2}}{\lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\sqrt{\frac{Sh}{\pi} + \rho_0^2}} + \lambda_2 \frac{h^2}{\left(\frac{Sh}{\pi} + \rho_0^2\right)}}. \quad (6.99)$$

В таком виде, как она здесь написана, эта формула применяется, как известно, для более толстых и более пластичных образцов пружинной ленты. Для тонких и более упругих лент в формуле (6.99) ограничиваются только первыми двумя членами в знаменателе, причем известно, что оставшиеся упруго-пластические коэффициенты λ_0 и λ_1 принимают в этом случае иные числовые значения, чем в формуле (4.65).

Пользуясь равенством (6.84) и приведенным уравнением (6.99) для радиуса кривизны пограничной точки (при $S=L_{св}$), можем написать соответствующее уравнение

$$\rho_1 = \rho_{св}^{(S_1)} = \frac{\pi \sqrt{\frac{L_{св}h}{\pi} + \rho_0^2}}{\lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\sqrt{\frac{L_{св}h}{\pi} + \rho_0^2}} + \lambda_2 \frac{h^2}{\left(\frac{L_{св}h}{\pi} + \rho_0^2\right)}}. \quad (6.100)$$

Приравнявая правые части уравнения (6.98) и (6.100), исключив этим самым ρ_1 , найдем длину свободных (ненагруженных) витков пружины $L_{св}$. Это уравнение решается графически, поэтому группируем в одну сторону уравнения все члены с неизвестными $L_{св}$, обозначая данную часть уравнения сокращено через $F(L_{св})$. При этом будем иметь

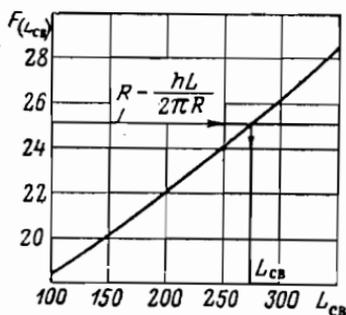
$$F(L_{св}) = \frac{\pi \sqrt{\frac{L_{св}h}{\pi} + \rho_0^2}}{\lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\sqrt{\frac{L_{св}h}{\pi} + \rho_0^2}} + \lambda_2 \frac{h^2}{\left(\frac{L_{св}h}{\pi} + \rho_0^2\right)}} - \frac{hL_{св}}{2\pi R} = R - \frac{hL}{2\pi R}. \quad (6.101)$$

При известных R , ρ_0 , h и L задаемся тремя произвольными значениями $L_{св}$ и по формуле (6.101) вычисляем соответствующие три значения функции $F(L_{св})$.

Откладывая по оси абсцисс три произвольных значения $L_{св}$ и по оси ординат соответствующие значения функции $F(L_{св})$, строим кривую. Пересекая эту кривую прямой, параллельной оси абсцисс и отстоящей от нее на расстоянии, равном $R - \frac{hL}{2\pi R}$, найдем на оси абсцисс искомую длину $L_{св}$ (фиг. 172).

Попробуем несколько упростить уравнение (6.99), чтобы получить сравнительно несложную формулу для определения $L_{св}$. Для этой цели представим уравнение (6.99) в виде семейства кривых $\rho_{св} = f(S)$ при различных толщинах пружинной ленты h .

Построенные нами кривые $\rho_{св} = f(S)$ для различных толщин пружинной ленты показывают, что они на значительном участке длины S пружины изменяются почти по линейному закону (фиг. 173). Поэтому, если учесть, что длина свободных (ненагру-



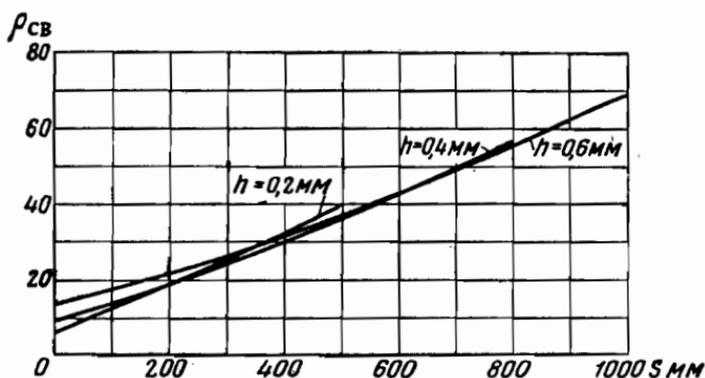
Фиг. 172. Графический метод определения величины $L_{св}$ по кривой зависимости $F(L_{св}) - L_{св}$.

женных) витков $L_{св}$ практически не достигает больше половины всей длины пружины L , то с достаточной для практики точностью можем представить уравнение (6.99) в следующем упрощенном виде:

$$\rho_{св}^{(S)} = \rho_{св}^{\circ} + a_0 S, \quad (6.102)$$

где $\rho_{св}^{\circ}$ — начальный радиус кривизны свободной пружины, отсчитанный от внутреннего упругого конца пружины, при $S=0$ (фиг. 174);

a_0 — угловой коэффициент прямой с осью абсцисс.



Фиг. 173. Семейство кривых $\rho_{св}=f(S)$ при различных толщинах пружинной ленты h .

Тогда для пограничной точки S_1 вместо уравнения (6.100) можно написать

$$\rho_1 = \rho_{св}^{(S_1)} = \rho_{св}^{\circ} + a_0 L_{св}. \quad (6.103)$$

Приравнивая правые части уравнений (6.98) и (6.103), найдем $L_{св}$ по следующей формуле:

$$L_{св} = \frac{R - \rho_{св}^{\circ} - \frac{hL}{2\pi R}}{a_0 - \frac{h}{2\pi R}}. \quad (6.104)$$

В этой формуле величины $\rho_{св}^{\circ}$ и a_0 являются неизвестными. Они определяются уравнениями (фиг. 174):

$$\rho_{св}^{\circ} = \frac{\pi}{\theta_0} \rho_0, \quad (6.105)$$

$$a_0 = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\rho_{св}^{(S)} - \rho_{св}^{\circ}}{S} = \frac{\pi}{S} \left[\frac{\rho_T S}{\theta_T S} - \frac{\rho_0}{\theta_0} \right], \quad (6.106)$$

где

$$\rho_0 = mh = 15h;$$

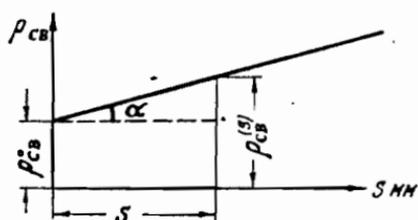
$$\rho_{TS} = \sqrt{\frac{Sh}{\pi} + \rho_0^2};$$

$$\bar{\theta}_0 = \lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\rho_0} + \lambda_2 \frac{h^2}{\rho_0^2};$$

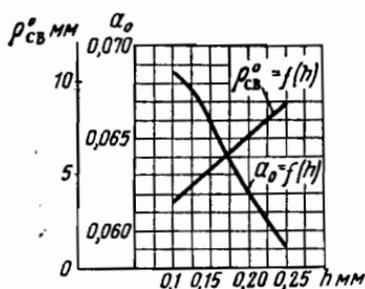
$$\bar{\theta}_{TS} = \lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\rho_{TS}} + \lambda_2 \frac{h^2}{\rho_{TS}^2}.$$

При вычислении радиуса ρ_{TS} во всех случаях принимаем $S = 200$ мм.

Можно, не выполняя этих вычислений, значения $\rho_{св}^{\circ}$ и a_0 находить непосредственно из графиков в зависимости от заданной



Фиг. 174. График $\rho_{св} = f(S)$ к расчету.



Фиг. 175. Расчетные графики $\rho_{св}^{\circ} = f(h)$ и $a_0 = f(h)$ для мелких пружинных лент.

толщины пружины h . Достаточно по построенному графику $\rho_{св} = f(S)$ при различных толщинах h (см. фиг. 173) строить новые зависимости $\rho_{св}^{\circ} = f(h)$ и $a_0 = f(h)$.

Такие кривые представлены для заводных пружин мелких размеров, изготовленных из стали марки У8А—У12А на фиг. 175, для пружин средних размеров, изготовленных из стали марки ЭИ142,— на фиг. 176 и для крупных размеров (из стали той же марки) — на фиг. 177.

Определив по формуле (6.104) длину $L_{св}$, можем теперь легко найти длину прижатых к стенке барабана витков по формуле

$$L_n = L - L_{св}. \quad (6.107)$$

Число прижатых к стенке барабана витков пружины найдется по формуле

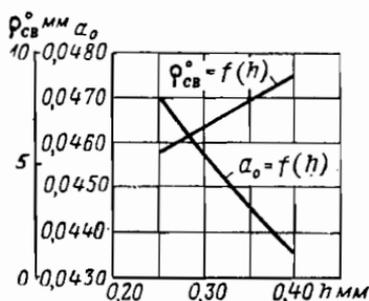
$$n_n = \frac{R - \rho_1}{h}. \quad (6.108)$$

Радиус кривизны тугозаведенной части пружины, соответствующей пограничной точке S_1 , может быть вычислен по формуле

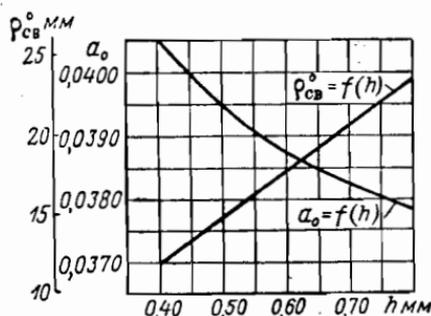
$$\rho'_\tau = \sqrt{\rho_0^2 + \frac{hL_{св}}{\pi}}. \quad (6.109)$$

Число витков тугозаведенной пружины, отсчитанное от внутреннего упругого конца до пограничной точки S_1 , определится следующим образом:

$$n'_\tau = \frac{\rho'_\tau - \rho_0}{h}. \quad (6.110)$$



Фиг. 176. Расчетные графики $\rho'_{св} = f(h)$ и $\alpha_0 = f(h)$ для средних размеров пружинной ленты.



Фиг. 177. Расчетные графики $\rho'_{св} = f(h)$ и $\alpha_0 = f(h)$ для крупных пружинных лент.

Число свободных (ненапряженных) витков пружины до пограничной точки S_1 может быть вычислено по известной формуле (5.34)

$$n'_{св} = \frac{n'_\tau}{\pi} \bar{\Theta}'_{ср}. \quad (6.111)$$

В свою очередь, величина $\bar{\Theta}'_{ср}$ определяется по формуле (5.39), где n'_τ заменяется через n'_τ , т. е.

$$\bar{\Theta}'_{ср} = \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n'_\tau} \ln \left(1 + \frac{n'_\tau}{m} \right) + \frac{\lambda_2}{(n'_\tau + m)m}. \quad (6.112)$$

Как известно, эта формула с тремя членами в правой части применяется для сравнительно толстых и более пластичных образцов пружинной ленты. Для тонких и более упругих лент в формуле (6.112) ограничиваются в правой части двумя первыми членами, причем оставшиеся коэффициенты λ_0 и λ_1 принимают иные числовые значения, чем в формуле (6.112).

Поэтому можем написать

$$\bar{\Theta}'_{ср} = \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n'_\tau} \ln \left(1 + \frac{n'_\tau}{m} \right). \quad (6.113)$$

Число витков спущенной пружины будет выражаться согласно диаграмме, приведенной на фиг. 161, суммой прижатых и свободных витков, т. е.

$$n_{\text{сп}} = n_{\text{п}} + n'_{\text{св}}. \quad (6.114)$$

Число витков тугозаведенной пружины (фиг. 171,б) определяется известной формулой

$$n_{\text{т}} = \frac{p_{\text{т}} - p_0}{h}. \quad (6.115)$$

Тогда число полных оборотов заводного барабана запишется в виде

$$n_0 = n_{\text{т}} - n_{\text{сп}} = n_{\text{т}} - n_{\text{п}} - n'_{\text{св}}. \quad (6.116)$$

С другой стороны, из диаграммы (фиг. 161) видно, что число полных оборотов заводного барабана может быть выражено как сумма холостых и рабочих оборотов заводного барабана, т. е.

$$n_0 = n_0' + n_p. \quad (6.117)$$

Приравнявая правые части уравнений (6.116) и (6.117), получим формулу для определения числа холостых оборотов заводного барабана, или величину подзавода,

$$n_0' = n_{\text{т}} - n_{\text{сп}} - n_p. \quad (6.118)$$

Выше мы рассмотрели работу пружинного двигателя, у которого при полностью спущенной пружине часть витков была прижата к стенке барабана, а часть свободна.

Такие пружинные двигатели довольно часто применяются в различных автоматических устройствах, в телеграфных аппаратах, в счетных и пишущих машинах и т. п.— там, где размеры барабана не особенно стеснены габаритами механизма.

У этих пружинных двигателей отношение $\frac{R}{p_0}$ всегда больше 3, а в некоторых случаях оно доходит до 8. При этом, как правило, не соблюдается равенства объемов спущенной и заведенной пружины, так как в них длина пружины принимается гораздо короче, чем она могла быть выбрана при соблюдении указанного равенства объемов. Такие пружинные двигатели принято называть ненормальными.

В отличие от ненормальных пружинных двигателей нормальными будем называть такие пружинные двигатели, у которых соблюдается равенство объемов спущенной и заведенной пружин.

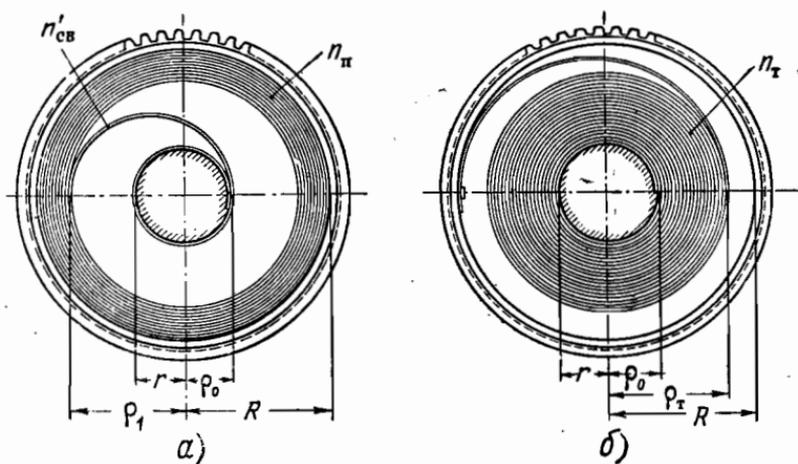
В большинстве случаев в этих пружинных двигателях отношение $\frac{R}{p_0}$, как правило, берется не больше 3.

Такие пружинные двигатели применяются преимущественно в часовом производстве, когда хотят при минимальных габаритах заводного барабана получить максимальное число оборотов дви-

гателя. У такого нормального пружинного двигателя при спущенной пружине все витки, за исключением небольшой части свободного витка $n_{св}'$, находящегося около валика пружины (фиг. 178,а), прижаты к стенке барабана.

На фиг. 178 приведена схема нормального пружинного двигателя в спущенном и заведенном состояниях.

Расчетные формулы для нормального пружинного двигателя могут быть значительно упрощены, если пренебречь величиной $n_{св}'$.



Фиг. 178. Нормальная заводная пружина.

а—в спущенном состоянии, б—в заведенном состоянии.

В этом случае число оборотов заводного барабана может быть записано следующим образом:

$$n_6 = n_r - n_n. \quad (6.119)$$

Так как каждый виток спущенной и заведенной пружины равен 2π , то, следовательно, каждый виток равняется точно одному обороту. Поэтому в уравнении (6.119) разность $n_r - n_n$, выраженная в витках, в то же время выражается и в оборотах.

Выразив согласно схеме пружинного двигателя (фиг. 178) значения n_r и n_n через соответствующие радиусы и толщину пружины, будем иметь

$$n_6 = \frac{\rho_r - \rho_0 - R + \rho_1}{h}, \quad (6.120)$$

где ρ_1 —радиус кривизны пограничной точки или внутренний радиус спущенной пружины.

Это уравнение дает возможность определить число оборотов заводного барабана, если известны его геометрические размеры.

При заданных R , ρ_0 и h число оборотов пружинного двигателя n_6 —есть функция двух переменных ρ_r и ρ_1 . Найдем связь меж-

ду ними и выразим n_6 как функцию одного переменного ρ_1 . Напишем равенство объемов спущенной и заведенной пружины

$$b\pi R^2 - b\pi\rho_1^2 = b\pi\rho_T^2 - b\pi\rho_0^2,$$

где b — ширина пружины,

откуда

$$\rho_1 = \sqrt{R^2 + \rho_0^2 - \rho_T^2}. \quad (6.121)$$

Подставляя значение ρ_1 в уравнение (6.120), получаем

$$n_6 = \frac{\rho_T - \rho_0 - R + \sqrt{R^2 + \rho_0^2 - \rho_T^2}}{h}.$$

Для получения максимально возможного числа оборотов пружинного двигателя возьмем первую производную от последнего выражения n_6 по ρ_T и приравняем ее к нулю

$$\frac{hdn_6}{d\rho_T} = 1 - \frac{2\rho_T}{2\sqrt{R^2 + \rho_0^2 - \rho_T^2}} = 0,$$

откуда

$$\rho_T = \sqrt{\frac{R^2 + \rho_0^2}{2}}. \quad (6.122)$$

Этому значению ρ_T соответствует максимальное число оборотов барабана, так как вторая производная меньше нуля.

Подставляя полученное значение ρ_T в уравнение (6.121), будем иметь

$$\rho_T = \rho_1 = \sqrt{\frac{R^2 + \rho_0^2}{2}}. \quad (6.123)$$

Последнее равенство выражает основное условие нормального пружинного двигателя. При этом условии соблюдается равенство объемов спущенной и заведенной пружины и получается максимальное число оборотов заводного барабана.

Наивыгоднейший размер заводного барабана, при котором реализуется максимальное число оборотов пружинного двигателя, может быть найден из следующего равенства площадей

$$Lh = \frac{\pi(R^2 - \rho_0^2)}{2}, \quad (6.124)$$

откуда

$$R = \sqrt{\frac{2Lh}{\pi} + \rho_0^2}. \quad (6.125)$$

Этот радиус обеспечивает максимальное число оборотов при наименьших размерах барабана.

Пользуясь уравнениями (6.120) и (6.123), можем написать формулу для определения максимального числа оборотов заводного барабана

$$n_{\sigma \max} = \frac{\sqrt{2(R^2 + \rho_0^2)} - (R + \rho_0)}{h} \quad (6.126)$$

и тогда число холостых оборотов заводного барабана определится формулой

$$n_0 = n_{\sigma \max} - n_p. \quad (6.127)$$

7. ПОТЕНЦИАЛЬНАЯ ЭНЕРГИЯ ПРИЖАТЫХ ВИТКОВ

Потенциальная энергия прижатых к стенке барабана витков при спущенной пружине может быть выражена следующим уравнением:

$$U_{\pi} = \frac{1}{2} M_{\pi} \psi_{\pi}. \quad (6.128)$$

В свою очередь момент прижатых витков M_{π} , входящий в формулу (6.128), определяется уравнением

$$M_{\pi} = \frac{EJ}{L_{\pi}} (\psi_{\pi} - \psi_{\text{св. п}}). \quad (6.129)$$

Подставляя в эту формулу значения

$$\psi_{\pi} = \frac{L - L_{\text{св. п}}}{R} = \frac{L_{\pi}}{R}, \quad (6.130)$$

$$\psi_{\text{св. п}} = 2\pi (n_{\text{св}} - n'_{\text{св}}) = 2\pi n_{\text{св. п}}, \quad (6.131)$$

получим

$$M_{\pi} = EJ \left[\frac{1}{R} - \frac{2\pi n_{\text{св. п}}}{L_{\pi}} \right]. \quad (6.132)$$

Заменяя в формуле (6.128) M_{π} и ψ_{π} своими выражениями, будем иметь

$$\boxed{U_{\pi} = \frac{EJ}{R} \left[\frac{L_{\pi}}{2R} + \pi n_{\text{св. п}} \right]}, \quad (6.133)$$

где $n_{\text{св. п}}$ — число свободных витков пружины, соответствующее прижатым виткам в барабане.

Мы получили простое и удобное выражение потенциальной энергии прижатых к стенке барабана витков пружины.

Потенциальная энергия зависит от жесткости пружины EJ , от длины прижатых витков L_{π} , от радиуса барабана R и от числа витков свободной пружины $n_{\text{св. п}}$ для участка длины L_{π} .

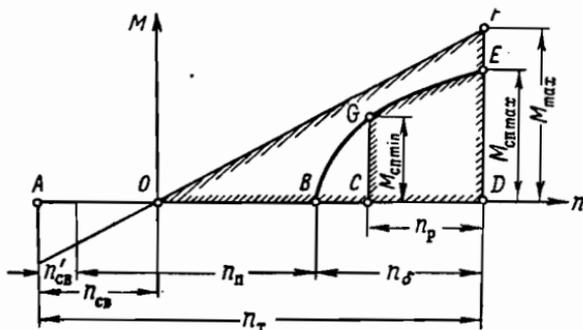
Известно, что существующие в литературе (например, в книге проф. Ф. В. Дроздова «Детали приборов») формулы для вычисления потенциальной энергии прижатых витков пружины очень громоздки и ими неудобно пользоваться.

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОТДАЧИ ПРУЖИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Коэффициент отдачи η пружинного двигателя можно определить, воспользовавшись законом сохранения энергии.

На фиг. 179 прямая OF представляет собою случай идеального нагружения пружины.

Как известно, площадь, ограниченная этой прямой и осью абсцисс, численно равна работе, затраченной на завод пружины. На фиг. 179 эта площадь равна площади треугольника OFD . Однако при спуске (см. линию EG) пружина не полностью возвращает работу; в кинетическую энергию звеньев механизма превращается



Фиг. 179. График $M-n$, иллюстрирующий отдачу пружинным двигателем.

только часть работы, численно равная площади $EGCD$. Вся остальная энергия или рассеивается, или остается в виде потенциальной энергии.

Коэффициентом отдачи пружинного двигателя называется отношение работы, отданной пружиной, к работе, подведенной к ней, т. е.

$$\eta = \frac{\text{пл. } EGCD}{\text{пл. } OFD} = \frac{\frac{1}{2} n_p (M_{\text{сн max}} + M_{\text{сн min}})}{\frac{1}{2} (n_t - n_{\text{св}}) M_{\text{max}}}$$

или

$$\eta = \frac{n_p (1 + \mathfrak{M}_{\text{сн}}) M_{\text{сн min}}}{n_t - n_{\text{св}} M_{\text{max}}}, \quad (6.134)$$

где

$$\mathfrak{M}_{\text{сн}} = \frac{M_{\text{сн max}}}{M_{\text{сн min}}} = 1,4 \div 5.$$

Для нормальных заводных пружин такое отношение моментов следует брать в пределах 1,4—1,8.

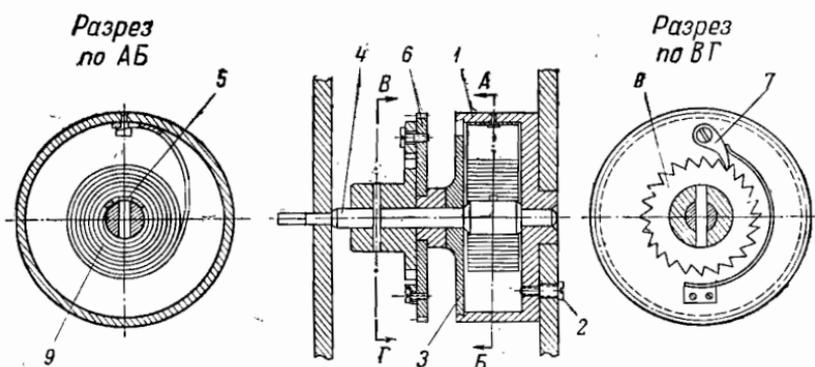
Полученный коэффициент отдачи η характеризует, насколько эффективно используется пружинный двигатель в смысле отдачи

своей энергии. Этот коэффициент для пружинных двигателей практически изменяется в пределах от 0,4 до 0,7. С увеличением размера барабана до радиуса кривизны наружного свободного витка и с применением рационального метода крепления коэффициент отдачи η можно повысить до 0,95.

9. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКТИВНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ ПРУЖИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Обычный пружинный двигатель, как известно, состоит из валика, барабана, храпового устройства и основной детали — спиральной пружины, присоединенной одним концом к валику, а другим — к внутренней стенке барабана.

Помещение пружины в барабан вызвано стремлением уменьшить габарит развернутой пружины и обеспечить надлежащую смазку. Поэтому такие пружинные двигатели крайне выгодны с



Фиг. 180. Конструкция пружинного двигателя с неподвижным барабаном.

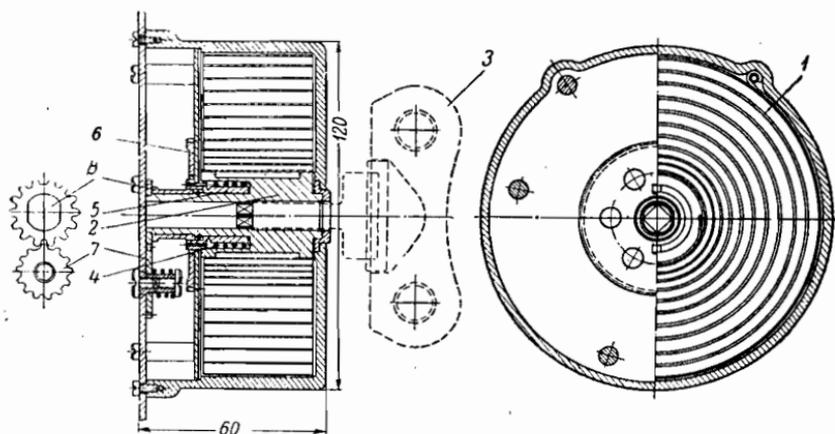
точки зрения аккумулирования энергии как по использованию материала, так и по занимаемому объему и удобству смазки.

Различают два типа пружинных двигателей: с неподвижным барабаном и с вращающимся барабаном.

Конструкция первого типа двигателя представлена на фиг. 180. Неподвижный барабан 1 укреплен винтами 2 на одной из платин часового механизма. Барабан закрыт крышкой 3 с конической фаской, входящей при надавливании в выточку барабана. Валик барабана 4 в средней утолщенной части имеет крючок 5, на который надевается своим отверстием внутренний конец пружины. Наружный конец пружины таким же образом прикрепляется к стенке барабана. При помощи ключа, который надевается на квадрат валика, производится завод пружины. Барабанное колесо 6 при этом остается неподвижным, ибо оно сидит свободно на валике, а собачка 7, ось которой расположена на барабанном колесе, свободно пропускает храповое колесо 8, наглухо посаженное на валик. При полном заводе пружины 9 ключ с квадрата снимается.

Если при заводе пружины валик вращали вправо, то под действием заводной пружины теперь валик будет вращаться влево. В это время храповое колесо одним из своих зубцов упрется в собачку и заставит вращаться барабанное колесо. Так как при заводе под действием пружины 9 барабанное колесо 6 вращаться не может, то часы остановятся. Этот существенный конструктивный недостаток ограничивает применение в часовых механизмах пружинного двигателя с неподвижным барабаном.

Примером интересного конструктивного выполнения пружинного двигателя с неподвижным барабаном, в котором завод и спуск



Фиг. 181. Пружинный двигатель киносьемочной камеры КС-50-Б.

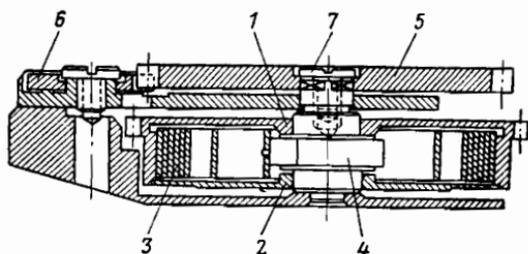
пружины осуществляются валиком, может служить пружинный двигатель киносьемочной камеры КС-50-Б (фиг. 181). Здесь заводная пружина 1 наружным концом крепится к корпусу камеры, а внутренним — к заводному валику 2. Заводят пружину поворотом ключа против часовой стрелки. При вращении заводного валика 2 винтовая пружина 4 своими витками прижимается к наружному диаметру втулки 5 и не позволяет вращаться механизму аппарата во время завода пружины, который осуществляется до тех пор, пока зуб неполного зубчатого колеса 7 не упрется в неполную выемку зубчатого колеса 8. Полный завод пружины осуществляется за 20 оборотов ключа.

Зубчатые колеса 7 и 8 выполняют функцию ограничителя чисел оборотов и обеспечивают три оборота предварительного завода в начале и столько же в конце. Таким образом, в киносьемочной камере используется прямолинейный участок диаграммы пружины. При пуске этой камеры в ход внутренний конец заводной пружины начинает разворачиваться по часовой стрелке, а вместе с ним в том же направлении начинает вращаться заводной валик 2. Последний, раскручивая пружину 4, заклинивает ее и приводит в движение втулку 5, на которой насажено зубчатое колесо 6. От

этого колеса в дальнейшем движение передается механизму камеры.

Оригинальным в этой конструкции пружинного двигателя является конструктивное выполнение внутреннего конца пружины. Здесь с целью облегчения завода пружины и плотного прилегания внутренних витков к валику на внутреннем конце пружины по ее ширине вдоль длины вырублены фигурные отверстия (см. фиг. 10, и).

На фиг. 182 изображена конструкция пружинного двигателя с вращающимся барабаном ручных часов. Здесь барабанное колесо 1 составляет одно целое с барабаном, а крышка 2 соединена с барабаном, как и в предыдущем случае. Пружина 3 прикрепле-



Фиг. 182. Пружинный двигатель с вращающимся барабаном ручных часов.

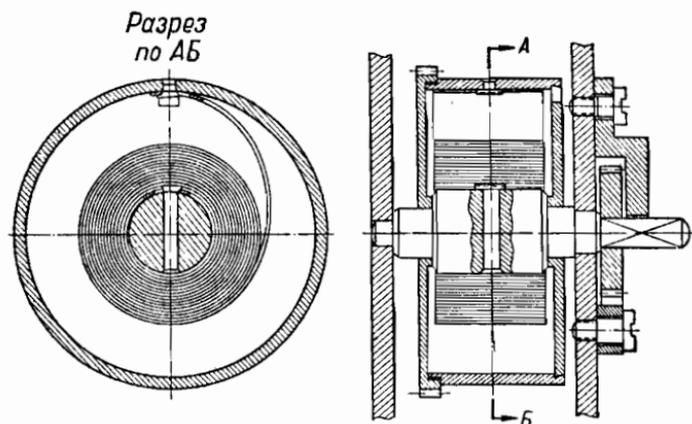
на одном конце к валику 4, а другим — к стенке барабана при помощи мечевидной накладке, изображенной на фиг. 158.

На квадрате валика 4 сидит колесо 5, которое сцепляется с собачкой 6. Для предохранения от выпадения колеса 5 служит винт 7, ввинченный в валик. При заводе пружины вращают от руки заводной ключ (на рисунке он не показан), который через передачу вращает вправо колесо 5 и валик 4. Влево валик вращаться не может, так как этому препятствует собачка 6. Вследствие этого по окончании завода валик остается неподвижным, а барабан вращается в ту же сторону, в которую вращался при заводе валик.

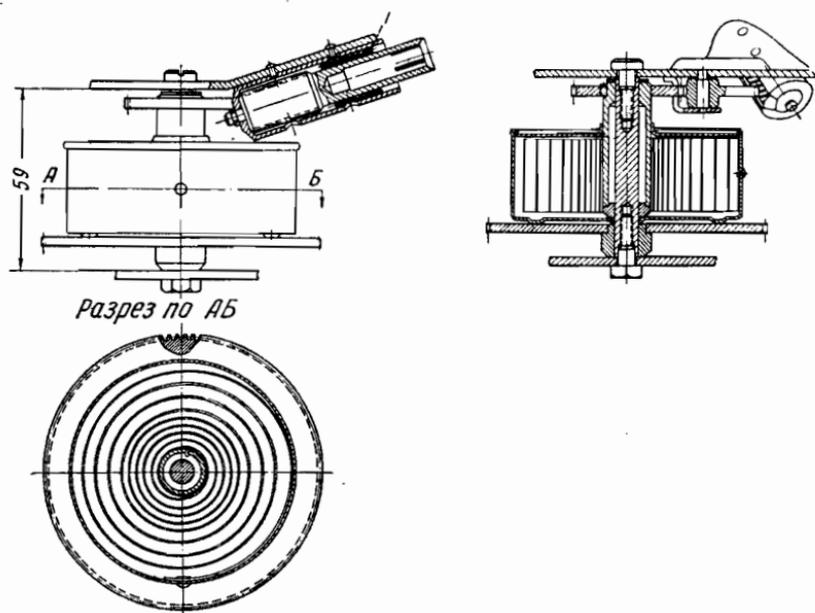
Здесь операция завода пружины не вызывает остановку часов, так как на барабан действует крутящий момент пружины и часы таким образом не лишены источника энергии. По этой причине двигатель с вращающимся барабаном находит весьма широкое применение.

На фиг. 183 показана конструкция пружинного двигателя с вращающимся барабаном для крупного часового механизма, обычно применяемого в самопишущих приборах. Заводной барабан изготовлен из двух составных частей: барабанного колеса и кольца, соединенных между собой прессовой посадкой.

На фиг. 184 показана конструкция пружинного двигателя механизма патефона, где барабан и его крышка изготовлены из листового материала методом штамповки. Как видно из самой кон-



Фиг. 183. Конструкция пружинного двигателя с вращающимся барабаном для крупного часового механизма.

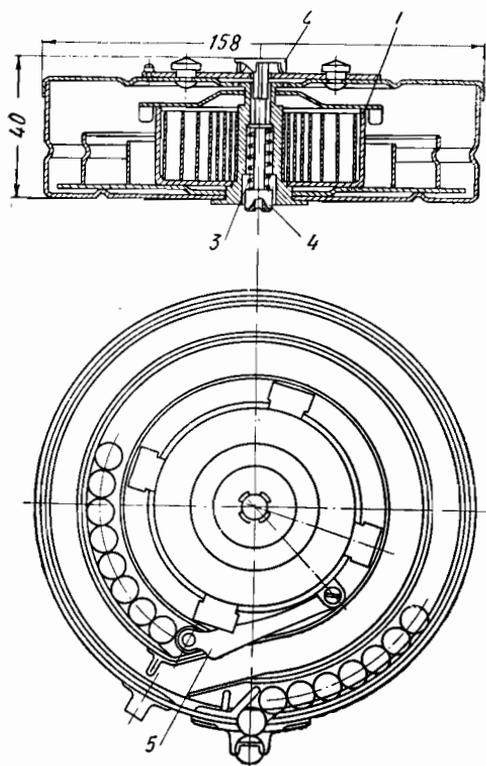


Фиг. 184. Конструкция пружинного двигателя механизма патефона.

струкции, завод пружины производится через валик, а спуск через барабан. Винтовая пружина 1 выполняет функцию винтовой пружины 4 в камере КС-50-Б.

Примером конструктивного выполнения пружинного двигателя, где завод и спуск пружины производятся через барабан, может служить пружинный двигатель магазина автоматического оружия, показанный на фиг. 185.

Для завода пружины барабан 1 держат пальцами за выступы и вращают его против часовой стрелки до тех пор, пока не будут слышны восемь щелчков защелки. Как видно из устройства магазина, защелка 2 с четырьмя зубьями служит стопором барабана; она поджимается к нему винтовой пружиной 3 и заворачивается гайкой 4.



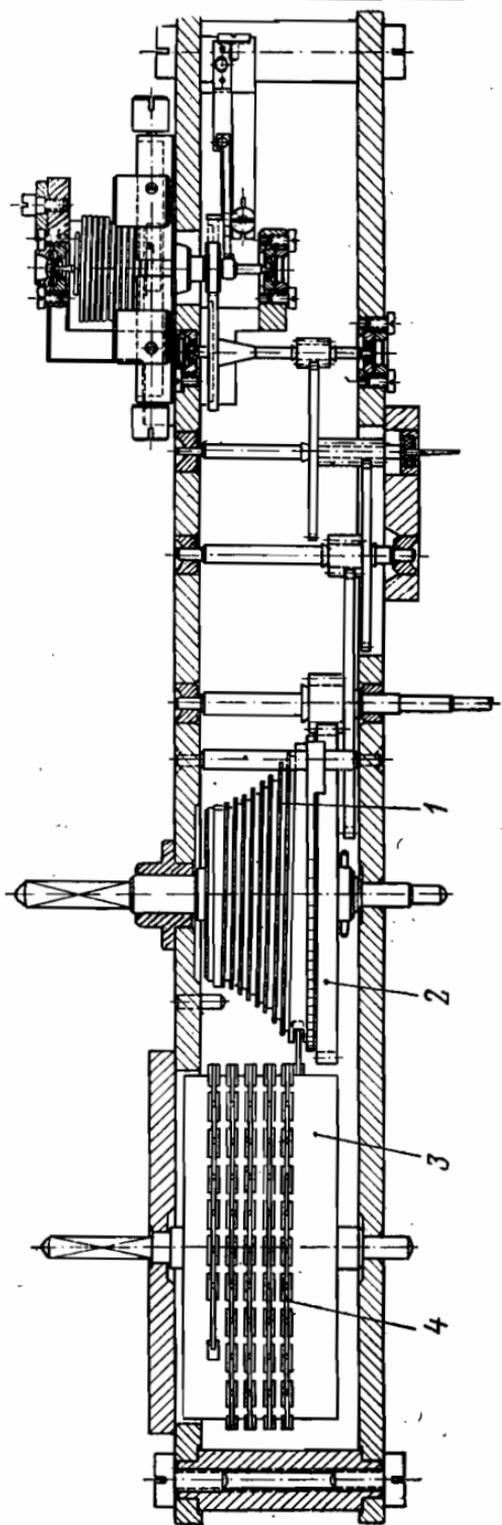
Фиг. 185. Пружинный двигатель магазина автоматического оружия.

После того как в магазин уложили патроны, спуск пружины осуществляется при выстреле вращением барабана по часовой стрелке. Чтобы при выстреле пружина через подаватель 5 поджимала патроны, необходимо отпустить барабан, повернув его против часовой стрелки и нажав пальцем на защелку магазина.

В тех случаях, когда от пружинного двигателя требуется отдача постоянного вполне определенного во все время работы момента, так как от этого зависит во многих случаях точность работы механизма, применяют приспособление для выравнивания момента пружины. Это приспособление в часовой

технике называется улиткой. На фиг. 186 показан механизм морского хронометра, где применена улитка.

Улитка 1 представляет собой барабан с переменным радиусом, по боковой поверхности которого нарезана винтовая канавка. С улиткой соединено барабанное колесо 2. Барабан 3, в котором помещена заводная пружина, снаружи имеет совершенно гладкую поверхность. Барабан соединен с улиткой при помощи стальной цепи 4, один конец которой закреплен на поверхности барабана, а другой — на наибольшем радиусе улитки.

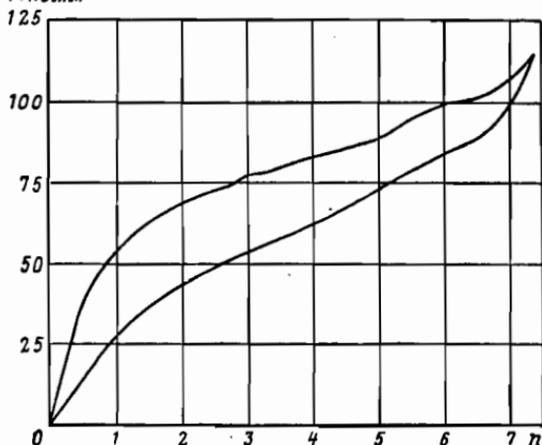


Фиг. 186. Механизм морского хронометра.

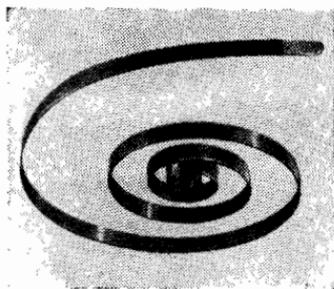
Когда пружина полностью заведена, то вся цепь намотана на улитку. Поэтому наибольшее натяжение цепи получается при наименьшем радиусе улитки и, наоборот, когда пружина в спущенном состоянии имеет минимальный момент, то в это время цепь имеет наименьшее натяжение при наибольшем радиусе улитки.

Практика показывает, что при помощи улитки не удастся полностью выровнять момент пружины из-за межвиткового трения, при котором кривая спуска не получается строго линейной, в то

Мкг.мм



Фиг. 187. Диаграмма работы пружины морского хронометра с переменным сечением по длине $h_1=0,37$ мм — у внутреннего конца и $h_2=0,42$ мм — у наружного конца.



Фиг. 188. Пружина с переменным сечением по длине.

время как сама улитка строится для пружины с заданной линейной характеристикой.

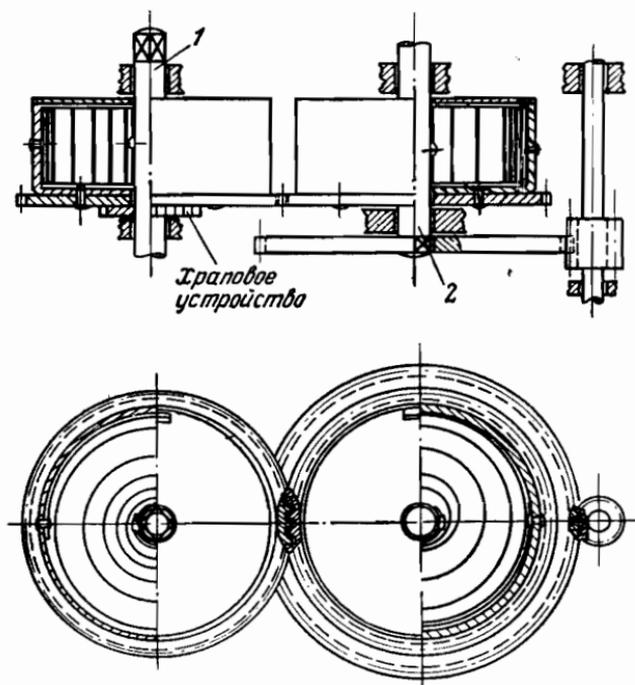
Чтобы кривая спуска изменялась более или менее пропорционально оборотам барабана, иногда применяют в морских хронометрах с улиткой пружины с переменной по длине толщиной. В этом случае пружину вставляют в барабан утолщенной частью к наружному концу.

Диаграмма работы одной из таких пружин представлена на фиг. 187. Из диаграммы видно, что действительно у такой пружины кривая спуска идет несколько круче, чем это получается у обыкновенной пружины с постоянной толщиной. Однако утверждать, что с помощью такой пружины достигается хорошая линейность кривой спуска на всем участке чисел оборотов барабана, все же нельзя.

Если пружину с переменным сечением по длине вставлять в барабан утолщенной частью к внутреннему концу, то такая пружина дает более пологую кривую момента спуска на рабочем участке, чем обыкновенная пружина с постоянной жесткостью по длине. Витки подобной пружины до момента полного завода располагаются достаточно концентрично. На фиг. 188 показана такая

пружина. Однако ввиду сложности изготовления пружины такого типа они не нашли широкого распространения.

Удовлетворительное выравнивание момента пружины на рабочем участке чисел оборотов n_p можно получить при последовательном соединении двух заводных барабанов, как это показано на фиг. 189.



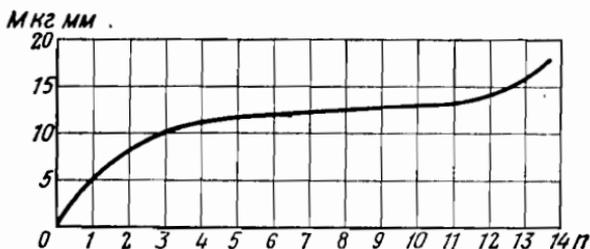
Фиг. 189. Последовательное соединение двух заводных барабанов с целью получения большего числа оборотов и некоторого выравнивания момента спуска пружины на рабочем участке.

Из диаграммы (фиг. 190) видно, что если рабочий участок n_p выбрать примерно в середине кривой спуска и ограничить обороты справа и слева специальным ограничителем, то действительно перепад моментов на данном участке получается относительно небольшой. Разумеется, этот перепад будет тем меньше, чем меньше заданное n_p .

В последние годы в зарубежной технической литературе появился ряд статей¹, где описаны механизмы с постоянным моментом. Однако эти механизмы из-за особенностей своей конструкции зани-

¹ W. T. Cook and P. C. Clarke, The negative spring—a basic new elastic member «Product Eng.», 1949, VII, Vol. 20, № 7, p. 136—40, 8 ill; A. G. Ligier, Le ressort négatif. «Pratique Ind. mécaniques», 1950, III, Vol. 33, № 3, p. 84—6, 3 ill; H. Mankonen, The negator in instrumentation (Presented at the 1951 conference of the ISA) Instruments, 1952, IX, Vol. 25, № 9, p. 1274—78.

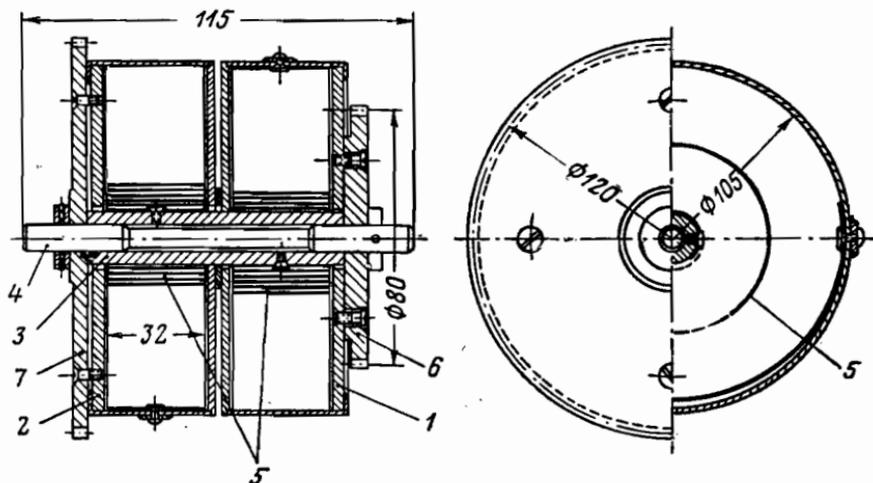
мают много места. Это обстоятельство сильно ограничивает их применение в приборах, где габариты механизмов весьма лимитированы.



Фиг. 190. Диаграмма работы двух заводных пружи-
н, соединенных между собой последовательно.

В гл. VIII будет показано, что при наличии одного барабана без применения каких-либо дополнительных приспособлений с помощью желобчатой пружины можно получить практически постоянный момент на рабочем участке чисел оборотов барабана.

Следует отметить, что двойные пружинные барабаны, соединенные последовательно по схеме, представленной на фиг. 189, практически в целом ряде случаев используются не столько для



Фиг. 191. Конструкция пружинного двигателя с двумя последовательно соединенными барабанами, где завод осуществляется через барабан 1, а спуск через барабан 2.

выравнивания момента на рабочем участке чисел оборотов, сколько для получения удвоенного числа оборотов.

Мы рассмотрели работу пружинного двигателя с двумя барабанами, соединенными между собой последовательно, где завод пружины осуществляется через валик 1, а спуск через валик 2 (см. фиг. 189). На фиг. 191 показана другая конструкция пружин-

ного двигателя с двумя барабанами, соединенными между собой также последовательно, но где завод осуществляется, наоборот, через барабан 1, а спуск через барабан 2. В этой конструкции втулка 3 сидит свободно на валике 4 и соединяет внутренние концы обеих пружин 5 с помощью крючков, насаженных на нее с головками, направленными в противоположные стороны. Наружные концы закреплены на стенках барабанов с помощью штифтового крепления.

При заводке пружины движение передается от колеса 6, жестко связанного с барабаном 1, через наружный конец пружины на втулку 3. Так как на втулке сидят две пружины, то движение передается от колеса 6 через наружный конец пружины барабана 2 на колесо 7, которое, так же как и колесо 6, связано жестко с барабаном.

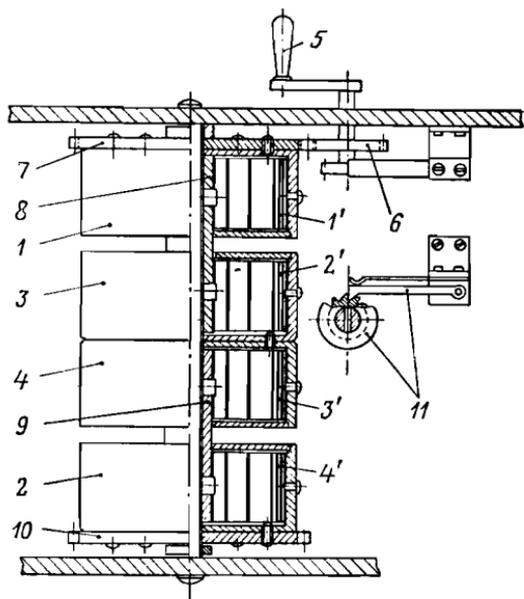
Во время заводки барабан 2 не вращается. При спуске же пружины, наоборот, вращается барабан 2, а барабан 1 остановлен, так как он не может вращаться в обратную сторону из-за храпового устройства (которое на чертеже не показано).

На фиг. 192 приведена конструкция пружинного двигателя с четырьмя барабанами. В отличие от предыдущей конструкции пружинного двигателя здесь между двумя барабанами 1 и 2 установлены еще два барабана 3 и 4, жестко связанные между собой.

При заводе движение передается от рукоятки 5 через колесо 6 к барабанному колесу 7, через наружный конец пружины 1' на втулку 8, от него через пружины 2' и 3' (наружные концы которых скреплены со стенками барабанов 3 и 4) на втулку 9 и через наружный конец пружины 4' на барабанное колесо 10.

Во время завода пружины барабан 2 не вращается. При спуске он вращается в обратную (относительно барабана) сторону вращения. Это время барабан 1 стоит неподвижно благодаря храповому устройству 11.

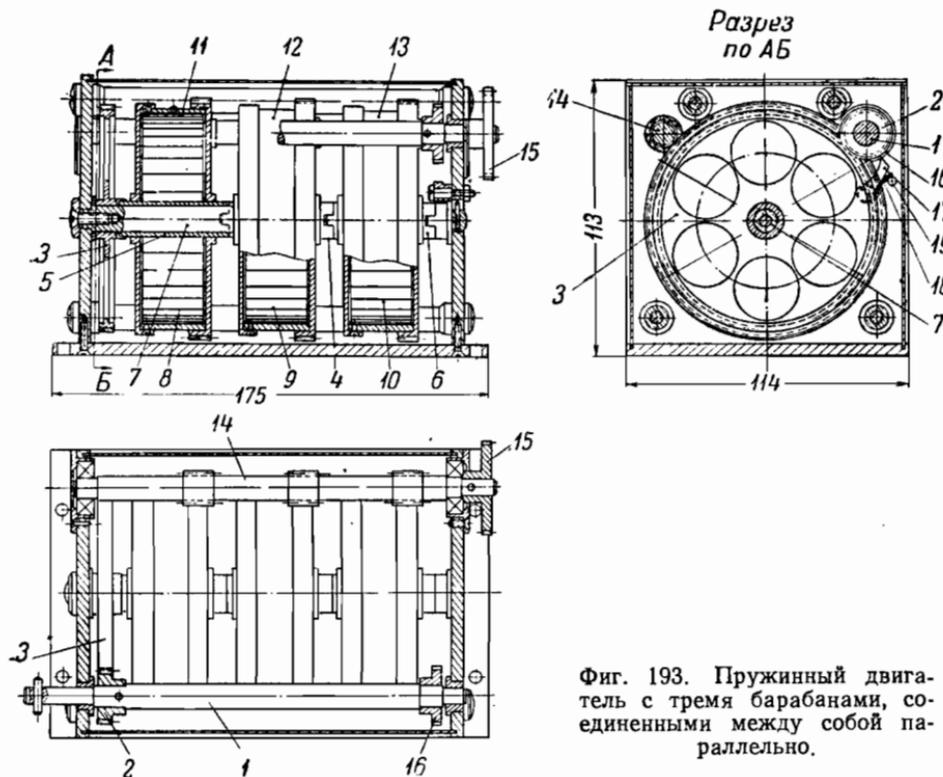
Такое последовательное соединение позволяет увеличивать число полезных оборотов пружинного двигателя почти в четыре раза.



Фиг. 192. Конструкция пружинного двигателя с четырьмя последовательно соединенными барабанами.

Эта конструкция пружинного двигателя применяется в осциллографах и в ряде других механизмов.

На фиг. 193 показан пружинный двигатель с тремя барабанами, соединенными между собой параллельно. Такой пружинный двигатель увеличивает момент в три раза. Движение передается от оси 1 через пару зубчатых колес 2 и 3, через втулки 4, 5 и 6, насаженные на общую ось 7 и соединенные между собой последовательно с помощью пазов и выступов, сделанных на боковых поверхностях,



Фиг. 193. Пружинный двигатель с тремя барабанами, соединенными между собой параллельно.

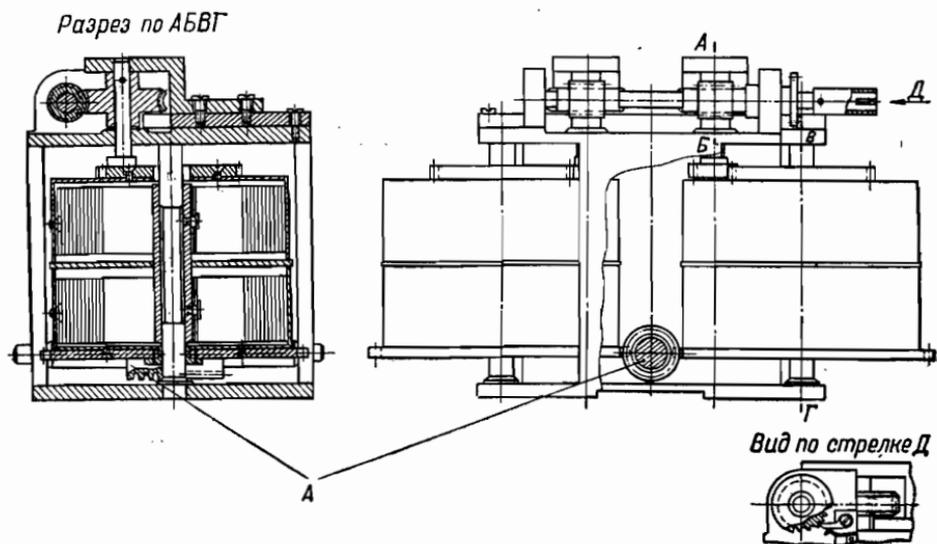
через пружины 8, 9 и 10, через соответствующие зубчатые барабаны 11, 12 и 13 на ось трибок 14, на правом конце которой насажено зубчатое колесо 15, откуда снимается нагрузка, соответствующая утроенному моменту пружин. Зубчатое колесо 3 соединено с втулкой 4 так же, как и все остальные втулки, насаженные на ось 7.

На оси 1 с правой стороны крепится храповик 16, к которому прижимается собачка 17 под действием плоской пружинки 18, упирающейся одним концом на штифт 19. Это храповое устройство не позволяет вращаться оси 1 в обратную сторону при спуске пружин.

Из этой конструкции пружинного двигателя следует, что заводка осуществляется валиком (т. е. втулками, насаженными на валик 7), а спуск — барабанами 11, 12 и 13.

На фиг. 194 показана конструкция пружинного двигателя, где осуществлено последовательно-параллельное соединение барабанов. Такая комбинация соединения барабанов позволяет увеличивать в два раза число оборотов барабана и в два раза момент пружины.

Здесь поставлены два параллельных блока последовательно соединенных барабанов, причем момент от каждого блока снимается одним червяком А. Работа каждого из этих блоков аналогична работе пружинных двигателей, представленных на фиг. 191, где барабаны соединены между собой последовательно.



Фиг. 194. Конструкция пружинного двигателя с последовательно-параллельным соединением барабанов.

Итак, из рассмотрения конструкций пружинных двигателей видно, что для увеличения числа оборотов барабана в несколько раз необходимо применять последовательное соединение барабанов, при котором заводка и спуск пружины должны совершаться либо валиками (см. фиг. 189), либо барабанами (см. фиг. 191). Для увеличения момента пружины необходимо параллельное соединение барабанов, где заводка обычно осуществляется валиком, а спуск барабаном или, наоборот, заводка барабаном, а спуск валиком. При последовательно-параллельном соединении барабанов (как это показано, например, на фиг. 194) заводка и спуск пружин осуществляются барабанами.

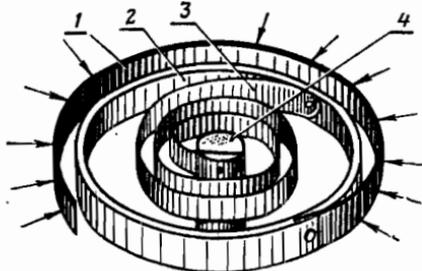
Эти положения должны быть основными критериями при разработке конструкторами аналогичных конструкций пружинных двигателей.

Стремление в различных автоматических устройствах и в некоторых механизмах предохранить регулятор от перегрузки и сохранить вращающий момент регулятора как можно более постоянным, не зависящим или весьма мало зависящим от вращающего момента

двигателя, привело к созданию фрикционных пружинных двигателей.

Рассмотрим несколько конструкций таких двигателей.

Конструкция фрикционного пружинного двигателя основана на применении пластины, которая благодаря плотному прилеганию к стенке барабана создает определенное давление по всей длине прилегания пластины. Как видно из принципиальной схемы устройства фрикционного пружинного двигателя (фиг. 195), эта пластина 1 одним концом прикрепляется к внутреннему кольцу 2, свободно лежащему внутри корпуса барабана. В свою очередь с внутренней стороны кольца 2 прикрепляется спиральная пружина 3, которая своим другим концом соединена с валиком 4.



Фиг. 195. Принципиальная схема устройства фрикционного пружинного двигателя.

Вся эта система вставляется в барабан и подвергается действию момента пружины 3 через ось 4.

Работа такого двигателя происходит следующим образом. На валик 4 передается момент, который полностью воспринимается спиральной заводной пружиной 3. Этот момент воздействует на внутреннее кольцо 2, которое передает его на пластину 1.

Если бы пластина была вставлена в барабан свободно, без

давления на стенки, тогда она не сдерживала бы момента спиральной пружины 3 и вся система проворачивалась бы совместно с поворотом валика 4.

Так как в барабане изогнутая пластина 1 создает давление на стенки барабана, то, следовательно, она до известного предела будет сдерживать момент спиральной пружины 3 от раскручивания. В тот момент, когда от закручивания валика 4 созданный спиральной пружиной 3 момент станет равным моменту трения пластины 1, произойдет проворот пластины относительно стенки барабана и сброс момента.

В результате этого избыточный момент всегда снимается предусмотренной конструкцией, а устройство позволяет сохранить неравенство между движущим моментом заводной пружины и моментом трения пластины о стенки барабана, т. е.

$$M_{дв} \leq M_{тр. пл.}$$

На фиг. 196 показано конструктивное выполнение такого фрикционного пружинного двигателя.

Для получения наибольшего момента сил трения между фрикционной пластиной 1 и барабаном 2 необходимо повсеместное плотное их прилегание. Это достигается только равномерным давлением пластины на барабан. Поэтому пластине 1 необходимо придать определенную начальную форму.

Ниже мы приводим основные формулы для расчета и построения такой фрикционной пластины.

На основании схемы (фиг. 197) величину момента трения пластины о стенку барабана относительно оси валика можно определить, пользуясь формулой

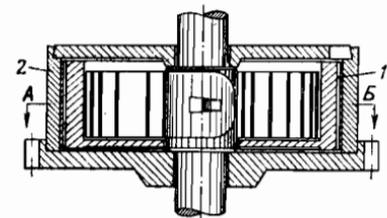
$$M_{\text{тр. пл.}} = 2(\pi - \alpha) f R_1^2 b_1 p. \quad (6.135)$$

Задаваясь движущим моментом пружины $M_{\text{дв}}$ на оси валика, при котором наступает проскальзывание пластины по барабану, и приравнявая его к $M_{\text{тр. пл.}}$, будем иметь

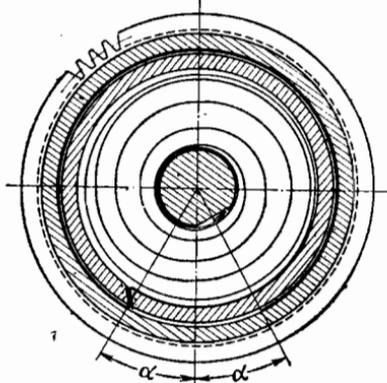
$$M_{\text{дв}} = M_{\text{тр. пл.}} = 2(\pi - \alpha) f R_1^2 b_1 p.$$

Отсюда находим величину давления, оказываемого пластиной на стенки барабана

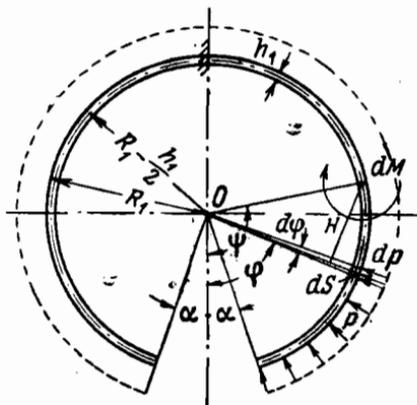
$$p = \frac{M_{\text{дв}}}{2(\pi - \alpha) f R_1^2 b_1}. \quad (6.136)$$



Разрез по АБ



Фиг. 196. Конструкция фрикционного пружинного двигателя.



Фиг. 197. Схема фрикционной пластины пружинного двигателя к расчету.

Изгибающий момент для половины пластины, симметрично расположенной относительно заделки (см. фиг. 197), равен

$$M_{\text{пл}} = b_1 \left(R_1 - \frac{h_1}{2} \right)^2 p [1 - \cos(\psi - \alpha)]. \quad (6.137)$$

Для этой же половины пластины можем написать выражение точечного значения радиуса кривизны освобожденной пластины

$$\rho_{\text{св}} = \frac{1}{\frac{1}{R_1 - \frac{h_1}{2}} - \frac{12 \left(R_1 - \frac{h_1}{2} \right)^2 p [1 - \cos(\psi - \alpha)]}{E h_1^3}}. \quad (6.138)$$

Во всех приведенных выше формулах

b_1 — ширина пластины;

h_1 — толщина ее;

f — коэффициент трения;

R_1 — внутренний радиус фрикционного барабана;

p — давление в кг/мм^2 ;

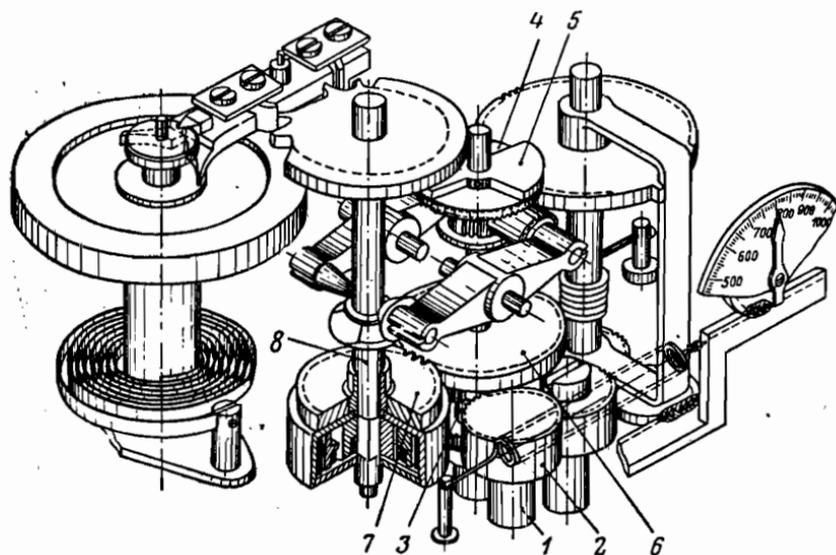
E — модуль упругости пластины;

α — начальный угол;

ψ — текущий угол, заключенный между

$$\alpha \leq \psi \leq \pi.$$

По заданным параметрам b_1 , h_1 , R_1 , f , E , α и найденной по формуле (6.136) величине давления p , пользуясь выражением



Фиг. 198. Кинематическая схема механизма часового тахометра.

(6.138), находим ряд значений $\rho_{\text{св}}$, задаваясь текущими углами ψ . Результаты вычисления сводим в таблицу. По полученным значениям $\rho_{\text{св}}$ находим дополнительно соответствующие значения θ и p для построения свободной формы пластины и формы требуемой оправки (см. гл. VII, пример 4, фиг. 220).

На фиг. 198 представлена кинематическая схема механизма часового тахометра, где показано применение фрикционного двигателя с двумя пружинами.

В часовом тахометре фрикционный пружинный двигатель предназначен для приведения в действие часового регулятора, который обеспечивает равномерность вращения оси ходового колеса 8.

Как видно из схемы часового тахометра, движение от основного вала 1 передается, с одной стороны, через зубчатые колеса 2 и 3 на вал с храповыми дисками 4 и секторами 5, а с другой сто-

роны,— через зубчатые колеса 6 и зубчатый барабан пружинного двигателя 7 на вал ходового колеса 8.

Вал с храповыми дисками и секторами вращается с изменяемым числом оборотов. Вал же ходового колеса 8 благодаря спусковому регулятору вращается с постоянной средней скоростью. Избыточный крутящий момент, передаваемый от основного вала тахометра 1 на фрикционный пружинный двигатель 7, сидящий на валу ходового колеса 8, вызывает проскальзывание в пружинном двигателе в тот момент, когда крутящий момент превышает момент трения.

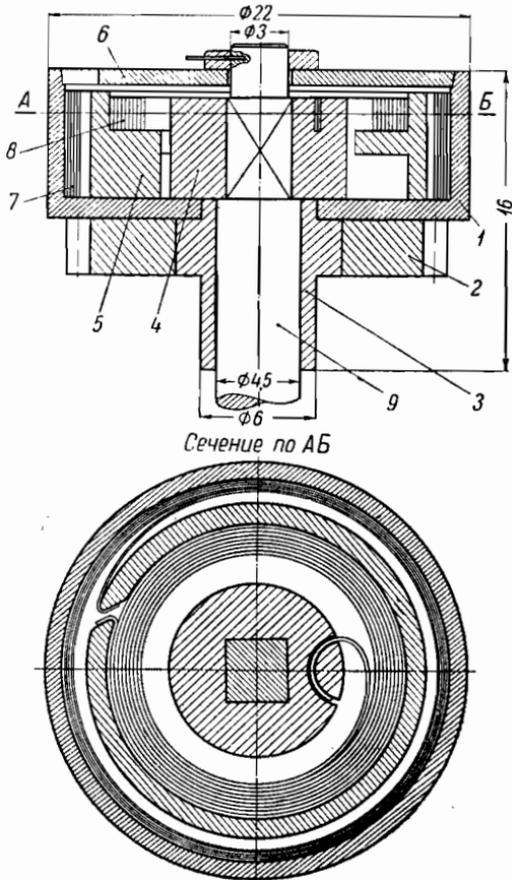
На фиг. 199 представлена конструкция фрикционного пружинного двигателя часового тахометра. Этот двигатель состоит из корпуса барабана 1, зубчатого колеса 2 и втулки 3, жестко соединенных в один узел, втулки с квадратным отверстием 4, вкладыша 5, крышки барабана 6 и двух пружин 7 и 8.

Пружина 7 наружным концом поджата к стенке барабана, а внутренним закреплена на внешней стенке вкладыша 5. Пружина 8 наружным концом прикреплена к внутренней стенке вкладыша 5, а внутренним— к втулке 4.

Так как согласно кинематической схеме часового тахометра вращение передается от барабана к валу ходового колеса, то при этом фрикционная предохранительная пружина 7 приводит в движение вкладыш 5 и тем самым закручивает пружину 8 на некоторый угол. Втулка 4 при повороте пружины 8 своим пальцем упирается в выступ, сделанный на дне вкладыша 5, и ограничивает ход пружины.

На ось ходового колеса передается вполне определенный момент.

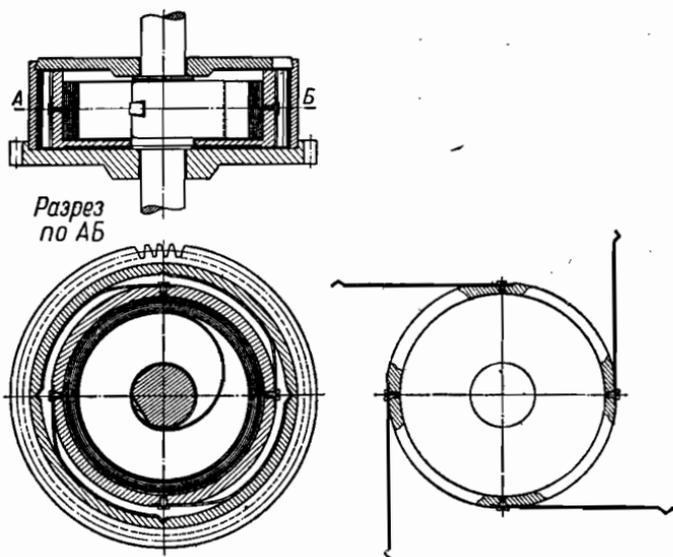
На фиг. 200 показана конструкция фрикционного пружинного двигателя с четырьмя симметрично расположенными пластинами.



Фиг. 199. Конструкция фрикционного пружинного двигателя часового тахометра с двумя пружинами.

В целях увеличения фрикционного момента относительно оси валика на внутренней стенке барабана сделаны четыре луночки призматической формы под углом 90° . В эти луночки входят изогнутые также под углом 90° кончики пластин, как это показано на фиг. 200.

Наличие лунки несколько уменьшает толщину пластины и при определенных размерах барабана эти пластины работают только в упругой области.

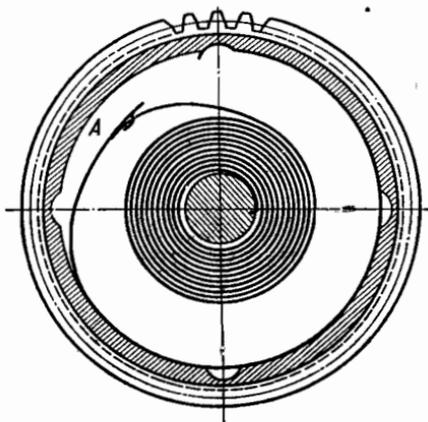


Фиг. 200. Конструкция фрикционного пружинного двигателя с четырьмя симметрично расположенными пластинами.

Такая конструкция фрикционного пружинного двигателя по сравнению с рассмотренными выше конструкциями наиболее проста в изготовлении и вполне надежна в работе. Эпюра распределения давления для каждой пластины одинакова и симметрично расположена по барабану, вследствие чего в цапфах барабана не возникают дополнительные реакции от несимметричного давления фрикционных пластин. Кроме того благодаря лункам на барабане сброс избыточного момента происходит строго определенными частями.

На фиг. 201 показана конструкция фрикционного пружинного двигателя для обыкновенных карманных часов. Здесь фрикционная пластина А непосредственно связана с основной пружиной с помощью крючка, сделанного на пластине, и отверстия, вырубленного на наружном конце пружины. Лунки по барабану имеют круглую форму.

Фрикционная пластина с лунками на барабане в обыкновенных часовых механизмах применяется тогда, когда хотят при известных оборотах валика получить вполне определенный момент заводки пружины.



Фиг. 201. Конструкция фрикционного пружинного двигателя карманных часов.

Применение рассмотренного пружинного двигателя в часах обусловливается еще и тем, что здесь не происходит перенапряжения наружных витков от чрезмерной заводки пружины. Поэтому такая пружина, как правило, работает долгое время без поломки.

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА СПИРАЛЬНЫХ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

В этой главе освещен комплексный метод проектировочного расчета спиральных заводных пружин с учетом заданной работы механизма, его прочности, влияния отжига концов пружины, ее термической обработки, стабилизации и материала. Угол остаточной деформации $\bar{\theta}$, найденный непосредственно из этого расчета, служит основным критерием для контроля качества термически обработанной пружинной ленты.

Такой контроль, как известно, осуществляется перед самой первой технологической операцией изготовления пружины, т. е. перед рубкой ленты на заготовки. Следовательно, ценность разработанного метода заключается еще и в том, что он позволяет контролировать упруго-пластические свойства пружины непосредственно в рулоне ленты. Это обстоятельство, как нами было отмечено выше, дает большую экономию в металле, так как мягкие или хрупкие рулоны ленты могут быть снова подвергнуты термообработке и пущены в производство.

В этой же главе выводится ряд формул, необходимых для проектировочного расчета спиральных пружин, в том числе и для определения допусков на размеры пружины, дается описание метода контроля качества ленты по углу остаточной деформации, а затем излагается порядок проектировочного расчета спиральных заводных пружин.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРУЖИН

Наш метод расчета пружин требует знания работы механизма. Работа механизма определяется следующими данными:

- 1) потребным (минимальным) моментом механизма $M_{m \text{ min}}$, приведенным к оси заводного барабана;
- 2) отношением моментов механизма

$$\mathfrak{M}_m = \frac{M_{m \text{ max}}}{M_{m \text{ min}}};$$

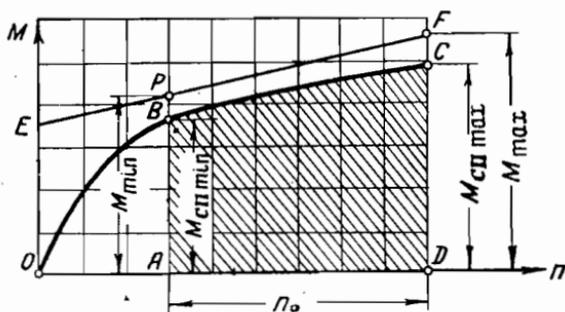
- 3) числом рабочих оборотов оси заводного барабана n_p .

Числом оборотов либо задаются заранее, либо его определяют из условий кинематики и времени работы механизма по следующей формуле:

$$n_p = \frac{n_{p.o}}{i} t, \quad (7.1)$$

где $n_{p.o}$ — число оборотов рабочей оси механизма в об/мин;
 i — передаточное число от рабочей оси механизма до оси заводного барабана;
 t — время работы механизма на рабочем участке чисел оборотов заводного барабана.

На фиг. 202 заштрихованная площадь $ABCD$ характеризует работу спуска пружины на рабочем участке чисел оборотов заводного барабана n_p .



Фиг. 202. Работа спуска пружины на рабочем участке чисел оборотов заводного барабана n_p .

Так как работа механизма, как правило, происходит при спуске заводной пружины, мы в нашем проектировочном расчете приравниваем работу спуска пружины на рабочем участке чисел оборотов n_p к работе механизма, т. е. считаем их эквивалентными. Поэтому можем написать

$$M_{сп \min} = M_{м \min}; \quad (7.2)$$

$$M_{сп \max} = M_{м \max}; \quad (7.3)$$

$$\mathfrak{M}_м = \mathfrak{M}_{сп} = \frac{M_{м \max}}{M_{м \min}} = \frac{M_{сп \max}}{M_{сп \min}}. \quad (7.4)$$

Значение этого отношения моментов, как указывалось выше, при проектировании многих заводных спиральных пружин берется в пределах

$$\mathfrak{M}_м = \mathfrak{M}_{сп} = 1,4 \div 3.$$

Потребный (минимальный) момент механизма, приведенный на ось заводного барабана, может быть найден по формуле

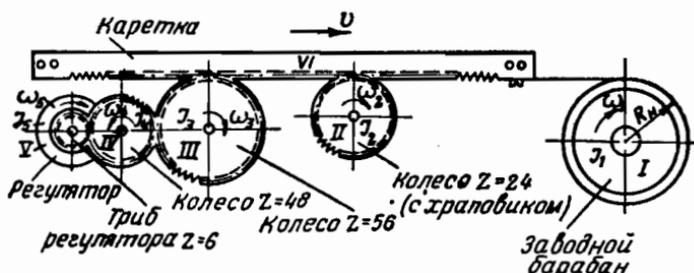
$$M_{\text{м min}} = \frac{M_{\text{р.о}i}}{\gamma_{\text{м}}}, \quad (7.5)$$

где $M_{\text{р.о}}$ — потребный минимальный момент на рабочей оси механизма;

i — передаточное число от рабочей оси механизма до оси заводной пружины;

$\gamma_{\text{м}}$ — коэффициент полезного действия механизма.

Для кратковременно действующих механизмов, когда приведенная масса или приведенный его момент инерции в процессе ра-



Фиг. 203. Кинематическая схема механизма привода счетной машины.

боты остаются постоянными, как это, например, бывает в механизмах счетных машин (фиг. 203), в аэрофотозатворах и других механизмах потребный (минимальный) момент механизма может быть определен по формуле И. С. Старикова.

В наших обозначениях эта формула имеет вид

$$M_{\text{м min}} = \frac{2\pi n_{\text{р}} J_{\text{пр}}}{\gamma_{\text{м}} (\mathfrak{M}_{\text{м}} - 1) t^2} \left(\arccos \frac{1}{\mathfrak{M}_{\text{м}}} \right)^2, \quad (7.6)$$

где t — время одного полного цикла работы механизма;

$J_{\text{пр}}$ — приведенный момент инерции механизма относительно оси заводного барабана;

$n_{\text{р}}$ — число рабочих оборотов барабана;

$\mathfrak{M}_{\text{м}}$ — отношение моментов механизма $\frac{M_{\text{м max}}}{M_{\text{м min}}}$;

$\gamma_{\text{м}}$ — коэффициент полезного действия механизма.

Для расчета пружин, кроме перечисленных трех исходных данных $M_{\text{м min}}$, $\mathfrak{M}_{\text{м}}$ и $n_{\text{р}}$, характеризующих работу механизма, необходимо задаваться:

а) шириной пружины b исходя из заданных габаритных размеров проектируемого механизма;

б) коэффициентом прочности m ; этот коэффициент для спиральных заводных пружин практически берется в пределах¹;

$$m = \frac{p_0}{h} = 15 \div 25; \quad (7.7)$$

в) коэффициентом качества пружины K в зависимости от выбранного типа крепления, руководствуясь данными, помещенными в гл. VI;

г) модулем упругости E материала;

д) упруго-пластическими коэффициентами λ_0 , λ_1 и λ_2 в зависимости от выбранной марки стали и термической ее обработки.

Таблица 17

| Материал | Модуль упругости E в кг/мм ² | Упруго-пластические коэффициенты | | |
|---|--|----------------------------------|-------------|-------------|
| | | λ_0 | λ_1 | λ_2 |
| Термически обработанная лента для заводных пружин мелких размеров (толщиной $h=0,10 \div 0,25$ мм) из стали марок У8А, У9А, изготовленная по новой технологии завода имени Молотова (наклеп-отпуск) | 23 000 | -0,30 | 24,50 | — |
| Термически обработанная лента для заводных пружин средних размеров (толщиной $h=0,25-0,40$ мм) из стали марки ЭИ142 | 21 000 | -0,86 | 43,7 | — |
| Термически обработанная лента для заводных пружин крупных размеров (толщиной $h=0,40-0,80$ мм) из стали марки ЭИ142 | 21 000 | -1,17 | 65,9 | -370 |
| Антикоррозийный и антимагнитный дисперсионно-твердеющий сплав марки К-30 для заводных пружин мелких размеров (толщиной $h=0,10 \div 0,25$ мм) | 22 000 | -0,34 | 39,0 | — |

В табл. 17 приведены значения модуля упругости E и упруго-пластические коэффициенты λ_0 , λ_1 и λ_2 для различных материа-

¹ Для механизмов, где габариты заводного барабана строго ограничены, коэффициент прочности m может быть взят равным 15; при этом числовом коэффициенте нормально термически обработанная пружинная лента имеет 2—3-кратный запас прочности. Для тех же механизмов, где габариты заводного барабана свободны, т. е. не стеснены размерами механизма, коэффициент m может быть значительно увеличен и доведен до 25; при этом с увеличением запаса прочности внутренние витки пружины будут работать в менее напряженных условиях, чем значительно может быть повышена долговечность пружины.

лов. В этой таблице даны средние значения упруго-пластических коэффициентов, полученные для нормально термически-обработанной пружинной ленты при 50 циклах изгиба на нашем цеховом приборе.

В случае необходимости для любой другой марки стали при любой заданной термической обработке и степени стабилизации образца можно с помощью цехового прибора легко построить экспериментальную кривую $\bar{\Theta}-\Delta$ и по ней находить упруго-пластические коэффициенты по методике, изложенной в гл. IV.

2. АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ ТЕОРЕТИЧЕСКИМИ МОМЕНТАМИ ПРУЖИНЫ И МОМЕНТАМИ МЕХАНИЗМА

Работа заводной пружины при спуске дается площадью $ABCD$, изображенной на фиг. 202, где, как известно, $AB = M_{\text{сп min}}$ и $DC = M_{\text{сп max}}$ представляют собою минимальный и максимальный моменты пружины при спуске; $AD = n_p$ — рабочее число оборотов заводного барабана; EF — теоретическая кривая момента, для которой минимальный и максимальный моменты обозначаются соответственно через M_{min} и M_{max} .

Установим аналитическую зависимость между теоретическими моментами пружины и моментами механизма.

Первая такая зависимость между минимальным теоретическим моментом и потребным (минимальным) моментом механизма можно установить исходя из следующих двух предположений.

1. Работа спуска пружины на рабочем участке чисел оборотов заводного барабана n_p эквивалентна работе механизма, т. е. справедливы известные равенства

$$M_{\text{сп min}} = M_{\text{м min}};$$

$$M_{\text{сп max}} = M_{\text{м max}}.$$

2. Кривая спуска на рабочем участке BC (см. фиг. 202) параллельна теоретической кривой EF . В действительности этой параллельности не существует, и сделанное допущение влечет за собой ошибку в минимальном моменте на 1—2% в сторону увеличения, что вполне допустимо при практических вычислениях. Зато такое допущение сильно упрощает структуру получаемых нами формул.

В самом деле, обозначив:

$$AP = M_{\text{min}};$$

$$DF = M_{\text{max}};$$

$$AB = M_{\text{сп min}} = M_{\text{м min}};$$

$$DC = M_{\text{сп max}} = M_{\text{м max}};$$

и предполагая, что $BP = CF$, можем написать следующее равенство:

$$AP - AB = DF - DC. \quad (7.8)$$

Подставляя в это равенство соответствующие значения моментов, будем иметь

$$M_{\min} - M_{\text{м min}} = M_{\max} - M_{\text{м max}},$$

откуда

$$M_{\min} = M_{\max} + M_{\text{м min}} - M_{\text{м max}}. \quad (7.9)$$

Вторая зависимость между максимальным теоретическим моментом и потребным (минимальным) моментом механизма можно установить исходя из уравнения (6.60), написав при этом выражение K как отношение средних значений моментов, т. е.

$$K = \frac{M_{\text{сп. ср}}}{M_{\text{сп}}} = \frac{M_{\text{сп min}} + M_{\text{сп max}}}{M_{\min} + M_{\max}} = \frac{M_{\text{м min}} + M_{\text{м max}}}{M_{\min} + M_{\max}}.$$

Решая это уравнение относительно M_{\max} и заменив в этом выражении $M_{\text{м max}} = \mathfrak{M}_m M_{\text{м min}}$, получим

$$M_{\max} = \frac{1 + \mathfrak{M}_m}{K} M_{\text{м min}} - M_{\min}. \quad (7.10)$$

Подставляя полученное выражение M_{\max} в уравнение (7.9) и заменяя в этом уравнении $M_{\text{м max}} = \mathfrak{M}_m M_{\text{м min}}$, получим окончательно

$$M_{\min} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{K} + \mathfrak{M}_m \left(\frac{1}{K} - 1 \right) \right] M_{\text{м min}}. \quad (7.11)$$

Итак, мы получили очень важные для проектировочного расчета формулы зависимости.

Формулы (7.11) и (7.10) позволяют определять значения теоретических моментов пружины M_{\min} и M_{\max} по заданным исходным параметрам $M_{\text{м min}}$, \mathfrak{M}_m и K .

Поделив уравнение (7.10) на (7.11) и обозначив отношение теоретических моментов пружины через $\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$, получим связь между отношениями моментов \mathfrak{M} и \mathfrak{M}_m .

Эта зависимость выражается уравнением

$$\mathfrak{M} = \frac{2(1 + \mathfrak{M}_m)}{1 + K + (1 - K)\mathfrak{M}_m} - 1. \quad (7.12)$$

В тех случаях, когда бывают заданы величина K и отношение моментов

$$\mathfrak{M}_m = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{сп min}}} = \frac{M_{\text{м max}}}{M_{\text{м min}}}$$

и требуется при этом определить отношение теоретических моментов $\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$, удобнее пользоваться уравнением (7.12).

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЛЩИНЫ И ДЛИНЫ СТАБИЛИЗИРОВАННОЙ ПРУЖИНЫ

Как известно из предыдущей главы, формулы для определения минимального и максимального значений теоретических моментов стабилизированной пружины, выраженные через угол остаточной деформации $\bar{\Theta}_{\text{ср}}$, имеют вид

$$M_{\text{min}} = \frac{Ebh^3\pi}{6L} \left[n_{\tau} \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{ср}}}{\pi} \right) - n_p \right]; \quad (6.53)$$

$$M_{\text{max}} = \frac{Ebh^3\pi}{6L} n_{\tau} \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{ср}}}{\pi} \right). \quad (6.54)$$

Для определения толщины пружины h выразим сначала длину L и число витков тугозаведенной пружины n_{τ} через h .

Для получения зависимости $L=f(h)$ вычтем из уравнения (6.54) уравнение (6.53) и выделим из него L .

При этом будем иметь

$$L = \frac{\pi Eb}{6} \frac{n_p}{M_{\text{max}} - M_{\text{min}}} h^3. \quad (7.13)$$

В этом выражении значения E , b , n_p , M_{min} и M_{max} известны. Поэтому, обозначив выражение, стоящее впереди h^3 , через x , будем иметь

$$\boxed{L = x h^3} \quad (7.14)$$

или

$$x = \frac{L}{h^3} = \frac{\pi Eb}{6} \frac{n_p}{M_{\text{max}} - M_{\text{min}}}. \quad (7.15)$$

Для получения зависимости $n_{\tau}=f(h)$ воспользуемся известной формулой (5.15), т. е.

$$n_{\tau} = \frac{1}{h} \left[\sqrt{\frac{Lh}{\pi} + \rho_0^2} - \rho_0 \right].$$

Подставляя в эту формулу вместо L и ρ_0 их выражения, т. е.

$$L = x h^3 \text{ и } \rho_0 = mh,$$

получим новое выражение n_{τ} , зависящее только от h

$$\boxed{n_{\tau} = \sqrt{\frac{xh^2}{\pi} + m^2} - m.} \quad (7.16)$$

Теперь, решая совместно уравнения (6.53) и (6.54), найдем выражение для определения толщины пружины h . Для этой цели

из указанных уравнений (6.53) и (6.54) выделим L , т. е. переписем их в виде

$$L = \frac{Ebh^3\pi}{6M_{\min}} n_T \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\pi} \right) - \frac{Ebh^3\pi}{6} n_P; \quad (7.17)$$

$$L = \frac{Ebh^3\pi}{6M_{\max}} n_T \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\pi} \right). \quad (7.18)$$

Разделив уравнение (7.17) на уравнение (7.18), будем иметь

$$1 = \frac{M_{\max}}{M_{\min}} \frac{M_{\max}}{M_{\min}} \frac{n_P}{n_T \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\pi} \right)}$$

или

$$\frac{M_{\max}}{M_{\min}} \frac{n_P}{n_T \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\pi} \right)} = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{\min}}$$

откуда

$$n_T \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\pi} \right) = \frac{M_{\max} n_P}{M_{\max} - M_{\min}}. \quad (7.19)$$

Выражение, стоящее в правой части этого уравнения, представляет определенное число, так как величины M_{\max} , M_{\min} и n_P являются известными. Выражение же, стоящее в левой части, зависит только от h . Это видно из ранее выведенных нами уравнений (7.16) и (5.39) или (5.40).

Поэтому, обозначив левую часть уравнения (7.19) через $F(h)$, перепишем его в виде

$$F(h) = n_T \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\pi} \right) = \frac{M_{\max} n_P}{M_{\max} - M_{\min}}. \quad (7.20)$$

Это уравнение относительно h решается графически. Задаемся тремя произвольными значениями h с таким расчетом, чтобы ожидаемая нами толщина пружины лежала в области заданных значений. Подставляя последовательно заданные значения h_1 , h_2 и h_3 сначала в формулу (7.16) для определения n_T , а затем в формулу (5.39) или (5.40) для определения $\bar{\Theta}_{\text{cp}}$, находим соответствующие значения n_{T1} , n_{T2} , n_{T3} и $\bar{\Theta}_{\text{cp}1}$, $\bar{\Theta}_{\text{cp}2}$, $\bar{\Theta}_{\text{cp}3}$. Затем, подставляя эти величины в уравнение (7.20), находим значения $F(h_1)$, $F(h_2)$ и $F(h_3)$.

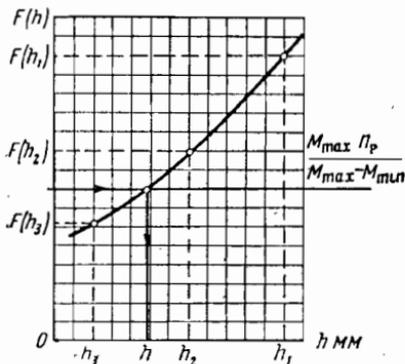
Все вычисления сводим в табл. 18.

По данным этой таблицы строим график, откладывая по оси абсцисс толщины h , а по оси ординат функцию $F(h)$ (фиг. 204).

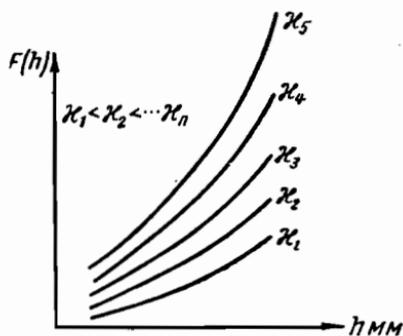
Пересекая полученную кривую по оси ординат отрезком, равным $\frac{M_{\max} n_P}{M_{\max} - M_{\min}}$, на оси абсцисс находим искомую толщину h .

| h мм | n_T | $\bar{\theta}_{cp}$ | $F(h)$ |
|-----------|-----------|-----------------------|----------|
| h_1 | n_{T_1} | $\bar{\theta}_{cp_1}$ | $F(h_1)$ |
| h_2 | n_{T_2} | $\bar{\theta}_{cp_2}$ | $F(h_2)$ |
| h_3 | n_{T_3} | $\bar{\theta}_{cp_3}$ | $F(h_3)$ |

Здесь мы изложили точный графический метод нахождения толщины пружины h .



Фиг. 204. Графический метод определения толщины пружины h по кривой зависимости $F(h) - h$.



Фиг. 205. Семейство кривых $F(h) - h$ в зависимости от x .

На фиг. 205 показано семейство кривых $F(h) - h$ в зависимости от x . Каждая из этих кривых представляет графическое изображение правой части уравнения (7.20) и имеет вид параболы.

Поэтому, не делая большой ошибки, толщину пружины можно находить и с помощью аналитической формулы, если выражение правой части уравнения (7.20) представить в виде трехчлена

$$F(h) = A + Bh + Ch^2 = \frac{M_{\max} n_p}{M_{\max} - M_{\min}}. \quad (7.21)$$

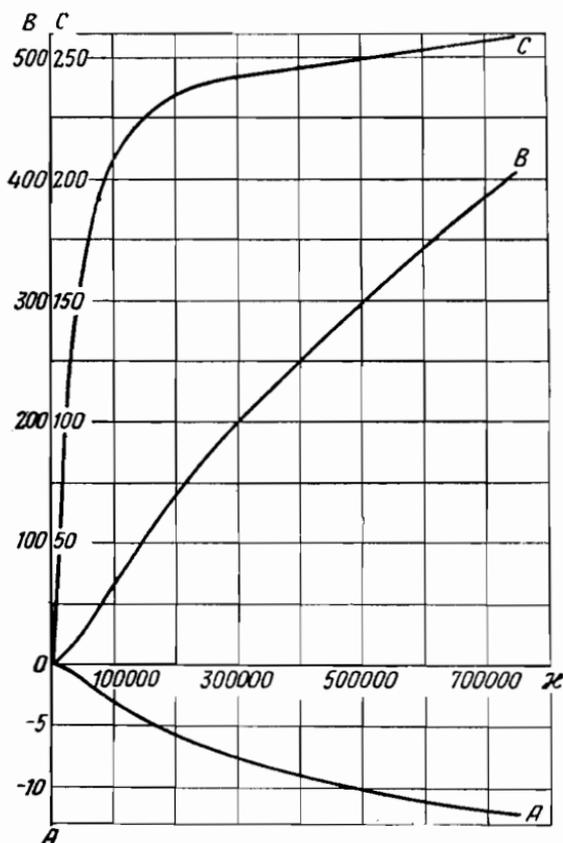
Решая это уравнение относительно h , получим

$$h = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4C \left(A - \frac{M_{\max} n_p}{M_{\max} - M_{\min}} \right)}}{2C}. \quad (7.22)$$

В этой формуле для определения толщины h пружины коэффициенты A , B и C находятся по графику в зависимости от величины x (см. фиг. 206—209).

Приведенные графики построены нами для сталей марок У8А, У9А и ЭИ142 для заводных пружин мелких, средних и крупных размеров, а также для сплава К-30 применительно к пружинам мелких размеров.

Можно заметить, что в этих графиках искомые коэффициенты A , B и C , определяемые в зависимости от величины x , в свою оче-



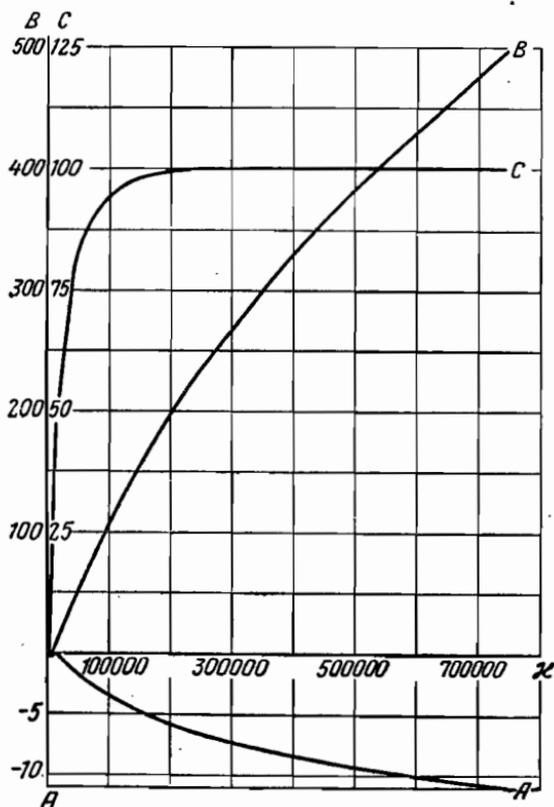
Фиг. 206. График для определения коэффициентов A , B и C в зависимости от величины x для мелких заводных пружин ($h=0,10\pm 0,25$ мм), изготовленных из сталей марки У8А, У9А по новой технологии завода имени Молотова (наклеп-отпуск).

редь зависят не только от материала пружинной ленты, но и от его термической обработки и степени стабилизации. Следует отметить, что толщина пружины h , найденная описанным выше графическим методом, в большинстве случаев отличается от вычисленной по формуле (7.22) лишь на третьем знаке после запятой. Поэтому можно сказать, что практически результаты вычисления почти совпадают.

После определения толщины пружины h графическим методом или по формуле (7.22) находим длину упругой части пружины L , пользуясь уравнением (7.14),

$$L = \kappa h^3.$$

Полная длина пружины, т. е. длина заготовки складывается из упругой части и части, отожженной с обоих концов, для закрепления.



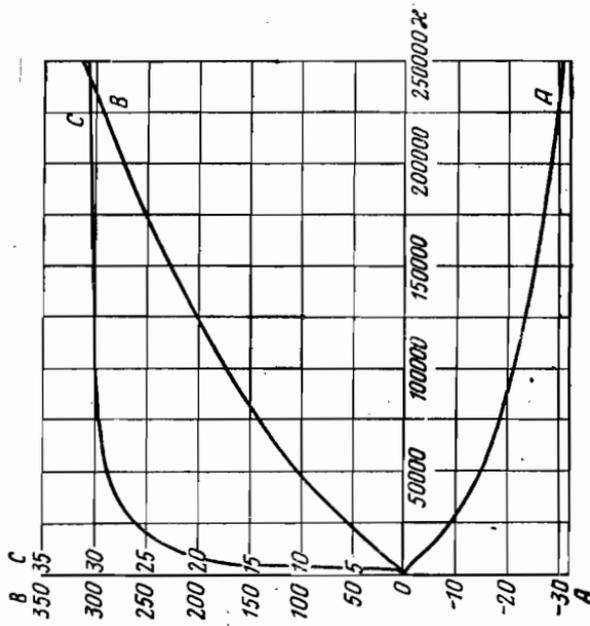
Фиг. 207. График для определения коэффициентов A , B и C в зависимости от величины x для средних размеров заводных пружин ($h=0,25 \div 0,40$ мм), изготовленных из стали марки ЭИ142.

Как известно, длина внутреннего отожженного конца пружины вместе с переходом определяется формулой (2.2). Учитывая, что в этой формуле $\rho_0 = mh$, будем иметь

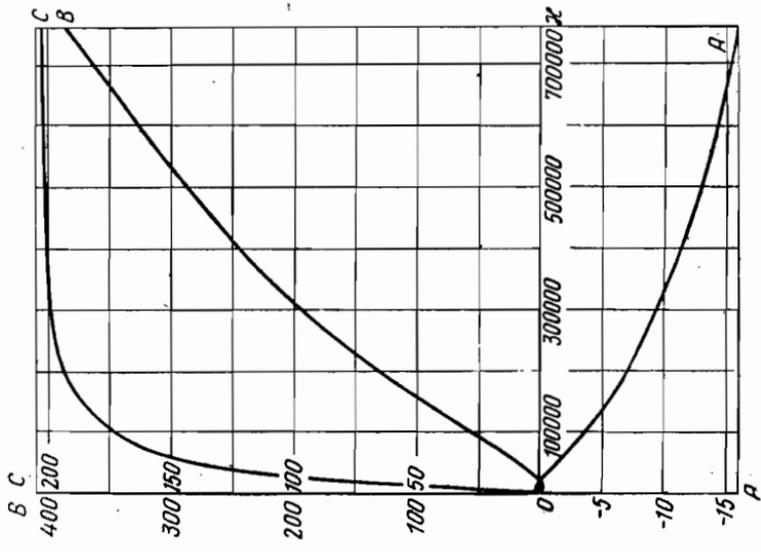
$$L_{o.в} = (2,5 \div 3,0) \pi mh. \quad (2.2')$$

Аналогично для длины наружного отожженного конца, определяемой формулой (2.1), получим

$$L_{o.н} = (1,25 \div 1,50) \pi mh. \quad (2.1')$$



Фиг. 208. График для определения коэффициентов А, В и С в зависимости от величины x для крупных заводных пружин ($h=0,40 \pm 0,80$ мм), изготовленных из стали марки ЭИ142.



Фиг. 209. График для определения коэффициентов А, В и С в зависимости от величины x для мелких заводных пружин ($h=0,10 \pm 0,25$ мм), изготовленных из сплава К-30.

Тогда длина заготовки пружины определится формулой

$$L_{\text{заг}} = L + L_{\text{о. в}} + L_{\text{о. н}}. \quad (7.23)$$

Выше мы изложили общий метод расчета пружин, независимо от того, имеем ли дело со свободной пружиной, работающей без барабана, с нормальной или ненормальной заводной пружиной.

Однако на практике довольно часто приходится иметь дело с нормальными заводными пружинами, так как они являются, как мы показали выше, наиболее выгодными с точки зрения получения максимального числа оборотов при наименьших размерах барабана. Поэтому, для этого частного случая, наряду с общим методом расчета весьма полезно также показать возможность несколько иного метода расчета этих пружин.

Для этой цели обозначим

$$a = \frac{R}{\rho_0}. \quad (7.24)$$

Учитывая, что

$$\rho_0 = mh,$$

мы можем внутренний радиус заводного барабана выразить также через толщину пружины h и написать

$$R = amh. \quad (7.25)$$

Подставляя полученные выражения ρ_0 и R в формулу (6.124) и решая ее относительно L , будем иметь

$$L = \frac{\pi m^2}{2} (a^2 - 1) h. \quad (7.26)$$

Так как число витков заведенной пружины n_r и число рабочих оборотов заводного барабана n_p входят в общую формулу момента пружины, то желательно выразить их значения также через заданные коэффициенты m и a .

Для этого воспользуемся равенством (6.115)

$$n_r = \frac{\rho_r - \rho_0}{h}.$$

Учитывая, что для нормальной пружины согласно формуле (6.123)

$$\rho_r = \rho_{\text{сн}} = \sqrt{\frac{R^2 + \rho_0^2}{2}},$$

получим

$$n_r = \frac{\sqrt{\frac{R^2 + \rho_0^2}{2}} - \rho_0}{h}$$

или после подстановки вместо $\rho_0 = mh$ и $R = amh$ будем иметь окончательно

$$n_{\tau} = m \left(\sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} - 1 \right). \quad (7.27)$$

Аналогично число витков спущенной пружины можно написать

$$n_{\text{сп}} = \frac{R - \rho_{\text{сп}}}{h}.$$

После подстановки вместо

$$\rho_{\text{сп}} = \sqrt{\frac{R^2 + \rho_0^2}{2}}, \quad \rho_0 = mh \quad \text{и} \quad R = amh \quad \text{получим окончательно}$$

$$n_{\text{сп}} = m \left(a - \sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} \right). \quad (7.28)$$

Для нормальной пружины рабочее число оборотов барабана n_p согласно уравнению (6.118) определяется

$$n_p = n_{\tau} - n_{\text{сп}} - n_0.$$

Подставляя в эту формулу полученные выражения n_{τ} и $n_{\text{сп}}$, будем иметь

$$n_p = m \left[2 \sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} - (a + 1) \right] - n_0. \quad (7.29)$$

Решая это уравнение относительно a , получим

$$a = 1 + \frac{n_0 + n_p}{m} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{n_0 + n_p}{m} \right)^2 - 1 \right]}. \quad (7.30)$$

В этом уравнении число холостых оборотов n_0 является величиной неизвестной. Оно зависит, как показывают опыты, не только от геометрических размеров валика и барабана, но и от наклона кривой спуска на рабочем участке чисел оборотов n_p , т. е. от отношений моментов спуска $\mathfrak{M}_{\text{сп}} = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{сп min}}}$ (фиг. 210).

Поэтому для определения величины n_0 необходимо составить, помимо уравнения (7.30), еще и второе уравнение, которое связывало бы отношение радиусов $a = \frac{R}{\rho_0}$ отношением моментов спуска

$$\mathfrak{M}_{\text{сп}} = \mathfrak{M}_m = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{сп min}}}.$$

Для этой цели сначала составим уравнение, которое связывает отношение радиусов a с отношением теоретических моментов $\mathfrak{M} = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{min}}}$, а затем с помощью формулы (7.12) можем легко

перейти к отношению моментов спуска $\mathfrak{M}_{\text{сп}} = \mathfrak{M}_m$, задаваясь при этом коэффициентом крепления K .

Такое уравнение легко получить при почленном делении выражения (6.54) на (6.53)

$$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{min}}} = \frac{n_{\tau} \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{сп}}}{\pi} \right)}{n_{\tau} \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{сп}}}{\pi} \right) - n_p} = \mathfrak{M} \quad (7.31)$$

или

$$\mathfrak{M} = \frac{1}{1 - \frac{n_p}{n_{\tau} \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{сп}}}{\pi} \right)}}, \quad (7.32)$$

где, как известно, $\bar{\Theta}_{\text{сп}}$ в свою очередь зависит от n_{τ} и определяется по формуле (5.39) или (5.40) в зависимости от упруго-пластических свойств материала.

Так как в последнем уравнении n_{τ} в свою очередь выражается через отношение радиусов a [см. формулу (7.27)], то полученное нами уравнение (7.32) и устанавливает функциональную зависимость $\mathfrak{M} = f(a)$ при заданных n_p и m .

Для практических расчетов уравнение (7.32) представим через $n_{\text{св}}$. При этом будем иметь

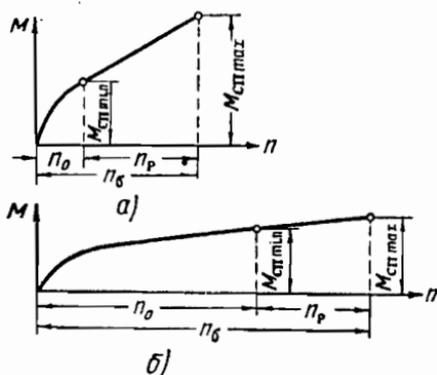
$$\mathfrak{M} = \frac{1}{1 - \frac{n_p}{n_{\tau} - n_{\text{св}} - n_p}}. \quad (7.32')$$

Учитывая также, что уравнение (7.30) связано зависимостью $a = f(n_0)$ при тех же заданных параметрах n_p и m , мы

можем связать эти два уравнения и графически изобразить нужную для расчета зависимость $n_0 = f(\mathfrak{M}, n_p)$ при заданном m .

С этой целью, пользуясь уравнениями (7.30) и (7.32'), вычисляем величины a и \mathfrak{M} при значениях $m = 15$, $n_p = 2 - 15$ и $n_0 = 0 - 10$.

Все вычисления сводим в таблицы, по которым для указанных выше марок сталей У8А, У9А и ЭИ142 строятся графики зависимости $n_0 = f(\mathfrak{M}, n_p)$ для заводных пружин мелких, средних и крупных размеров (фиг. 211—213).

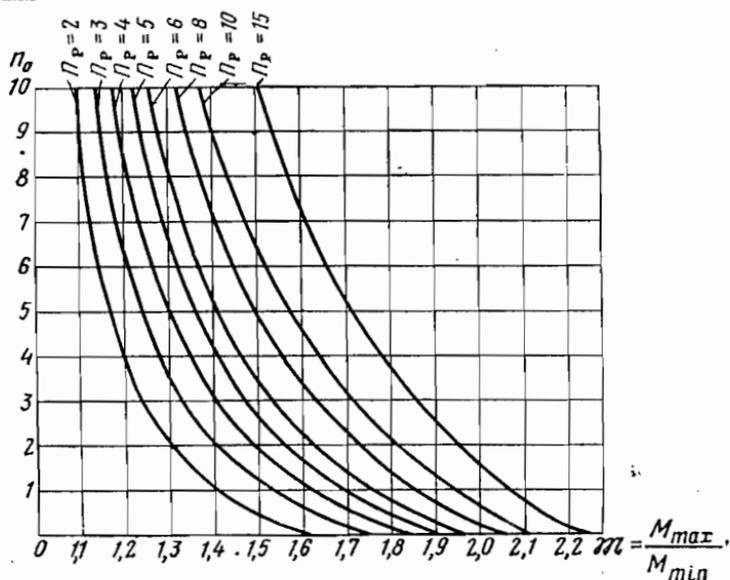


Фиг. 210. Изменение холостых оборотов заводного барабана n_0 в зависимости от отношения моментов спуска пружины $\mathfrak{M}_{\text{сп}} = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{сп min}}}$ на рабочих оборотах барабана n_p .

а—при малом числе холостых оборотов, б—при сравнительно большом числе холостых оборотов.

Таким образом, при наличии исходных данных для расчета пружинного двигателя M_{\min} , \mathfrak{M} и n_p мы должны сначала, пользуясь формулами (7.11) и (7.10), вычислить величины теоретических моментов, а затем определить величину их отношения

$$\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$$



Фиг. 211. График для определения холостых оборотов барабана n_0 в зависимости от отношения теоретических моментов пружины $\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$ и числа рабочих оборотов барабана n_p

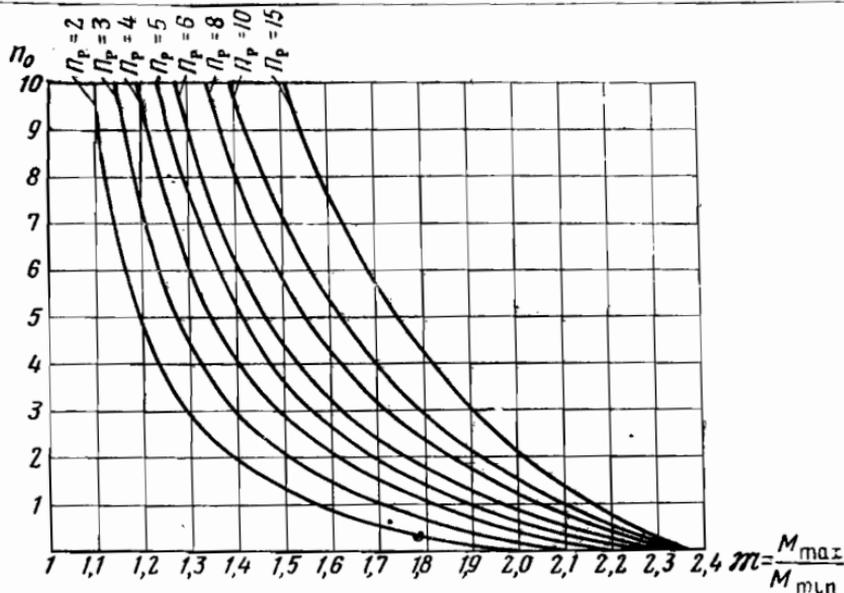
для мелких заводных пружин ($h=0,10-0,25$ мм), изготовленных из сталей марок У8А, У9А по новой технологии завода имени Молотова (наклеп—отпуск).

По этому отношению моментов \mathfrak{M} и n_p из графика $n_0 = f(\mathfrak{M}, n_p)$ находим величину n_0 , а затем по формуле (7.30) вычисляем значение отношения радиусов a .

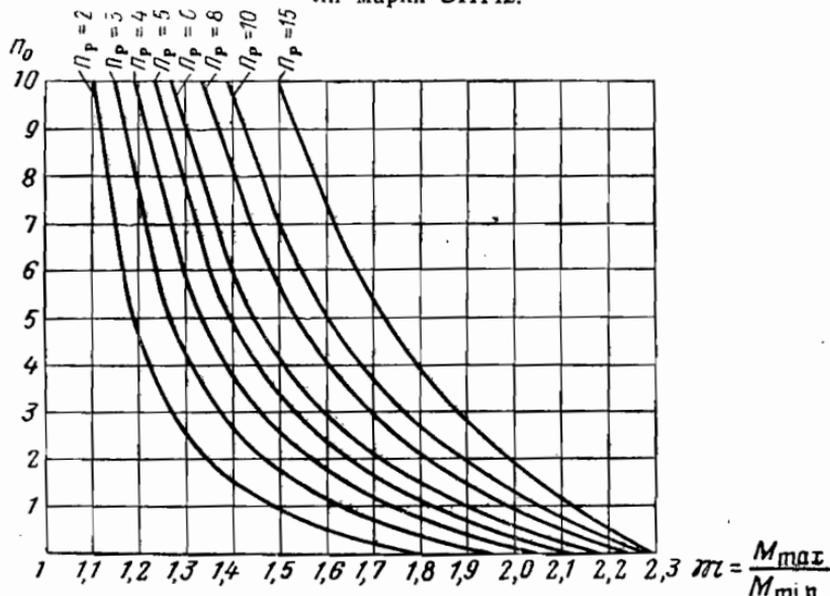
Определив значение a , будем находить толщину пружины h .

Формулу для определения толщины h можно легко получить из уравнений моментов (6.51) или (6.52), подставив в них вместо L свое выражение по формуле (7.26). Так, например, пользуясь уравнением (6.51) и подставляя в него выражение L , получим окончательно

$$h = \sqrt{\frac{3M_{\min}m^2(a^2 - 1)}{Eb(n_T - n_{св} - n_p)}} \quad (7.33)$$



Фиг. 212. График для определения холостых оборотов барабана n_0 в зависимости от отношения теоретических моментов пружины $\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$ и числа рабочих оборотов барабана n_p для средних размеров заводных пружин ($h=0,25 \div 0,40$ мм), изготовленных из стали марки ЭИ142.



Фиг. 213. График для определения холостых оборотов барабана n_0 в зависимости от отношения теоретических моментов пружины $\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$ и числа рабочих оборотов заводного барабана n_p для крупных заводных пружин ($h=0,40 \div 0,80$ мм), изготовленных из стали марки ЭИ142.

В полученной формуле значения n_τ и $n_{св}$ определяются уравнениями (7.31) и (5.34).

Определив толщину пружины h , найдем длину упругой части пружины L , пользуясь формулой (7.26).

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКОВ НА РАЗМЕРЫ ПРУЖИНЫ И НА ТЕРМИЧЕСКУЮ ОБРАБОТКУ ЛЕНТЫ

После того как по заданной номинальной работе механизма и ширине пружины b определены номинальные значения толщины h и длины L пружины, можно непосредственно перейти к установлению допусков на размеры пружины и на термическую обработку ленты, выраженную через угол остаточной деформации $\bar{\Theta}$.

На основании исследования нами получены формулы, связывающие величины относительных колебаний моментов пружины $\Delta_{\max} = \frac{\delta M_{\max}}{M_{\max}}$ и $\Delta_{\min} = \frac{\delta M_{\min}}{M_{\min}}$ с допусками на толщину δh , на ширину δb и на термическую обработку ленты, выраженную через угол остаточной деформации $\delta \bar{\Theta}_t$, которые имеют вид

$$\Delta_{\max} = H_1 \delta h + \frac{\delta b}{b} - \frac{\delta \bar{\Theta}_t}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{ср}}}; \quad (7.34)$$

$$\Delta_{\min} = H_2 \delta h + \frac{\delta b}{b} - \frac{\mathfrak{M}}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{ср}}} \delta \bar{\Theta}_t. \quad (7.35)$$

Умножая вычисленные числовые значения Δ_{\max} и Δ_{\min} на 100, получаем величину колебания момента δM , выраженную в процентах от своего заданного момента M .

В том случае, когда заданы величины Δ_{\max} и Δ_{\min} в процентах от своего M_{\max} и M_{\min} , а также задан допуск на $\delta \bar{\Theta}_t$ и хотят определить величины допусков на толщину и на ширину пружины, то при этом следует пользоваться формулами:

$$\delta h = \frac{\Delta_{\max} - \Delta_{\min} - (\mathfrak{M} - 1) \frac{\delta \bar{\Theta}_t}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{ср}}}}{H_1 - H_2}; \quad (7.36)$$

$$\delta b = \left(\Delta_{\max} - H_1 \delta h + \frac{\delta \bar{\Theta}_t}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{ср}}} \right) b. \quad (7.37)$$

В приведенных формулах значения

$$H_1 = \frac{3}{h} + \frac{1}{n_\tau} \frac{\partial n_\tau}{\partial h} - \frac{1}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{ср}}} \frac{\partial \bar{\Theta}_{\text{ср}}}{\partial h}, \quad (7.38)$$

$$H_2 = \frac{3}{h} + \frac{\mathfrak{M}}{n_\tau} \left(\frac{\partial n_\tau}{\partial h} - \frac{\pi}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{ср}}} \frac{\partial n_p}{\partial h} - \frac{n_\tau}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{ср}}} \frac{\partial \bar{\Theta}_{\text{ср}}}{\partial h} \right), \quad (7.39)$$

где в свою очередь

$$\frac{\partial n_T}{\partial h} = - \frac{L}{2\pi h^2 \sqrt{\frac{L}{\pi h} + m^2}}, \quad (7.40)$$

$$\frac{\partial n_p}{\partial h} = \left(1 - \frac{1}{\mathfrak{M}}\right) \left[\left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{cp}}{\pi}\right) \frac{\partial n_T}{\partial h} - \frac{n_T}{\pi} \frac{\partial \bar{\Theta}_{cp}}{\partial h} \right]; \quad (7.41)$$

$$\frac{\partial \bar{\Theta}_{cp}}{\partial h} = \left[\frac{\lambda_1}{n_T} \frac{1}{n_T + m} - \frac{\lambda_1}{n_T^2} \ln \frac{n_T + m}{m} - \frac{\lambda_2}{m} \frac{1}{(n_T + m)^2} \right] \frac{\partial n_T}{\partial h}. \quad (7.42)$$

Уравнение (7.42) написано для сравнительно толстых и более пластичных материалов. Для более тонких и менее пластичных материалов следует при вычислении $\frac{\partial \bar{\Theta}_{cp}}{\partial h}$ пользоваться первыми двумя членами из числа заключенных в квадратные скобки.

Учитывая, что угол остаточной деформации $\bar{\Theta}$ зависит не только от толщины h , но и от колебания температуры отпуска $\delta \bar{\Theta}_t$ при закалке ленты, можем написать

$$\delta \bar{\Theta} = \delta \bar{\Theta}_h + \delta \bar{\Theta}_t, \quad (7.43)$$

где $\delta \bar{\Theta}_h$ — величина колебания угла остаточной деформации от своего номинального значения $\bar{\Theta}_{cp}$ при изменении толщины ленты в пределах допуска δh ;

$\delta \bar{\Theta}_t$ — величина колебания угла остаточной деформации от своего номинального значения $\bar{\Theta}_{cp}$ при изменении термического режима в пределах заданного допуска.

Для нормально термически обработанной пружинной ленты величина $\delta \bar{\Theta}_t$ практически колеблется в пределах 2—5°. При этом для тонких образцов ленты следует задаваться нижним пределом угла, а для толстых — верхним пределом.

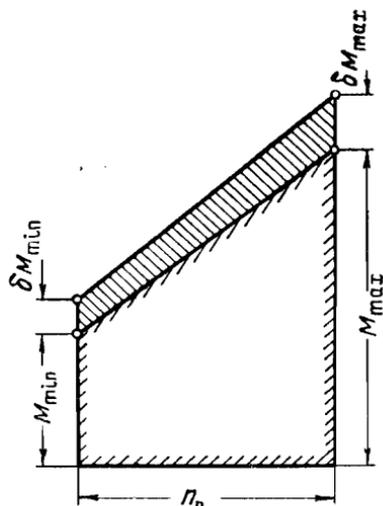
Величина $\delta \bar{\Theta}_h$ может быть вычислена по формуле

$$\delta \bar{\Theta}_h = \frac{\partial \bar{\Theta}_{cp}}{\partial h} \delta h. \quad (7.44)$$

При вычислении величины допусков по формулам (7.34), (7.35), (7.36) и (7.37) следует заданное значение $\delta \bar{\Theta}_t$ в градусах перевести в радианы и взять его со знаком минус. Это вызвано тем обстоятельством, что нельзя увеличивать угол $\bar{\Theta}_{cp}$ за счет увеличения $\delta \bar{\Theta}_t$, так как всякое увеличение $\bar{\Theta}_{cp}$, как это видно из формул (6.53) и (6.54), связано с уменьшением момента пружины, а следовательно, и с уменьшением заданной работы механизма, что недопустимо.

Таким образом, для гарантирования выполнения заданной работы механизма с учетом коэффициента качества пружины K не-

обходимо, чтобы отклонения моментов пружины δM_{\max} и δM_{\min} от своих номинальных значений M_{\max} и M_{\min} происходили только в положительную сторону (фиг. 214). В зависимости от знака и величины допусков δh , δb и $\delta \bar{\Theta}_t$ возможно выбрать колебания моментов δM_{\min} и δM_{\max} сколько угодно малой или большой положительной величины. Поэтому лучше всего при проектировочном расчете пружинных двигателей требовать, чтобы допустимые величины колебаний моментов пружины были заданы наперед и не превосходили известного процента от своих номиналов M_{\min} и M_{\max} . Только в этом случае можно правильно установить потребные допуски на размеры пружины и на термическую обработку ленты.

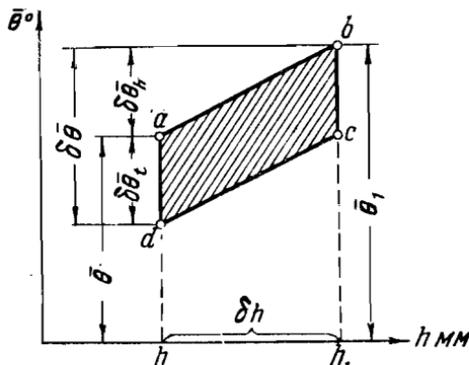


Фиг. 214. Допустимые колебания моментов пружины δM_{\min} и δM_{\max} от своих номинальных значений M_{\min} и M_{\max} на рабочем участке чисел оборотов n_p .

Правильное определение допусков для пружин имеет важное практическое значение, тем более, что оно тесно связано с контролем качества пружинной ленты.

5. КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА ТЕРМИЧЕСКИ ОБРАБОТАННОЙ ПРУЖИННОЙ ЛЕНТЫ

На фиг. 215 приведен график, иллюстрирующий метод контроля пружинной ленты по углу остаточной деформации с учетом стабилизации образца.



Фиг. 215. График для контроля качества термически обработанной ленты по углу остаточной деформации.

Параллелограмм на этом рисунке (см. заштрихованную площадь $abcd$) представляет область годной термически обработанной ленты как по углу остаточной деформации $\bar{\Theta}$, так и по толщине пружины h .

Следовательно, по этому графику всякая пружинная лента, изготовленная из стали вполне определенной марки, может считаться годной, если она по толщине укладывается в пределах заданного допуска δh и при испытании ее на цеховом приборе после 50 циклов изгиба на 180° вокруг оправки дает показание угла остаточной деформации $\bar{\Theta}$ в пределах контура параллелограмма, ограниченного по вертикали допуском $\delta\bar{\Theta}$.

Этот график позволяет не только определять годность пружинной ленты, но и показывает, насколько точно поддерживается режим термической обработки при закалке. Приведенный график строится после проектировочного расчета пружинного двигателя следующим образом.

1. По найденной номинальной толщине h и заданным значениям Δ_{\max} , Δ_{\min} и $\delta\bar{\Theta}_t$ вычисляем величину допуска на толщину пружины по формуле (7.36).

Если в технических условиях не даются величины относительных колебаний моментов Δ_{\min} , Δ_{\max} , то следует руководствоваться табл. 19, где для каждого интервала толщины пружин указаны допустимые отклонения по толщине δh .

Таблица 19

| Номинальная толщина h мм | Допустимые отклонения по толщине δh мм | Диаметр оправки d_0 мм |
|----------------------------------|--|-----------------------------|
| 0,07—0,14 | 0,005—0,01 | 5 |
| 0,12—0,29 | 0,01—0,02 | 10 |
| 0,27—0,49 | 0,02—0,03 | 20 |
| 0,46—0,80 | 0,03—0,05 | 30 |

Эти допуски установлены практикой, и ими часто пользуются при изготовлении ленты для заводных пружин.

2. По двум предельным значениям толщины h и $h_1 = h + \delta h$ определяем соответствующие значения углов $\bar{\Theta}_{\text{ср}}$ и $\bar{\Theta}_{\text{ср}1}$, пользуясь уравнением (5.39) или (5.40).

3. Откладываем по оси абсцисс толщины h и h_1 , а по оси ординат соответствующие значения $\bar{\Theta}_{\text{ср}}$ и $\bar{\Theta}_{\text{ср}1}$. При этом получаем на графике (фиг. 215) две точки a и b , которые соединяем прямой линией.

Полученная на графике наклонная прямая ab показывает изменение угла остаточной деформации $\bar{\Theta}_{cp}$ в зависимости от толщины h в пределах заданного допуска δh . Величину колебания этого угла от толщины, как и прежде, обозначим через $\delta\bar{\Theta}_h$ (см. фиг. 215).

Учитывая, что угол остаточной деформации, как было отмечено выше, зависит не только от толщины h , но и от колебания температуры отпуска $\delta\bar{\Theta}_t$ при закалке ленты, согласно уравнению (7.43) можно написать

$$\delta\bar{\Theta} = \delta\bar{\Theta}_h + \delta\bar{\Theta}_t.$$

Величину допуска на термическую обработку ленты, выраженную через угол остаточной деформации $\delta\bar{\Theta}_t$, которую обычно берут от 2 до 5°, всегда следует откладывать вниз от наклонной прямой ab , как это показано на графике (фиг. 215).

Это вызвано тем, что нельзя, как известно, увеличивать угол $\bar{\Theta}_{cp}$ за счет $\delta\bar{\Theta}_t$, так как увеличение $\bar{\Theta}_{cp}$ связано с уменьшением моментов M_{min} и M_{max} пружины, а следовательно, и с уменьшением заданной работы механизма, что является недопустимым.

Так строится график для контроля качества пружинной ленты, идущей для изготовления заводных пружин.

Разумеется, чем больше мы будем сужать параллелограмм $abcd$ за счет уменьшения величины допуска $\delta\bar{\Theta}_t$, тем более стабильными по своей форме получатся пружины, изготовленные из этой ленты. К этому всегда следует стремиться, так как это мероприятие улучшает качество пружин.

Размер оправки прибора, на котором будет производиться испытание пружинной ленты по углу остаточной деформации $\bar{\Theta}_{cp}$, легко определяется из уравнения семейства кривых $\bar{\Theta} - \rho$ (4.65) или (4.66).

В самом деле, подставляя в эти уравнения $\rho = \rho_{cp}$ вместо $\bar{\Theta} = \bar{\Theta}_{cp}$ и решая их относительно ρ_{cp} , получим соответственно:

а) для случая параболической зависимости кривой $\bar{\Theta} - \Delta$

$$\rho_{cp} = \frac{\lambda_1 h + \sqrt{(\lambda_1 h)^2 + 4(\bar{\Theta}_{cp} - \lambda_0) \lambda_2 h^2}}{2(\bar{\Theta}_{cp} - \lambda_0)}; \quad (7.45)$$

б) для случая линейной зависимости кривой $\bar{\Theta} - \Delta$

$$\rho_{cp} = \frac{\lambda_1 h}{\bar{\Theta}_{cp} - \lambda_0}. \quad (7.46)$$

Очевидно, радиус самой оправки прибора для испытания ленты определится следующим уравнением:

$$r_{cp} = \rho_{cp} - \frac{h}{2}. \quad (7.47)$$

По этой формуле определяется номинальный размер оправки. Допустимое же отклонение радиуса оправки $r_{\text{сп}}$ в зависимости от изменения угла $\bar{\Theta}_{\text{сп}}$ в пределах допуска $\delta\bar{\Theta}$ определяется по формуле

$$\delta r_{\text{сп}} = \frac{dr_{\text{сп}}}{d\bar{\Theta}_{\text{сп}}} \delta\bar{\Theta}. \quad (7.48)$$

Допуск на изготовление оправки не должен превышать допуска $\delta r_{\text{сп}}$.

Метод контроля ленты по углу $\bar{\Theta}_{\text{сп}}$ требует в каждом отдельном случае изготовления новой оправки по расчету. Однако, чтобы ограничить количество оправок (т. е. иметь определенный их набор) при испытании различных размеров пружинной ленты, следует контроль ленты производить не по углу $\bar{\Theta}_{\text{сп}}$, а по $\bar{\Theta}$.

Для этого достаточно на том же графике (фиг. 215) вместо $\bar{\Theta}_{\text{сп}}$ и $\bar{\Theta}_{\text{сп}1}$ отложить для соответствующих h и h_1 значения $\bar{\Theta}$ и $\bar{\Theta}_1$, вычисленные по уравнению (4.65) или (4.66).

При этих вычислениях радиус кривизны ρ изогнутого образца ленты вокруг оправки находится по формуле

$$\rho = r_0 + \frac{h}{2} = \frac{d_0 + h}{2}, \quad (7.49)$$

где d_0 — диаметр оправки прибора, который берется из табл. 19 в зависимости от номинальной толщины пружины h .

На графике фиг. 215 через полученные две точки a и b проводим наклонную прямую даже в том случае, когда пользуемся уравнением (4.65) с параболической зависимостью, так как при этом в интервале δh практически, не делая почти никакой ошибки, можно заменить кривую прямой.

Остальные построения остаются такими же, как и при первом методе построения графика.

Таким образом, в первом случае контроль ленты производится по углу $\bar{\Theta}_{\text{сп}}$. При этом приходится находить размер оправки для соответствующего угла $\bar{\Theta}_{\text{сп}}$ по формуле (7.47). Во втором случае, наоборот, размер оправки подбирается по табл. 19 в зависимости от номинальной толщины пружины h , а затем по уравнению семейства кривых $\bar{\Theta} - \rho$ (4.65) или (4.66) определяется угол $\bar{\Theta}$ соответственно выбранной оправке прибора.

Второй способ контроля ленты удобен тем, что для каждого интервала толщин можно иметь одну оправку, а для всех практически применяемых толщин всего четыре оправки, как это показано в табл. 19.

Поэтому при таком методе контроля ленты по углу $\bar{\Theta}$ с весьма ограниченным количеством оправок удобно вести испытание ленты в заводских условиях, особенно там, где изготавливается пружинная лента самых различных размеров.

6. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА СПИРАЛЬНЫХ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

Устанавливаем следующий порядок расчета.

1. Из расчета механизма прибора находим его потребную работу. С этой целью пользуемся формулами (7. 1), (7. 5) или (7. 6) и заданным отношением моментов механизма

$$\mathfrak{M}_m = \frac{M_{m \max}}{M_{m \min}}.$$

Заметим, что если это отношение моментов механизма не превосходит 1,8, расчет следует вести по формулам нормального пружинного двигателя. Если же это отношение моментов будет больше указанной величины, то в этом случае расчет необходимо вести по формулам ненормального пружинного двигателя.

2. Приравнявая работу механизма к работе спуска пружины и задаваясь коэффициентом качества пружины K , зависящим главным образом от типа крепления наружного конца, определяем величины теоретических моментов пружины, пользуясь формулами (7. 11) и (7. 10).

3. Задаваясь из конструктивных соображений шириной пружины b и значением модуля упругости пружинной ленты E для выбранной марки стали, находим величину x по формуле (7. 15).

4. Для выбранной марки стали из табл. 17 выписываем численные значения упруго-пластических коэффициентов λ_0 , λ_1 и λ_2 .

В случае отсутствия этих значений в данной таблице находим их по опытной кривой $\bar{\Theta}$ — Δ по методике, изложенной в главе IV.

5. Пользуясь формулами (7. 16), (5. 39) или (5. 40) и (7. 20), задаемся тремя значениями толщины h и при найденном значении x определяем графически толщину пружины h .

Толщину пружины h можно определить также по аналитической формуле (7. 22), пользуясь графиками для определения коэффициентов A , B и C в зависимости от x (см. фиг. 206—209).

6. По формуле (7. 14) определяем длину упругой части пружины L . Пользуясь формулами (2. 2') и (2. 1'), находим в отдельности длину внутреннего и длину наружного отожженных концов пружины вместе с переходом. Полную же длину пружины (длину заготовки) определяем по формуле (7. 23).

7. Находим начальный радиус кривизны внутреннего упругого конца пружины ρ_0 по формуле (2. 3), а затем и радиус валика r по формуле (2. 4).

8. Определяем внутренний радиус заводного барабана R без учета равенства объемов спущенной и заведенной пружины по формуле (6. 83) и с учетом равенства этих объемов по формуле (6. 125).

9. Для такой ненормальной пружины длину свободных (ненапряженных) витков $L_{св}$ определяем по формуле (6.104), а длину прижатых к стенке барабана витков L_n по формуле (6.107).

10. Определяем радиус пограничной точки ρ_1 по формуле (6.98). Этот радиус, как известно, можно определить и по другой эквивалентной формуле (6.100).

11. Находим число прижатых к стенке барабана витков пружины n_n по формуле (6.108).

12. Пользуясь формулой (7.16), находим число витков тугозаведенной пружины n_t .

13. По формуле (6.109) определяем радиус кривизны тугозаведенной пружины ρ'_t до соответствующей пограничной точки S_1 (см. фиг. 171).

14. Для этого радиуса кривизны пружины ρ'_t по формуле (6.110) находим соответствующее число тугозаведенных витков n'_t .

15. Пользуясь формулой (6.112) или (6.113), определяем значение $\bar{\Theta}'_{ср}$ для отрезка пружины в интервале от ρ_0 до ρ'_t .

16. Определяем число свободных витков пружины $n'_{св}$, отсчитанное от внутреннего ее конца до пограничной точки по формуле (6.111).

17. Определяем полное число оборотов барабана n_6 для ненормального пружинного двигателя, пользуясь формулой (6.116). Для нормального пружинного двигателя полное максимальное число оборотов барабана $n_{6\max}$ определяется по формуле (6.126).

18. Находим число холостых оборотов барабана n_0 для ненормального пружинного двигателя по формуле (6.118). Для нормального пружинного двигателя (при общем методе расчета) величина n_0 определяется по формуле (6.127).

19. Вычисляем сначала значение угла $\bar{\Theta}_{ср}$ по формуле (5.39) или (5.40), а затем определяем число витков свободной пружины $n_{св}$ по формуле (5.34).

20. Находим величину коэффициента отдачи пружинного двигателя η по формуле (6.134).

21. По заданным колебаниям моментов Δ_{\max} и Δ_{\min} , а также $\delta\bar{\Theta}_t$ находим величины допусков на толщину δh и на ширину δb пружины, пользуясь формулами (7.36) и (7.37).

22. По найденной номинальной толщине h выбираем из табл. 19 размер оправки прибора и, пользуясь уравнением (4.65) или (4.66), строим график для контроля качества пружинной ленты согласно описанию, приведенному выше.

Изложенный метод является общим как для расчета спиральных пружин без барабана, так и для расчета нормальных и ненормальных заводных пружин с барабанами.

Наряду с общим методом расчета, ниже приводим второй вариант расчета нормальной заводной пружины. Этот частный слу-

чай расчета, примененный к нормальным пружинам, по своей простоте и удобству вычислений, по нашему мнению, может получить также широкое распространение в инженерной практике.

При этом методе расчета в качестве исходных данных берем те же параметры: M_{\min} , \mathfrak{M} и n_p . Шириной пружины b , модулем упругости E и коэффициентом качества пружины K задаемся так же, как и в общем методе расчета.

Устанавливаем следующий порядок расчета.

1. Определяем величины теоретических моментов, пользуясь формулами (7.11) и (7.10).

2. Находим отношение теоретических моментов $\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$.

3. По заданному n_p и найденному значению \mathfrak{M} в зависимости от выбранной марки стали находим из графика фиг. 211—213 число холостых оборотов заводного барабана n_0 .

4. Определяем величину отношения радиусов $a = \frac{R}{r_0}$, пользуясь формулой (7.30).

5. Находим число витков тугозаведенной стабилизированной пружины n_t по формуле (7.27).

6. Определяем величину угла остаточной деформации $\overline{\theta}_{\text{ср}}$, пользуясь формулой (5.39) или (5.40). При определении этого параметра значения упруго-пластических коэффициентов берем из табл. 17 в зависимости от выбранной марки стали.

7. Находим число витков свободной стабилизированной пружины по формуле (5.34).

8. Определяем толщину пружины по формуле (7.33).

9. Определяем длину упругой части пружины по формуле (7.26). Длина отожженных концов и длина заготовки пружины определяются формулами (2.2'), (2.1') и (7.23).

10. Находим величину начального радиуса кривизны ρ_0 и радиуса валика пружины r по формулам (2.3) и (2.4).

11. Определяем внутренний радиус барабана R по формуле (7.25).

12. Находим полное максимальное число оборотов барабана по формуле (6.126).

Определение величины коэффициента отдачи пружинного двигателя η , вычисление допусков δh и δb , а также построение графика для контроля качества термически обработанной пружинной ленты в этом случае производятся при помощи тех же формул, которые приведены в общей методике проектировочного расчета пружинных двигателей (см. пп. 20, 21 и 22).

Насколько разработанный нами комплексный метод проектировочного расчета пружинных двигателей доведен до полного инженерного метода расчета, можно судить по приведенным ниже примерам расчета.

7. ПРИМЕРЫ ТИПОВЫХ РАСЧЕТОВ

Пример 1. Рассчитать пружинный двигатель для часов «Победа», если из расчета механизма известны:

потребный (минимальный) момент механизма, равный минимальному значению момента спуска пружины,

$$M_{m \min} = M_{cp \min} = 0,65 \text{ кгмм};$$

отношение моментов механизма

$$\mathfrak{M}_m = \mathfrak{M}_{cp} = \frac{M_{cp \max}}{M_{cp \min}} = 1,45;$$

число рабочих оборотов пружинного двигателя

$$n_p = 4.$$

Выбираем наружное крепление пружины с мечевидной накладкой, для которого принимаем значение коэффициента $K = 0,9$.

Расчет производим тремя методами: графическим и двумя графо-аналитическими методами.

Графический и первый графо-аналитический методы являются общими, пригодными для расчета любых типов спиральных пружин, в то время как второй графо-аналитический метод расчета является частным, пригодным только для расчета нормальных заводных пружин.

Чтобы сравнить точность каждого из этих методов в первом примере, приводим расчет указанными тремя методами.

Графический метод расчета

1. Определяем величины теоретических моментов пружины, пользуясь формулами:

$$\begin{aligned} M_{\min} &= \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{K} + \mathfrak{M}_m \left(\frac{1}{K} - 1 \right) \right] M_{m \min} = \\ &= \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{0,9} + 1,45 \left(\frac{1}{0,9} - 1 \right) \right] 0,65 = 0,74 \text{ кгмм}; \end{aligned}$$

$$M_{\max} = \frac{1 + \mathfrak{M}_m}{K} M_{m \min} - M_{\min} = \frac{1 + 1,45}{0,9} 0,65 - 0,74 = 1,03 \text{ кгмм}.$$

2. Задаемся из конструктивных соображений номинальной шириной пружины $b = 1,44 \text{ мм}$ и применительно к выбранной стали марки У8А из табл. 17 выписываем значение модуля упругости $E = 23\,000 \text{ кг/мм}^2$.

При этих значениях b и E находим величину x по формуле

$$x = \frac{\pi E b}{6} \frac{n_p}{M_{\max} - M_{\min}} = \frac{3 \cdot 14 \cdot 23\,000 \cdot 1,44}{6} \cdot \frac{4}{1,03 - 0,74} = 239194.$$

3. Определяем графически толщину пружины h .

С этой целью из той же табл. 17 для стали марки У8А выписываем численное значение упруго-пластических коэффициентов $\lambda_0 = -0,3$, $\lambda_1 = 24,5$ и, задаваясь тремя произвольными значениями толщины, определяем величины n_T , $\bar{\Theta}_{\text{ср}}$ и $F(h)$, пользуясь формулами:

$$n_T = \sqrt{\frac{\lambda_1 h^2}{\pi} + m^2} - m;$$

$$\bar{\Theta}_{\text{ср}} = \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n_T} \ln \left(1 + \frac{n_T}{m} \right);$$

$$F(h) = n_T \left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{ср}}}{\pi} \right).$$

При расчете коэффициент прочности принимаем $m = 15$.
Результаты вычислений сводим в табл. 20.

Таблица 20

| h мм | n_T | $\bar{\Theta}_{\text{ср}}$ рад. | $F(h)$ |
|--------------|-------|------------------------------------|--------|
| $h_1 = 0,08$ | 11,69 | 0,9077 | 8,3 |
| $h_2 = 0,12$ | 21,35 | 0,7157 | 16,5 |
| $h_3 = 0,16$ | 31,63 | 0,5785 | 25,8 |

По данным этой таблицы строим кривую зависимости $F(h) - h$, откладывая полученные отрезки $F(h)$ по оси ординат, а соответствующие толщины — по оси абсцисс (фиг. 216).

Согласно уравнению (7.20) пересекаем полученную кривую прямой, отстоящей от оси абсцисс на расстоянии, определяемом выражением

$$F(h) = \frac{M_{\text{max}} n_p}{M_{\text{max}} - M_{\text{min}}} = \frac{1,03 \cdot 4}{1,03 - 0,74} = 14,207,$$

и находим искомую величину толщины $h = 0,1095$ мм.

Принимаем $h = 0,11$ мм.

4. Определяем длину упругой части пружины по формуле

$$L = \alpha h^3 = 239194 \cdot 0,11^3 = 318 \text{ мм.}$$

Длину внутреннего и наружного отожженных концов пружины (вместе с переходом) определяем по формулам:

$$L_{\text{о. в}} = (2,5 - 3,0) \pi m h;$$

$$L_{\text{о. н}} = (1,25 - 1,5) \pi m h.$$

Принимаем

$$L_{\text{о. в}} = 3 \pi m h = 3 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,11 \approx 15 \text{ мм};$$

$$L_{\text{о. н}} = 1,5 \pi m h = 1,5 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,11 \approx 7,5 \text{ мм.}$$

Тогда полная длина или длина заготовки пружины определится формулой

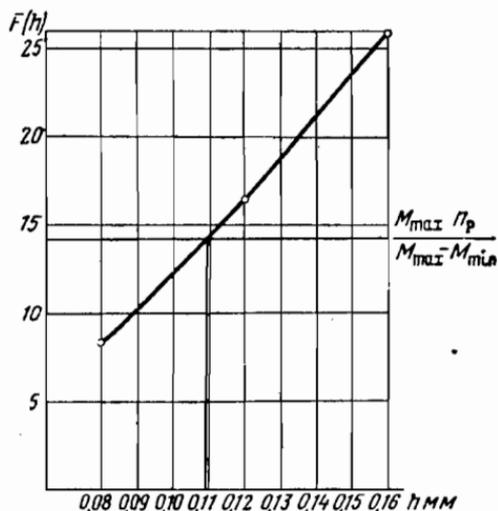
$$L_{\text{заг}} = L + L_{\text{о.в}} + L_{\text{о.н}} = 318 + 15 + 7,5 = 340,5 \text{ мм.}$$

5. Определяем начальный радиус кривизны внутреннего упругого конца пружины

$$\rho_0 = mh = 15 \cdot 0,11 = 1,65 \text{ мм.}$$

Радиус же валика определится формулой

$$r = \rho_0 - 1,5h = 1,65 - 1,5 \cdot 0,11 = 1,48 \text{ мм.}$$



Фиг. 216. Графический метод определения толщины h по кривой зависимости $F(h) - h$ для пружины от ручных часов «Победа».

6. Определяем внутренний радиус заводного барабана R с учетом равенства объемов спущенной и заведенной пружин по формуле

$$R = \sqrt{\frac{2Lh}{\pi} + \rho_0^2} = \sqrt{\frac{2 \cdot 318 \cdot 0,11}{3,14} + 1,65^2} \approx 5 \text{ мм.}$$

7. Находим отношение радиусов

$$a = \frac{R}{\rho_0} = \frac{5}{1,65} = 3,03.$$

8. Определяем число витков тугозаведенной пружины по формуле

$$n_{\tau} = \sqrt{\frac{\chi \cdot h^2}{\pi} + m^2} - m = \sqrt{\frac{239194 \cdot 0,11^2}{3,14} + 15^2} - 15 = 18,86 \text{ витков.}$$

9. Определяем величину угла $\bar{\Theta}_{cp}$ по формуле

$$\bar{\Theta}_{cp} = \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n_T} \ln \left(1 + \frac{n_T}{m} \right) = -0,3 + \frac{24,5}{18,86} \ln \left(1 + \frac{18,86}{15} \right) = 0,758 \text{ рад.}$$

10. Определяем число витков свободной стабилизированной пружины

$$n_{св} = \frac{n_T}{\pi} \bar{\Theta}_{cp} = \frac{18,86}{3,14} \cdot 0,758 = 4,55 \text{ витков.}$$

11. Определяем полное максимальное число оборотов барабана для нормальной пружины

$$\begin{aligned} n_{\sigma \max} &= \frac{\sqrt{2(R^2 + \rho_0^2)} - (R + \rho_0)}{h} = \\ &= \frac{\sqrt{2(5^2 + 1,65^2)} - (5 + 1,65)}{0,11} = 7,24 \text{ оборота.} \end{aligned}$$

12. Определяем число холостых оборотов барабана

$$n_0 = n_{\sigma \max} - n_p = 7,24 - 4 = 3,24 \text{ оборота.}$$

13. Определяем величину коэффициента отдачи пружинного двигателя, пользуясь формулой

$$\eta = \frac{n_p (1 + \mathfrak{M}_{сн})}{n_T - n_{св}} \frac{M_{сн \min}}{M_{\max}} = \frac{4(1 + 1,45)}{18,86 - 4,55} \cdot \frac{0,65}{1,03} = 0,432.$$

14. Определяем величины относительных колебаний моментов Δ_{\max} и Δ_{\min} по заданным заводским допускам на размеры пружины $\delta h = 0,01 \text{ мм}$, $\delta b = 0,06 \text{ мм}$, при $\delta \Theta_t = -2^\circ = -0,0349 \text{ рад}$.

Для этой цели предварительно вычисляем

$$\frac{\partial n_T}{\partial h} = - \frac{L}{2\pi h^2 \sqrt{\frac{L}{\pi h} + m^2}} = - \frac{318}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,11^2 \sqrt{\frac{318}{3,14 \cdot 0,11} + 15^2}} = -123,6;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\Theta}_{cp}}{\partial h} &= \left[\frac{\lambda_1}{n_T} \frac{1}{n_T + m} - \frac{\lambda_1}{n_T^2} \ln \left(1 + \frac{n_T}{m} \right) \right] \frac{\partial n_T}{\partial h} = \\ &= \left[\frac{24,5}{18,86} \frac{1}{18,86 + 15} - \frac{24,5}{18,86^2} \ln \left(1 + \frac{18,86}{15} \right) \right] (-123,6) = 2,19; \end{aligned}$$

$$\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}} = \frac{1,03}{0,74} = 1,39;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial n_p}{\partial h} &= \left(1 - \frac{1}{\mathfrak{M}} \right) \left[\left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{cp}}{\pi} \right) \frac{\partial n_T}{\partial h} - \frac{n_T}{\pi} \frac{\partial \bar{\Theta}_{cp}}{\partial h} \right] = \\ &= \left(1 - \frac{1}{1,39} \right) \left[\left(1 - \frac{0,758}{3,14} \right) (-123,6) - \frac{18,86}{3,14} \cdot 2,19 \right] = -30,11; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 H_1 &= \frac{3}{h} + \frac{1}{n_T} \frac{\partial n_T}{\partial h} - \frac{1}{\pi - \bar{\theta}_{cp}} \frac{\partial \bar{\theta}_{cp}}{\partial h} = \\
 &= \frac{3}{0,11} + \frac{1}{18,86} (-123,6) - \frac{1}{3,14 - 0,758} \cdot 2,19 = 19,80; \\
 H_2 &= \frac{3}{h} + \frac{\mathfrak{M}}{n_T} \left(\frac{\partial n_T}{\partial h} - \frac{\pi}{\pi - \bar{\theta}_{cp}} \frac{\partial n_p}{\partial h} - \frac{n_T}{\pi - \bar{\theta}_{cp}} \frac{\partial \bar{\theta}_{cp}}{\partial h} \right) = \\
 &= \frac{3}{0,11} + \frac{1,39}{18,86} \left[(-123,6) - \frac{3,14}{3,14 - 0,758} (-30,11) - \right. \\
 &\quad \left. - \frac{18,86}{3,14 - 0,758} \cdot 2,19 \right] = 19,80.
 \end{aligned}$$

Затем определяем величины относительных колебаний моментов

$$\begin{aligned}
 \Delta_{max} &= \frac{\delta M_{max}}{M_{max}} = H_1 \delta h + \frac{\delta b}{b} - \frac{\delta \bar{\theta}_t}{\pi - \bar{\theta}_{cp}} = \\
 &= 19,80 \cdot 0,01 + \frac{0,06}{1,44} - \frac{-0,0349}{3,14 - 0,758} = 0,25; \\
 \Delta_{min} &= \frac{\delta M_{min}}{M_{min}} = H_2 \delta h + \frac{\delta b}{b} - \frac{\mathfrak{M}}{\pi - \bar{\theta}_{cp}} \delta \bar{\theta}_t = \\
 &= 19,80 \cdot 0,01 + \frac{0,06}{1,44} - \frac{1,39}{3,14 - 0,758} (-0,0349) = 0,26.
 \end{aligned}$$

Из расчета видно, что принятые заводские допуски на размеры пружины от часов «Победа» ($\delta h = 0,01$ мм и $\delta b = 0,06$ мм) дают колебания моментов до 25—26% от своих номинальных значений.

15. Строим график для контроля качества пружинной ленты. Для этой цели по найденной номинальной толщине $h = 0,11$ мм выбираем по табл. 19 размер оправки прибора $d = 2r_0 = 5$ мм, откуда $r_0 = \frac{5}{2} = 2,5$ мм.

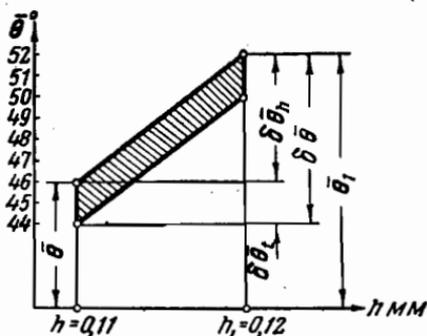
Тогда радиус кривизны испытуемого образца определится

$$r = r_0 - \frac{h}{2} = 2,5 - \frac{0,11}{2} = 2,445 \text{ мм.}$$

По двум значениям толщины $h = 0,11$ мм и $h_1 = h + \delta h = 0,12$ мм находим соответствующие величины углов остаточных деформаций

$$\bar{\theta} = \lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\rho} = -0,3 + 24,5 \frac{0,11}{2,445} = 0,802 \text{ рад.} = 45,96^\circ \approx 46^\circ;$$

$$\bar{\theta}_1 = \lambda_0 + \lambda_1 \frac{h_1}{\rho} = -0,3 + 24,5 \frac{0,12}{2,445} = 0,902 \text{ рад.} = 51,71^\circ \approx 52^\circ.$$



Фиг. 217. График для контроля качества термически обработанной пружинной ленты для часов «Победа».

Задаваясь допуском на угол остаточной деформации при термической обработке $\delta\Theta_t = -2^\circ$, строим указанный график (фиг. 217) согласно описанию, приведенному выше.

Графо-аналитический метод расчета

Так как второй метод отличается от первого лишь в одном этапе определения толщины h , ограничимся при этом методе расчета определением только толщины пружины h , по которому можно судить о точности расчета графо-аналитическим методом, не прибегая к дальнейшим вычислениям.

С этой целью по найденной величине $x = 239\,194$ находим из графика (фиг. 206) коэффициенты:

$$A = -6,55;$$

$$B = 163,5;$$

$$C = 238,7,$$

а затем определяем толщину пружины по формуле

$$h = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4C \left(A - \frac{M_{\max} n_p}{M_{\max} - M_{\min}} \right)}}{2C} =$$

$$= \frac{-163,5 + \sqrt{163,5^2 - 4 \cdot 238,7 \left[(-6,55) - \frac{1,03 \cdot 4}{1,03 - 0,74} \right]}}{2 \cdot 238,7} =$$

$$= 0,10946 \text{ мм.}$$

Принимаем $h = 0,11 \text{ мм}$.

Расчеты показывают, что результаты вычисления первых двух методов совпадают.

Графо-аналитический метод расчета нормальных заводных пружин

При этом методе расчета в качестве исходных данных берем те же параметры:

$$M_{\min} = M_{\text{сп} \min} = 0,65 \text{ кгмм}; \quad \mathfrak{M}_m = \mathfrak{M}_{\text{сп}} = 1,45 \text{ и } n_p = 4.$$

1. Определяем величины теоретических моментов пружины

$$M_{\min} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{K} + \mathfrak{M}_m \left(\frac{1}{K} - 1 \right) \right] M_{\text{сп} \min} =$$

$$= \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{0,9} + 1,45 \left(\frac{1}{0,9} - 1 \right) \right] 0,65 = 0,74 \text{ кгмм};$$

$$M_{\max} = \frac{1 + \mathfrak{M}_m}{K} M_{\text{сп} \min} - M_{\min} = \frac{1 + 1,45}{0,9} 0,65 - 0,74 = 1,03 \text{ кгмм.}$$

2. Находим отношение теоретических моментов

$$\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}} = \frac{1,03}{0,74} = 1,39.$$

3. По заданному $n_p = 4$ и найденному значению $\mathfrak{M} = 1,39$ определяем из графика (фиг. 211) $n_0 = 3,15$.

4. Определяем отношение радиусов по формуле

$$a = 1 + \frac{n_0 + n_p}{m} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{n_0 + n_p}{m} \right)^2 - 1 \right]} =$$

$$= 1 + \frac{3,15 + 4}{15} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{3,15 + 4}{15} \right)^2 - 1 \right]} = 3,013.$$

5. Определяем число витков тугозаведенной пружины

$$n_{\tau} = m \left(\sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} - 1 \right) = 15 \left(\sqrt{\frac{3,013^2 + 1}{2}} - 1 \right) = 18,67 \text{ витков.}$$

6. Вычисляем величину угла $\bar{\Theta}_{\text{ср}}$, пользуясь формулой

$$\bar{\Theta}_{\text{ср}} = \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n_{\tau}} \ln \left(1 + \frac{n_{\tau}}{m} \right) = -0,3 + \frac{24,5}{18,67} \ln \left(1 + \frac{18,67}{15} \right) = 0,761 \text{ рад.}$$

7. Определяем число витков свободной стабилизированной пружины

$$n_{\text{св}} = \frac{n_{\tau}}{\pi} \bar{\Theta}_{\text{ср}} = \frac{18,67}{\pi} \cdot 0,761 = 4,52 \text{ витка.}$$

8. Определяем толщину пружины

$$h = \sqrt{\frac{3M_{\min} m^2 (a^2 - 1)}{Eb [n_{\tau} - n_{\text{св}} - n_p]}}$$

$$= \sqrt{\frac{3 \cdot 0,74 \cdot 15^2 (3,013^2 - 1)}{23000 \cdot 1,44 [18,67 - 4,52 - 4]}} = 0,10956 \text{ мм.}$$

Принимаем $h = 0,11 \text{ мм}$.

9. Определяем длину упругой части пружины

$$L = \frac{\pi m^2}{2} (a^2 - 1) h = \frac{3,14 \cdot 15^2}{2} (3,013^2 - 1) 0,11 = 314 \text{ мм.}$$

Длина отожженных концов и длина заготовки пружины определяются

$$L_{\text{о. в}} = 3\pi m h = 3 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,11 = 15 \text{ мм;}$$

$$L_{\text{о. н}} = 1,5\pi m h = 1,5 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,11 = 7,5 \text{ мм;}$$

$$L_{\text{заг}} = L + L_{\text{о. в}} + L_{\text{о. н}} = 314 + 15 + 7,5 = 336,5 \text{ мм.}$$

10. Определяем начальный радиус кривизны ρ_0 и радиус валика пружины r_0 по формулам:

$$\rho_0 = mh = 15 \cdot 0,11 = 1,65 \text{ мм};$$

$$r = \rho_0 - 1,5h = 1,65 - 1,5 \cdot 0,11 = 1,485 \text{ мм}.$$

11. Определяем внутренний радиус барабана

$$R = amh = 3,013 \cdot 15 \cdot 0,11 = 5 \text{ мм}.$$

12. Находим полное максимальное число оборотов барабана

$$n_{\text{б max}} = \frac{\sqrt{2(R^2 + \rho_0^2)} - (R + \rho_0)}{h} = \frac{\sqrt{2(5^2 + 1,65^2)} - (5 + 1,65)}{0,11} = 7,24 \text{ оборота}.$$

13. Определяем величину коэффициента отдачи пружинного двигателя

$$\eta = \frac{n_p(1 + \mathfrak{M}_{\text{сп}})}{n_r - n_{\text{св}}} \frac{M_{\text{сп min}}}{M_{\text{max}}} = \frac{4(1 + 1,45)}{18,67 - 4,52} \cdot \frac{0,65}{1,03} = 0,437.$$

Вычисление допусков δh , δb и построение графика для контроля качества пружинной ленты и для этого метода производится аналогично первому общему методу расчета. Поэтому здесь их не повторяем.

Из результатов вычислений видно, что второй графо-аналитический метод расчета для нормальных пружин дает такие же результаты, какие получались при первых двух методах. Это показывает, что для расчета нормальных пружин данный метод наряду с общими двумя методами может быть также с успехом применен на практике.

Сравнивая результаты наших расчетов с действительными размерами пружины и барабана от часов «Победа», можно заметить, что небольшое расхождение в определении $L_{\text{заг}}$, R и $n_{\text{б}}$ (по расчету получается $L_{\text{заг}} = 340,5$ и $336,5$ мм; $R = 5$ мм; $n_{\text{б max}} = 7,24$ оборота; в действительности же $L_{\text{заг}} = 335$ мм, $R = 5,22$ и $n_{\text{б max}} = 6,3$ оборота) объясняется тем, что мы в наших расчетах принимаем $\rho_0 = 15h = 15 \cdot 0,11 = 1,65$ мм, тогда как у часов «Победа» $\rho_0 = r + 1,5h = 1,8 + 1,5h = 1,8 + 1,5 \cdot 0,11 = 1,965$ мм.

Пример 2. Насколько изменятся размеры барабана и пружины у часов АЧХ, если с помощью спиральной пружины на рабочем участке чисел оборотов $n_p = 5$ добиваться значительного выравнивания кривой спуска, доводя отношение моментов $\mathfrak{M}_{\text{сп}} = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{сп min}}} = 1,1$, вместо существующего отношения 1,8.

Минимальный момент спуска пружины $M_{\text{сп min}} = 20$ кгмм.

Размеры имеющейся пружины и барабана таковы: $h = 0,32$ мм; $b = 6,75$ мм; $L = 840$ мм; $R = 13,6$ мм; $n_{\text{б}} = 6,25$ оборота. Наружный конец пружины крепится с помощью мечевидной накладки, для которой $K = 0,9$.

1. Определяем величины теоретических моментов пружины

$$M_{\min} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{K} + \mathfrak{M}_m \left(\frac{1}{K} - 1 \right) \right] M_{m \min} = \\ = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{0,9} + 1,1 \left(\frac{1}{0,9} - 1 \right) \right] 20 = 22,33 \text{ кгмм.}$$

$$M_{\max} = \frac{1 + \mathfrak{M}_m}{K} M_{m \min} - M_{\min} = \frac{1 + 1,1}{0,9} 20 - 22,33 = 24,33 \text{ кгмм.}$$

2. Оставляя ширину пружины $b = 6,75$ мм, задаемся модулем упругости $E = 21\,000$ кг/мм² для стали марки ЭИ142 и находим величину x по формуле

$$x = \frac{\pi E b}{6} \frac{n_p}{M_{\max} - M_{\min}} = \frac{3,14 \cdot 21\,000 \cdot 6,75}{6} \frac{5}{24,33 - 22,33} = 185\,540.$$

3. Для данного значения x при $\rho_0 = 15h$, пользуясь графиком (фиг. 207), находим коэффициенты:

$$A = -5,6,$$

$$B = 185,0,$$

$$C = 96,0,$$

после чего определяем толщину пружины

$$h = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4C \left(A - \frac{M_{\max} n_p}{M_{\max} - M_{\min}} \right)}}{2C} = \\ = \frac{-185,0 + \sqrt{185,0^2 - 4 \cdot 96 \left[(-5,6) - \frac{24,33 \cdot 5}{24,33 - 22,33} \right]}}{2 \cdot 96} = 0,3094 \text{ мм.}$$

Принимаем $h = 0,31$ мм.

4. Определяем длину упругой части пружины

$$L = x h^3 = 185540 \cdot 0,31^3 = 5527 \text{ мм.}$$

Длину внутреннего и наружного отожженных концов пружины (вместе с переходом) определяем по формулам:

$$L_{o.в} = 3\pi t h = 3 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,31 \approx 44 \text{ мм;}$$

$$L_{o.н} = 1,5\pi t h = 1,5 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,31 \approx 22 \text{ мм.}$$

Определяем длину заготовки пружины

$$L_{\text{заг}} = L + L_{o.в} + L_{o.н} = 5527 + 44 + 22 = 5593 \text{ мм.}$$

5. Определяем начальный радиус кривизны внутреннего упругого конца пружины ρ_0 и радиуса валика r_0 по формулам

$$\rho_0 = mh = 15 \cdot 0,31 = 4,65 \text{ мм};$$

$$r = \rho_0 - 1,5h = 4,65 - 1,5 \cdot 0,31 = 4,2 \text{ мм}.$$

6. Определяем внутренний радиус заводного барабана R для нормальной пружины

$$R = \sqrt{\frac{2Lh}{\pi} + \rho_0^2} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5527 \cdot 0,31}{3,14} + 4,65^2} = 33,4 \text{ мм}.$$

7. Определяем полное максимальное число оборотов барабана

$$n_{\sigma \max} = \frac{\sqrt{2(R^2 + \rho_0^2)} - (R + \rho_0)}{h} =$$

$$= \frac{\sqrt{2(33,4^2 + 4,65^2)} - (33,4 + 4,65)}{0,31} = 31,1 \text{ оборота}.$$

8. Находим число холостых оборотов барабана

$$n_0 = n_{\sigma \max} - n_p = 31,1 - 5 = 26,1 \text{ оборота}.$$

Таким образом, из нашего расчета видно, что принципиально с помощью спиральной заводной пружины можно получить достаточно пологую характеристику кривой спуска при отношении моментов

$$\mathfrak{M}_{\text{сп}} = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{сп min}}} = 1,1.$$

При этом по сравнению с существующим пружинным двигателем АЧХ размер барабана увеличивается почти в 2,5 раза. Такой пружинный двигатель можно поместить в корпусе прибора. Длина пружины увеличивается в 6,5 раз, а холостые обороты барабана составят 26,1 оборота.

Из этого конкретного примера видно, что создание пружинного двигателя со спиральной пружиной при отношении моментов спуска $\mathfrak{M}_{\text{сп}} = 1,1$ на диапазоне рабочих оборотов $n_p = 5$ требует значительного увеличения размеров барабана и пружины.

Такие пружинные двигатели могут быть применимы в тех случаях, когда их габариты и вес не лимитированы.

Пример 3. Рассчитать ненормальный пружинный двигатель магазина автоматического оружия (см. фиг. 185) по следующим техническим данным: потребный (минимальный) момент механизма $M_{\text{м min}} = 80 \text{ кгсм}$; число рабочих оборотов барабана $n_p = 6$; отношение моментов механизма $\mathfrak{M}_{\text{м}} = 3,2$; крепление наружного конца пружины — штифтовое, для которого коэффициент $K = 0,78$.

Принимаем коэффициент прочности $m = 15$.

1. Определяем величины теоретических моментов пружины

$$M_{\min} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{K} + \mathfrak{M}_m \left(\frac{1}{K} - 1 \right) \right] M_{m \min} = \\ = \frac{1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{0,78} + 3,2 \left(\frac{1}{0,78} - 1 \right) \right) 80 \right] = 127,38 \text{ кгмм.}$$

$$M_{\max} = \frac{1 + \mathfrak{M}_m}{K} M_{m \min} - M_{\min} = \frac{1 + 3,2}{0,78} 80 - 127,38 = 303,38 \text{ кгмм.}$$

2. Задаемся из конструктивных соображений шириной пружины $b = 24,75$ мм и модулем упругости $E = 21\,000$ кг/мм² (для стали марки ЭИ142); находим величину x по формуле

$$x = \frac{\pi E b}{6} \frac{n_p}{M_{\max} - M_{\min}} = \frac{3,14 \cdot 21\,000 \cdot 24,75}{6} \frac{6}{303,38 - 127,38} = 9277,5.$$

Принимаем $x = 9278$.

3. По найденной величине x из графика фиг. 208 находим коэффициенты $A = -3,4$; $B = 17$; $C = 20,4$, а затем определяем толщину пружины

$$h = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4C \left(A - \frac{M_{\max} n_p}{M_{\max} - M_{\min}} \right)}}{2C} = \\ = \frac{-17 + \sqrt{17^2 - 4 \cdot 20,4 \left[(-3,4) - \frac{303,38 \cdot 6}{303,38 - 127,38} \right]}}{2 \cdot 20,4} = 0,50 \text{ мм.}$$

4. Определяем длину упругой части пружины

$$L = x h^3 = 9278 \cdot 0,50^3 = 1160 \text{ мм.}$$

Находим длину отожженных концов пружины

$$L_{o.в} = 3\pi m h = 3 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,50 \approx 71 \text{ мм;}$$

$$L_{o.н} = 1,5\pi m h = 3 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,50 \approx 35 \text{ мм.}$$

Вычисляем длину заготовки пружины

$$L_{\text{заг}} = L + L_{o.в} + L_{o.н} = 1160 + 71 + 35 = 1266 \text{ мм.}$$

5. Определяем начальный радиус кривизны внутреннего упругого конца пружины ρ_0 , а затем и радиус валика r по формулам

$$\rho_0 = m h = 15 \cdot 0,50 = 7,5 \text{ мм;}$$

$$r = \rho_0 - 1,5h = 7,5 - 1,5 \cdot 0,50 = 6,75 \text{ мм.}$$

6. Находим радиус тугозаведенной пружины:

$$\rho_T = \sqrt{\frac{Lh}{\pi} + \rho_0^2} = \sqrt{\frac{1160 \cdot 0,50}{3,14} + 7,5^2} = 15,5 \text{ мм.}$$

7. Пользуясь упруго-пластическими коэффициентами λ_0 , λ_1 и λ_2 для стали марки ЭИ142 (см. табл. 17), определяем величину $\bar{\theta}_T$

$$\begin{aligned}\bar{\theta}_T &= \lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\rho_T} + \lambda_2 \left(\frac{h}{\rho_T} \right)^2 = -1,17 + 65,9 \frac{h}{\rho_T} - 370 \left(\frac{h}{\rho_T} \right)^2 = \\ &= -1,17 + 65,9 \frac{0,50}{15,5} - 370 \left(\frac{0,50}{15,5} \right)^2 \approx 0,571 \text{ рад.}\end{aligned}$$

8. Определяем радиус свободной пружины наружного конца $\rho_{cb}^{(L)}$ по формуле

$$\rho_{cb}^{(L)} = \frac{\pi}{\bar{\theta}_T} \rho_T = \frac{3,14}{0,571} 15,5 = 85,3 \text{ мм.}$$

9. Определяем внутренний радиус заводного барабана

$$R = \frac{1}{\frac{M_{\min}}{EJ} + \frac{1}{\rho_{cb}^{(L)}}} = \frac{1}{\frac{127,38 \cdot 12}{21\,000 \cdot 24,75 \cdot 0,5^3} + \frac{1}{85,3}} = 28,4 \text{ мм.}$$

10. Определяем величину ρ_{cb} , пользуясь формулой

$$\begin{aligned}\rho_{cb}^{\circ} &= \frac{\pi}{\bar{\theta}_0} \rho_0 = \frac{\pi \rho_0}{\lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\rho_0} + \lambda_2 \left(\frac{h}{\rho_0} \right)^2} = \\ &= \frac{3,14 \cdot 7,5}{-1,17 + 65,9 \frac{0,50}{7,5} - 370 \cdot \left(\frac{0,50}{7,5} \right)^2} = 14,9 \text{ мм.}\end{aligned}$$

11. Задаемся произвольной длиной пружины $S=200$ мм и определяем величину радиуса

$$\rho_{TS} = \sqrt{\frac{Sh}{\pi} + \rho_0^2} = \sqrt{\frac{200 \cdot 0,50}{3,14} + (7,5)^2} = 9,4 \text{ мм.}$$

12. Определяем величину $\rho_{cb}^{(S)}$ по формуле

$$\begin{aligned}\rho_{cb}^{(S)} &= \frac{\pi}{\bar{\theta}_{TS}} \rho_{TS} = \frac{\pi \rho_{TS}}{\lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\rho_{TS}} + \lambda_2 \left(\frac{h}{\rho_{TS}} \right)^2} = \\ &= \frac{3,14 \cdot 9,4}{-1,17 + 65,9 \frac{0,50}{9,4} - 370 \left(\frac{0,50}{9,4} \right)^2} = 22,8 \text{ мм.}\end{aligned}$$

13. Определяем величину α_0 (см. фиг. 174), пользуясь равенством

$$\alpha_0 = \text{tg } \alpha = \frac{\rho_{cb}^{(S)} - \rho_{cb}^{\circ}}{S} = \frac{22,8 - 14,9}{200} = 0,0395.$$

Величины $\rho_{\text{св}}^{\circ}$ и a_0 можно находить непосредственно также из графика (см. фиг. 177). При этом имеем $\rho_{\text{св}}^{\circ} = 14,9$ мм; $a_0 = 0,0395$, т. е. результаты вычисления значений $\rho_{\text{св}}^{\circ}$ и a_0 совпадают с результатами вычисления графическим методом.

14. Определяем длину свободных (ненагруженных) витков при спущенной пружине в барабане, пользуясь формулой

$$L_{\text{св}} = \frac{R - \rho_{\text{св}}^{\circ} - \frac{hL}{2\pi R}}{a_0 - \frac{h}{2\pi R}} = \frac{28,4 - 14,9 - \frac{0,50 \cdot 1160}{2 \cdot 3,14 \cdot 28,4}}{0,0395 - \frac{0,50}{2 \cdot 3,14 \cdot 28,4}} \approx 283 \text{ мм.}$$

15. Определяем длину прижатых к стенке барабана витков

$$L_{\text{п}} = L - L_{\text{св}} = 1160 - 283 = 877 \text{ мм.}$$

16. Определяем радиус пограничной точки ρ_1 по формуле

$$\rho_1 = \sqrt{R^2 - \frac{L_{\text{п}} h}{\pi}} = \sqrt{28,4^2 - \frac{877 \cdot 0,50}{3,14}} \approx 25,8 \text{ мм.}$$

17. Определяем число прижатых к стенке барабана витков пружины

$$n_{\text{п}} = \frac{R - \rho_1}{h} = \frac{28,4 - 25,8}{0,50} = 5,2 \text{ витка.}$$

18. Определяем число витков тугозаведенной пружины

$$n_{\text{т}} = \sqrt{\frac{xh^2}{\pi} + m^2} - m = \sqrt{\frac{9278 \cdot 0,5^2}{\pi} + 15^2} - 15 = 16 \text{ витков.}$$

19. Определяем радиус кривизны тугозаведенной пружины $\rho'_{\text{т}}$ до соответствующей пограничной точки S_1 (см. фиг. 171а)

$$\rho'_{\text{т}} = \sqrt{\rho_0^2 + \frac{hL_{\text{св}}}{\pi}} = \sqrt{7,5^2 + \frac{0,5 \cdot 283}{3,14}} = 10 \text{ мм.}$$

20. Для этого радиуса кривизны пружины $\rho'_{\text{т}}$ находим соответствующее число тугозаведенных витков $n'_{\text{т}}$ по формуле

$$n'_{\text{т}} = \frac{\rho'_{\text{т}} - \rho_0}{h} = \frac{10 - 7,5}{0,50} = 5 \text{ витков.}$$

21. Определяем значение $\bar{\Theta}'_{\text{ср}}$ для отрезка пружины в интервале от ρ_0 до $\rho'_{\text{т}}$ (см. фиг. 171б)

$$\begin{aligned} \bar{\Theta}'_{\text{ср}} &= \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n'_{\text{т}}} \ln\left(1 + \frac{n'_{\text{т}}}{m}\right) + \frac{\lambda_2}{(n'_{\text{т}} + m)m} = \\ &= -1,17 + \frac{65,9}{5} \ln\left(1 + \frac{5}{15}\right) - \frac{370}{(5+15)15} = 1,381 \text{ рад.} \end{aligned}$$

22. Определяем число свободных витков пружины $n'_{св}$, отсчитанных от внутреннего ее конца до пограничной точки,

$$n'_{св} = \frac{n_T}{h} \bar{\Theta}'_{ср} = \frac{5}{3,14} \cdot 1,381 = 2,2 \text{ витка.}$$

23. Определяем число витков спущенной пружины

$$n_{сн} = n_{п} + n'_{св} = 5,2 + 2,2 = 7,4 \text{ витка.}$$

24. Определяем полное число оборотов барабана

$$n_6 = n_T - n_{сн} = 16 - 7,4 = 8,6 \text{ оборота.}$$

25. Находим число холостых оборотов барабана

$$n_0 = n_T - n_{сн} - n_p = 16 - 7,4 - 6 = 2,6 \text{ оборота.}$$

26. Определяем величину угла $\bar{\Theta}'_{ср}$ по формуле

$$\begin{aligned} \bar{\Theta}'_{ср} &= \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n_T} \ln \left(1 + \frac{n_T}{m} \right) + \frac{\lambda_2}{(n_T + m)m} = \\ &= -1,17 + \frac{65,9}{16} \ln \left(1 + \frac{16}{15} \right) - \frac{370}{(16+15)15} = 1,014 \text{ рад.} \end{aligned}$$

27. Определяем число витков свободной пружины

$$n_{св} = \frac{n_T}{\pi} \bar{\Theta}'_{ср} = \frac{16}{3,14} \cdot 1,014 = 5,2 \text{ витка.}$$

28. Находим величину коэффициента отдачи пружинного двигателя

$$\eta = \frac{n_p (1 + M_{сн})}{n_T - n_{св}} \frac{M_{сн \min}}{M_{\max}} = \frac{6(1+3,2)}{16-5,2} \frac{80}{303,38} = 0,61.$$

29. Определяем величину относительных колебаний моментов Δ_{\max} и Δ_{\min} при следующих заданных значениях допусков: $\delta h = 0,03 \text{ мм}$, $\delta b = 0,25 \text{ мм}$ и $\delta \bar{\Theta}'_i = -4^\circ = -0,06981 \text{ рад}$.

Для этой цели предварительно вычисляем величины:

$$\begin{aligned} \frac{\partial n_T}{\partial h} &= - \frac{L}{2\pi h^2 \sqrt{\frac{L}{\pi h} + m^2}} = \\ &= - \frac{1160}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,5^2 \sqrt{\frac{1160}{3,14 \cdot 0,5} + 15^2}} = -23,78; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\Theta}'_{ср}}{\partial h} &= \left[\frac{\lambda_1}{n_T} \frac{1}{n_T + m} - \frac{\lambda_1}{n_T^2} \ln \left(1 + \frac{n_T}{m} \right) - \frac{\lambda_2}{m} \frac{1}{(n_T + m)^2} \right] \frac{\partial n_T}{\partial h} = \\ &= \left[\frac{65,9}{16} \frac{1}{16+15} - \frac{65,9}{16^2} \ln \left(1 + \frac{16}{15} \right) + \frac{370}{15(16+15)^2} \right] (-23,78) = 0,6716; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial n_p}{\partial h} = \left(1 - \frac{1}{\mathfrak{M}}\right) \left[\left(1 - \frac{\bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\pi}\right) \frac{\partial n_{\tau}}{\partial h} - \frac{n_{\tau}}{\pi} \frac{\partial \bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\partial h} \right] =$$

$$= \left(1 - \frac{1}{3,2}\right) \left[\left(1 - \frac{1,014}{3,14}\right) (-23,78) - \frac{16}{3,14} \cdot 0,6716 \right] = -15,365;$$

$$H_1 = \frac{3}{h} + \frac{1}{n_{\tau}} \frac{\partial n_{\tau}}{\partial h} - \frac{1}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{cp}}} \frac{\partial \bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\partial h} =$$

$$= \frac{3}{0,50} + \frac{1}{16} (-23,78) - \frac{1}{3,14 - 1,014} \cdot 0,6716 = 4,2;$$

$$H_2 = \frac{3}{h} + \frac{\mathfrak{M}}{n_{\tau}} \left(\frac{\partial n_{\tau}}{\partial h} - \frac{\pi}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{cp}}} \frac{\partial n_p}{\partial h} - \frac{n_{\tau}}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{cp}}} \frac{\partial \bar{\Theta}_{\text{cp}}}{\partial h} \right) =$$

$$= \frac{3}{0,5} + \frac{3,2}{16} \left[-23,78 - \frac{3,14}{3,14 - 1,014} (-15,365) - \right.$$

$$\left. - \frac{16}{3,14 - 1,014} \cdot 0,6716 \right] = 4,8.$$

Затем находим значения:

$$\Delta_{\text{max}} = \frac{\delta M_{\text{max}}}{M_{\text{max}}} = H_1 \delta h + \frac{\delta b}{b} - \frac{\delta \bar{\Theta}_t}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{cp}}} =$$

$$= 4,2 \cdot 0,03 + \frac{0,25}{24,75} - \frac{(-0,06981)}{3,14 - 1,014} \approx 0,17$$

$$\Delta_{\text{min}} = \frac{\delta M_{\text{min}}}{M_{\text{min}}} = H_2 \delta h + \frac{\delta b}{b} - \frac{\mathfrak{M}}{\pi - \bar{\Theta}_{\text{cp}}} \delta \bar{\Theta}_t =$$

$$= 4,8 \cdot 0,03 + \frac{0,25}{24,75} - \frac{3,2(-0,06981)}{3,14 - 1,014} = 0,26.$$

30. Строим график для контроля качества пружинной ленты. Для этой цели по найденной номинальной толщине $h=0,50$ мм находим по табл. 19 соответствующий диаметр оправки прибора $d_0=30$ мм. Тогда радиус кривизны испытуемой ленты, отсчитанный по нейтральному слою, будет

$$\rho = \frac{d_0}{2} + \frac{h}{2} = \frac{30}{2} + \frac{0,50}{2} = 15,25 \text{ мм.}$$

Пользуясь уравнением семейства (4.65), вычисляем значения $\bar{\Theta}$ при номинальной толщине $h=0,50$ мм и при верхнем предельном значении толщины $h_1 = h + \delta h = 0,53$ мм. При этом получаем

$$\bar{\Theta} = \lambda_0 + \lambda_1 \frac{h}{\rho} + \lambda_2 \left(\frac{h}{\rho} \right)^2 =$$

$$= -1,17 + 65,9 \frac{0,50}{15,25} - 370 \cdot \left(\frac{0,50}{15,25} \right)^2 = 0,5929 \text{ радиан} \approx 33^{\circ}58'.$$

Принимаем $\bar{\Theta} = 34^\circ$.

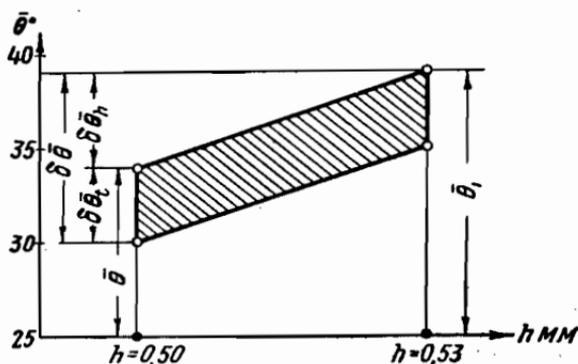
$$\bar{\Theta}_1 = \lambda_0 + \lambda_1 \frac{h_1}{\rho_0} + \lambda_2 \left(\frac{h_1}{\rho} \right)^2 =$$

$$= -1,17 + 65,9 \frac{0,53}{15,25} - 370 \left(\frac{0,53}{15,25} \right)^2 = 0,6734 \text{ рад.} = 38^\circ 35'.$$

Принимаем $\bar{\Theta}_1 = 39^\circ$.

Зная величины $\delta h = 0,03 \text{ мм}$, $\bar{\Theta} = 34^\circ$, $\bar{\Theta}_1 = 39^\circ$ и $\delta \bar{\Theta}_1 = -4^\circ$, строим график для контроля качества термически обработанной пружинной ленты (фиг. 218).

Пример 4. Рассчитать фрикционный пружинный двигатель автоматического устройства для предохранения регулятора от пере-



Фиг. 218. График для контроля качества термически обработанной ленты для пружинного двигателя магазина автоматического оружия.

грузки. Конструкция двигателя показана на фиг. 196. Необходимо определить размеры пружины и барабана, а также найти начальную форму фрикционной пластины, которая оказывает равномерное давление на барабан.

Из технических условий известно: максимальный теоретический момент пружины при полном заводе $M_{\max} = 37,5 \text{ кгсм}$.

Равновесие между пружинной и фрикционной пластиной наступает на третьем обороте от конца завода (фиг. 219). При этом движущий момент пружины равен

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{тр. пл}} = \frac{2}{3} M_{\max} = 25 \text{ кгсм}$$

Расчет производим по формулам нормального пружинного двигателя.

1. Находим отношение моментов

$$\mathfrak{M} = \frac{M_{\max}}{M_{\text{дв}}} = \frac{37,5}{25} = 1,5.$$

2. По заданному $n_p = 3$ и найденному значению $\mathfrak{M} = 1,5$ (при $m = 15$) определяем из графика фиг. 212 $n_0 = 2,05$ оборотов.

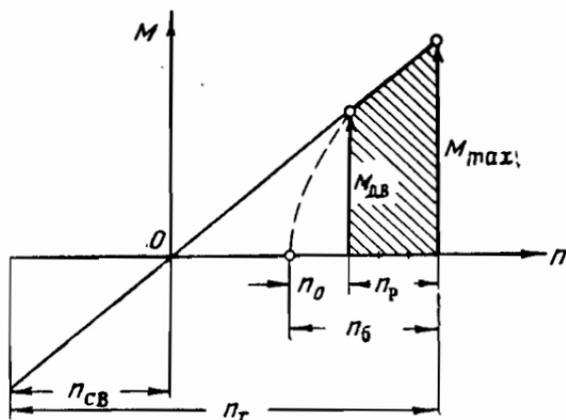
3. Определяем полное число оборотов барабана

$$n_{\Sigma} = n_{\theta} + n_p = 2,05 + 3 = 5,05 \text{ оборотов.}$$

4. Находим отношение радиусов

$$a = 1 + \frac{n_0 + n_p}{m} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{n_0 + n_p}{m} \right)^2 - 1 \right]} =$$

$$= 1 + \frac{5,05}{15} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{5,05}{15} \right)^2 - 1 \right]} = 2,59.$$



Фиг. 219. Теоретическая диаграмма работы спиральной пружины фрикционного пружинного двигателя.

5. Определяем число витков тугозаведенной пружины

$$n_T = m \left(\sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} - 1 \right) = 15 \left(\sqrt{\frac{2,59^2 + 1}{2}} - 1 \right) = 14,46.$$

6. Из табл. 17 для стали марки ЭИ142 выписываем упруго-пластические коэффициенты: $\lambda_0 = -0,86$, $\lambda_1 = 43,7$. Вычисляем величину угла $\bar{\theta}_{\text{ср}}$, пользуясь формулой

$$\bar{\theta}_{\text{ср}} = \lambda_0 + \frac{\lambda_1}{n_T} \ln \left(1 + \frac{n_T}{m} \right) = -0,86 + \frac{43,7}{14,46} \ln \left(1 + \frac{14,46}{15} \right) = 1,18.$$

7. Определяем число витков свободной стабилизированной пружины

$$n_{\text{св}} = \frac{n_T}{\pi} \bar{\theta}_{\text{ср}} = \frac{14,46}{3,14} \cdot 1,18 = 5,44.$$

8. Задаемся из конструктивных соображений шириной пружины $b = 10$ мм и модулем упругости $E = 21\,000$ кг/мм². Находим толщину пружины

$$h = \sqrt{\frac{3M_{\text{дв}} m^2 (a^2 - 1)}{Eb(n_T - n_{\text{св}} - n_p)}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 25 \cdot 15^2 (2,59^2 - 1)}{21\,000 \cdot 10 (14,46 - 5,44 - 3)}} = 0,276 \text{ мм.}$$

Принимаем $h = 0,28$ мм.

9. Определяем длину упругой части пружины

$$L = \frac{\pi m^2}{2} (a^2 - 1) h = \frac{3,14 \cdot 15^2}{2} (2,59^2 - 1) \cdot 0,28 = 565 \text{ мм.}$$

Длина отоженных концов и длина заготовки пружины определяются формулами:

$$L_{o.в} = 3\pi m h = 3 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,28 = 39,56 \approx 40 \text{ мм};$$

$$L_{o.н} = 1,5\pi m h = 1,5 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,28 = 19,78 \approx 20 \text{ мм};$$

$$L_{\text{заг}} = L + L_{o.в} + L_{o.н} = 565 + 40 + 20 = 625 \text{ мм.}$$

10. Определяем начальный радиус кривизны ρ_0 и радиус валика пружины r по формулам

$$\rho_0 = m h = 15 \cdot 0,28 = 4,20 \text{ мм};$$

$$r = \rho_0 - 1,5h = 4,20 - 1,5 \cdot 0,28 = 3,78 \text{ мм.}$$

11. Определяем внутренний радиус барабана

$$R = a m h = 2,59 \cdot 15 \cdot 0,28 = 10,88 \text{ мм.}$$

12. Задаемся из конструктивных соображений толщиной стенки барабана, равной 2 мм, и зазором между внешним диаметром барабана пружины и внутренним диаметром фрикционного барабана, равным 1 мм (см. фиг. 196). При этом радиус фрикционного барабана будет складываться так:

$$R_1 = R + 2 + 1 = 10,88 + 3 = 13,88 \text{ мм.}$$

13. Задаваясь размерами поперечного сечения фрикционной пластины $h_1 \times b_1 = 0,40 \times 14$ мм и начальным углом $\alpha = 20^\circ = 0,34906$ рад. (фиг. 197), определяем длину пластины

$$l = 2(\pi - \alpha) R_1 = 2(3,14 - 0,34906) \cdot 13,88 \text{ мм} = 77,48 \text{ мм.}$$

14. Находим величину давления p , оказываемого фрикционной пластиной на стенки барабана. При этом коэффициент трения берем $f = 0,15$. Для этой цели пользуемся ранее выведенной формулой (6. 136)

$$p = \frac{M_{\text{дв}}}{2(\pi - \alpha) f R_1^2 b_1} = \frac{25}{2(3,14 - 0,34906) 0,15 \cdot 13,88^2 \cdot 14} = 0,011 \text{ кг/мм}^2.$$

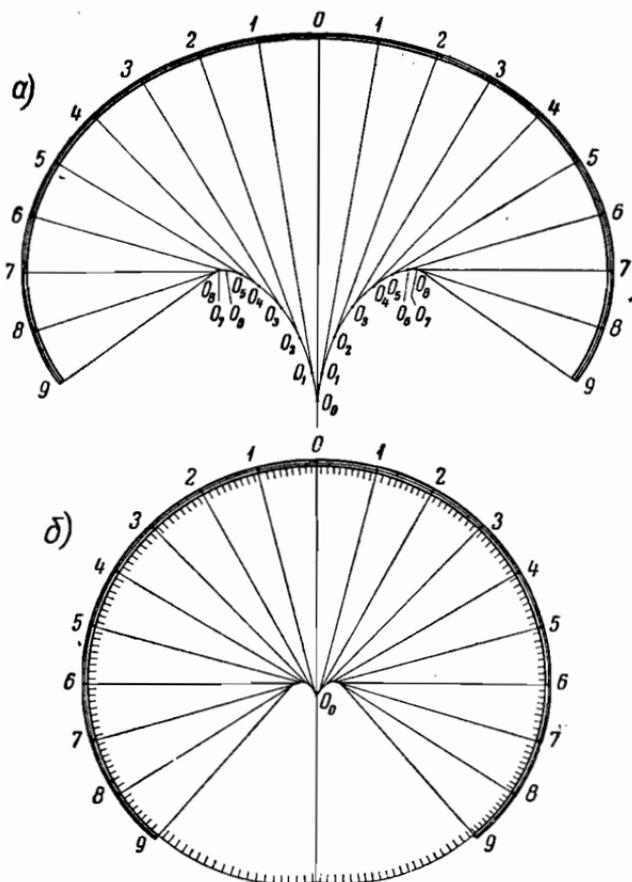
15. Для построения начальной формы фрикционной пластины, которая должна оказывать равномерное давление на стенки барабана, пользуемся уравнением (6. 138)

$$\rho_{\text{св}} = \frac{1}{\frac{1}{R_1 - \frac{h_1}{2}} - \frac{12 \left(R_1 - \frac{h_1}{2} \right)^2 p [1 - \cos(\psi - \alpha)]}{E h_1^3}}.$$

В этом уравнении задаемся величиной модуля упругости материала пластины $E=21\ 000\ \text{кг/мм}^2$ и текущими значениями углов ψ от 20° до 180° через каждые 20° (при этом $\alpha=20^\circ$).

Результаты вычисления сводим в табл. 21.

В этой таблице приведены не только значения $\rho_{\text{св}}$ для построения свободной формы пластины, но и соответствующие значения



Фиг. 220. Форма свободной фрикционной пластины и форма некруглой оправки, на которой была изогнута указанная пластинка.

$\bar{\theta}$ и ρ — для построения формы оправки. При этом мы пользуемся известными уравнениями (4.50) и (4.66).

На фиг. 220,а показана форма свободной фрикционной пластины, построенная методом последовательных засечек, описанным в гл. V.

На фиг. 220,б приведена форма некруглой оправки, на которой изогнута фрикционная пластина. Она построена также методом последовательных засечек по данным табл. 21.

Таблица 21

| ψ° | $\rho_{св}$ мм | $\bar{\theta} = \frac{S}{\rho_{св}}$ радианах | $\rho = \frac{\lambda_1 n_1}{\bar{\theta} - \lambda_0}$ мм | Примечание |
|--------------|-------------------|--|---|--|
| 180 | 26,87 | 0,1600 | 17,19 | 1. Фрикционную пластину изготавливаем из той же стали ЭИ142, для которой $\lambda_0 = -0,86$, $\lambda_1 = 43,7$ 2. Длина элементарного от- резка пластины определяется $S = \frac{l}{2\pi} = \frac{77,48}{2 \cdot 9} = 4,3 \text{ мм},$ где n —число элементарных от- резков на длине $\frac{l}{2}$ |
| 160 | 24,73 | 0,1739 | 16,96 | |
| 140 | 22,05 | 0,1950 | 16,62 | |
| 120 | 19,46 | 0,2210 | 16,22 | |
| 100 | 17,30 | 0,2486 | 15,81 | |
| 80 | 15,66 | 0,2746 | 15,45 | |
| 60 | 14,54 | 0,2957 | 15,16 | |
| 40 | 13,89 | 0,3095 | 14,98 | |
| 20 | 13,68 | 0,3143 | 14,92 | |

Ограничиваясь приведенными примерами расчета пружинных двигателей, можно сослаться на технический отчет кафедры точного приборостроения МВТУ имени Баумана, где приведены также подробные расчеты пружинных приводов счетных и пишущих машин. Эта работа нами была выполнена в 1952 г. по заданию НИИСЧЕТМАШ.

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ЖЕЛОБЧАТЫХ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

1. ОСОБЕННОСТИ ЖЕЛОБЧАТЫХ ПРУЖИН

Теоретическое и экспериментальное изучение желобчатых пружин показало, что при правильном расчете и конструировании этих пружин возможно практически получить постоянный момент на рабочих оборотах барабана с помощью одной лишь желобчатой пружины, без применения каких-либо дополнительных пружин и приспособлений вроде механизма улитки (в морских хронометрах) и прочее.

Проблема создания пружинного двигателя с постоянным моментом на рабочих оборотах барабана без применения дополнительных приспособлений занимала многих исследователей и конструкторов в течение весьма длительного времени.

Известно, что упомянутый механизм улитки, служащий для выравнивания момента пружины в морских хронометрах (см. фиг. 186), применяется уже более 450 лет, и проблема замены этого и подобных ему громоздких механизмов одной лишь правильно рассчитанной и сконструированной желобчатой заводной пружиной, дающей практически постоянный момент на рабочих оборотах барабана, насколько это известно, еще не решена. Между тем, разработка пружинных двигателей с постоянным моментом и их унификация по отдельным отраслям приборостроения (в часовой технике, в счетном машиностроении, в теплоизмерительной технике, в автоматике и др.) имела бы большое практическое значение и отвечала бы возросшим требованиям современного приборостроения.

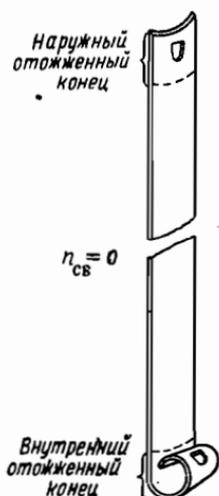
После нескольких лет изучения работы желобчатых пружин нам представилось возможным разработать теорию и методику проектировочного расчета этих пружин, обеспечивающие практически постоянный момент на рабочем участке чисел оборотов заводного барабана. Эта теория и методика расчета излагаются ниже.

Следует отметить, что попытки неоднократного применения желобчатых пружин в часовой технике известны в литературе¹.

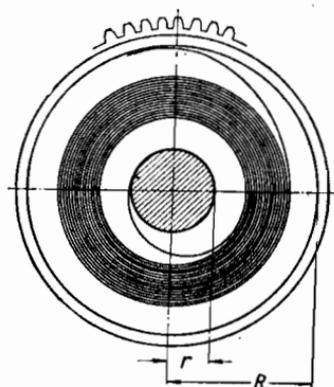
¹ Желобовидная пружина для часов, Швейцарский патент № 181861 за 1936 г., класс 71-а.

Однако они не привели к нужным положительным результатам вследствие неправильного изготовления и отсутствия надлежащего расчета этих пружин. Слепое использование желобчатых пружин на практике часто приводило к тому, что такая пружина вставлялась в барабан, у которого радиус валика составлял обычно не больше $15h$, вследствие чего после полного завода и спуска она приобретала остаточные деформации и в свободном состоянии принимала форму спирали, теряя тем самым основное преимущество желобчатой пружины.

Рассчитанные и изготовленные по нашей теории желобчатые пружины в свободном состоянии имеют вид, представленный на



Фиг. 221. Общий вид желобчатой пружины.



Фиг. 222. Желобчатая пружина в барабане.

фиг. 221. Такие пружины вставляются в барабан выпуклой стороной к валику с целью получения наибольшего момента при спуске.

Так как радиус перескока желобчатой ленты, как мы увидим ниже, получается значительно больше внутреннего радиуса барабана, то поэтому вложенная в барабан пружина по всей длине приобретает всегда плоское сечение и при наличии радиуса валика с учетом первых внутренних отожженных витков $\rho_0 = (30-40)h$ испытывает только упругие деформации. Следовательно, вынутые из барабана такие пружины снова приобретают форму прямой, как показано на фиг. 221.

Опыты показывают, что пружина, работающая в барабане в упругой области, перемещается всегда плотным кольцом (фиг. 222).

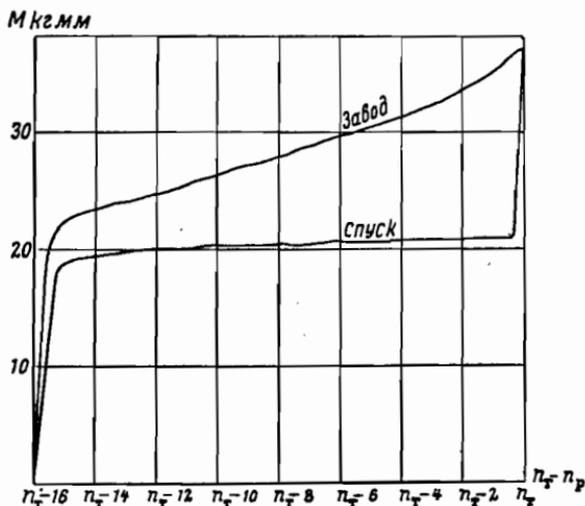
Эта важная особенность желобчатой пружины — перемещаться внутри барабана из заведенного состояния к спущенному плотным кольцом и позволяет выравнивать кривую момента спуска на рабочем участке чисел оборотов барабана за счет изменения по определенному закону межвиткового давления, а следовательно, и

межвиткового трения пружины в зависимости от оборотов барабана (см. фиг. 237).

Выравнивание кривой спуска пружины происходит при определенном коэффициенте трения f , численное значение которого определяется нами непосредственно из расчета, при отношении

$$\mathfrak{M}_{\text{сп}} = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{сп min}}} = 1.$$

Для большинства пружинных двигателей с числом оборотов $n_p = 5 \div 20$ коэффициент трения f колеблется в пределах $0,10 - 0,025$ (см. фиг. 239). Такие значения коэффициентов трения легко можно подобрать, применяя графитовые и другие смазки.



Фиг. 223. Диаграмма работы желобчатой пружины.

Вследствие перемещения пружины в барабане плотным кольцом кривые моментов в начале завода и в конце спуска получаются очень крутые. Это и понятно, так как желобчатая пружина в барабане работает сразу всей своей длиной. При этом, как видно из фиг. 223, достаточно $1/2$ оборота валика барабана, чтобы пружина достигла своего потребного момента. Это является важным преимуществом желобчатой пружины.

Опыты показывают, что желобчатость упрочняет пружину, значительно повышая предел пропорциональности. Это хорошо видно из следующих простых опытов.

Например, желобчатая пластинка толщиной $h = 0,15$ мм, шириной $b = 15$ мм, с радиусом желоба $R_{\text{ж}} = 50h = 7,5$ мм, будучи изогнута вокруг оправки радиуса $\rho_0 = 40h = 6$ мм на 180° выпуклой стороной к оправке, не получает никакой остаточной деформации, тогда как такая же плоская пластинка, изогнутая на той же оправ-

ке, получает значительные остаточные деформации и не претерпевает их лишь на радиусе $(60—70)h$. Поэтому можно сказать, что желобчатая пружина не садится там, где садится такая же прямая плоская пружина, претерпевающая при этом значительные остаточные деформации.

Следовательно, желобчатая пружина по сравнению с обычной спиральной пружиной с плоским сечением повышает момент как за счет отсутствия свободных витков $n_{св}$, так и за счет желоба.

В этом состоит также другая важная отличительная особенность желобчатой пружины.

С помощью желобчатых пружин можно значительно увеличивать число рабочих оборотов барабана за счет некоторого уменьшения толщины и увеличения длины пружины, без существенного изменения как мощности, так и самого размера пружинного двигателя. В свою очередь тонкие желобчатые пружины дают хорошую плавность кривой спуска и постоянство момента на рабочем участке чисел оборотов барабана, обеспечивают достаточно легкую заводку и значительно увеличивают долговечность.

Учитывая большую практическую значимость применения желобчатых пружин в приборостроении, ниже подробно остановимся на теории и методике их расчета.

В этой главе рассматривается вопрос о потере устойчивости желобчатой пластинки при изгибе, выводится формула для определения момента желобчатой пружины, изучается влияние межвиткового давления и трения на работу пружины. Кроме того, выводятся основные расчетные формулы и дается метод проектировочного расчета желобчатых пружин, а также приводится типовой пример расчета такой пружины.

2. ПОТЕРЯ УСТОЙЧИВОСТИ ЖЕЛОБЧАТОЙ ПЛАСТИНКИ ПРИ ИЗГИБЕ

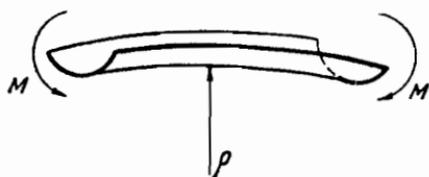
С целью экспериментального изучения работы желобчатой пластинки до и после потери устойчивости нами на специально сконструированном приборе испытывались на чистый изгиб образцы пластинок одинакового размера, изготовленные из стали марки ЭИ142.

Эти образцы имели толщину $h=0,22$ мм, ширину $b=20$ мм и общую длину $L=110$ мм. Рабочая длина пластинки (расстояние между губками) составляла 50 мм. У желобчатой пластинки стрела поперечного сечения $H=2,1$ мм.

Прибор имел сменные губки отдельно для испытания желобчатой пластинки и отдельно для испытания плоской. Губки для испытания желобчатой пластинки имели форму дуги круга радиусом, равным радиусу желоба пластинки. На приборе образец желобчатой пластинки изгибался желобом вверх, как это показано на схеме фиг. 224.

На диаграмме $M—\varphi$ (фиг. 225) приведены экспериментальные кривые, полученные для желобчатой и прямой пластинок. Из диа-

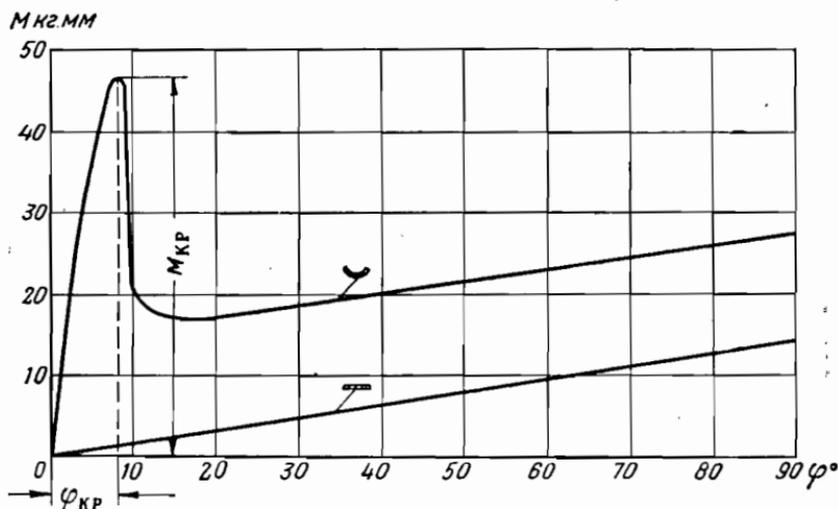
граммы видно, что при изгибе пластинки до потери устойчивости (до перескока) кривая идет очень круто на небольшом угле изгиба $\varphi = 8^\circ$, затем она резко падает, доходя до своего минимального значения, после чего кривая снова постепенно возрастает по мере изгиба образца. Кривая же плоской пластинки начиная от начала координат изменяется по линейному закону в зависимости от угла изгиба образца φ . Эта кривая проходит ниже кривой желобчатой пластинки и отличается от нее величиной момента желоба.



Фиг. 224. Схема изгиба желобчатой пластинки.

Работа желобчатых пластинок до потери устойчивости (до перескока) теоретически хорошо изучена акад. В. П. Ветчинкиным и Я. И. Секерж-Зеньковичем¹.

В их работе указывается, что по мере разгибания желобчатой пластинки ее образующие (фиг. 224) искривляются, поперечное же сечение разгибается и, наконец, при некотором значении момента $M_{кр}$ поперечное сечение теряет свою устойчивую кривую форму равновесия и распрямляется. Это происходит оттого, что



Фиг. 225. Диаграмма изгибающих моментов желобчатой пластинки.

внутренний момент, обремененный искривлением образующих, перестает уравновешивать внешний момент.

Упомянутые авторы исследовали устойчивость желобчатой пружины, нашли указанный критический момент $M_{кр}$ и соответствующий этому моменту радиус кривизны $\rho_{кр}$.

¹ В. П. Ветчинкин и Я. И. Секерж-Зенькович, Об устойчивости цилиндрических пластинок при изгибе, Труды ЦАГИ, вып. 76, 1931.

Эти величины в наших обозначениях определяются по следующим формулам:

$$M_{кр} = 0,187 \frac{EH^2h^2}{b\sqrt{1-\mu^2}}; \quad (8.1)$$

$$\rho_{кр} = 0,265 \sqrt{1-\mu^2} \frac{b^2}{h}, \quad (8.2)$$

где E — модуль упругости материала;

μ — коэффициент Пуассона;

h — толщина желобчатой пластинки;

b — ширина пластинки;

H — стрела поперечного сечения (фиг. 226).

Эти формулы были выведены указанными авторами для изучения устойчивости желобчатых пластинок, с чем приходится встречаться при расчете лопастей винтов ветряных двигателей и крыльчатых вентиляторов, изготовляемых из листового металла. Формулы (8.1) и (8.2) дают хорошее совпадение с опытом.

Так, например, для указанных выше размеров желобчатой пластинки при модуле упругости $E=21\,000$ кг/мм² величина критического момента, определяемая по формуле (8.1), составляет $M_{кр}=44$ кгмм, а эксперимент дает $M_{кр}=46,3$ кгмм (см. фиг. 225). Величина же радиуса перескока $\rho_{кр}$ в момент потери устойчивости желобчатой пластинки, определяемая по формуле (8.2), составляет $\rho_{кр}=463$ мм, тогда как снятый отпечаток пластинки дает $\rho_{кр}=430$ мм.

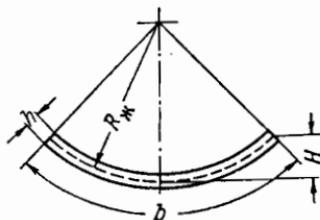
Расчет и опыты показывают, что радиус перескока $\rho_{кр}$ получается во много раз больше внутреннего радиуса заводного барабана R . Поэтому можно сделать вывод, что желобчатые пружины в заводных барабанах работают далеко за пределом устойчивости. Это обстоятельство в свою очередь показывает, что данные пружины в заводном барабане всегда работают как пружины с плоским сечением.

Следует отметить, что если работу желобчатых пружин до потери устойчивости можно считать теоретически хорошо изученной, то этого нельзя сказать в отношении их работы за пределом устойчивости, так как область работы желобчатых пружин еще мало изучена. Поэтому целью нашей работы и является изучение поведения этих пружин за пределом устойчивости.

3. ВЫВОД ФОРМУЛЫ МОМЕНТА ЖЕЛОБЧАТОЙ ЗАВОДНОЙ ПРУЖИНЫ

При выводе формулы момента желобчатой пружины исходим из следующих положений.

а) желобчатая пружина в свободном состоянии, вынутая из барабана, имеет форму прямой ленты;



Фиг. 226. Поперечное сечение желобчатой пружины.

- б) при изгибе сохраняется гипотеза плоских сечений;
 в) напряжения в поперечных и продольных волокнах не превосходят предела пропорциональности;

г) работу желобчатой пружины рассматриваем далеко за пределом, где она имеет плоское сечение и изогнута по дуге круга радиуса $\rho = \frac{1-\mu^2}{\mu} |R_{ж}|$,

где μ — коэффициент Пуассона;

$|R_{ж}|$ — абсолютная величина радиуса желоба;¹

д) отношение толщины h пружины к внутреннему радиусу заводного барабана R достаточно мало;

е) витки пружины в отдельности с достаточной для вывода точностью можно рассматривать как окружности;

ж) влиянием крепления концов пружины на момент вследствие большой длины пружины пренебрегаем; такое допущение в данном случае является вполне законным, так как в действительности, когда тонкая и длинная пружина перемещается в барабане плотным кольцом, влияние крепления на момент весьма незначительно;

з) межвитковое трение по возможности уменьшено благодаря хорошей полировке поверхности пружины и надлежащей смазке.

Прежде чем перейти к непосредственному выводу формулы момента желобчатой пружины, получим выражение момента и потенциальной энергии для одного витка пружины, который изогнут по кругу радиуса ρ .

Фиг. 227. Изгиб желобчатой пластинки.

С этой целью рассмотрим кусок прямой желобчатой ленты (фиг. 227,а) с круговым поперечным сечением и приложим к обоим его торцевым концам равные и противоположные моменты. Тогда для критических значений изгибающих моментов

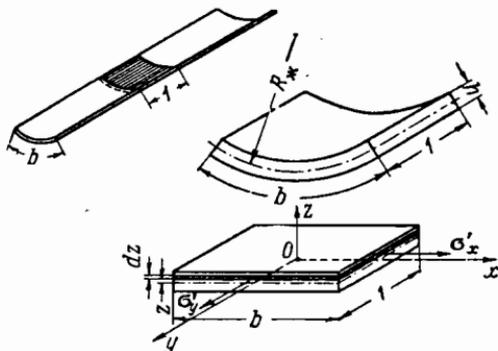
$$M > M_{кр}$$

круговое сечение желоба разогнется в прямоугольник и при дальнейшем изгибе лента будет изгибаться по цилиндрической поверхности, сохраняя при этом прямоугольное поперечное сечение (фиг. 227,б).

Происходящий в таких условиях чистый изгиб аналогичен чистому изгибу тонкого бруса, однако с той разницей, что на основные продольные напряжения наложатся дополнительные напряжения, происшедшие от деформаций поперечных волокон вследствие разгибания желоба в цилиндрическую ленту.

¹ При этом сохраняется эффект желобчатости в виде дополнительного момента, который получается от разгибания желобчатого сечения в прямое. В нашей работе этот момент мы называем моментом желобчатости и обозначаем $M_{ж}$.

Чтобы найти уравнение момента изогнутой оси желобчатой ленты далеко за перескоком, вырежем из ленты элементарную полоску двумя параллельными плоскостями, перпендикулярными к осевой линии желоба и отстоящими друг от друга на единицу ширины (фиг. 228). Разгибая такую элементарную цилиндрическую полоску в прямоугольник и рассматривая этот элемент как пла-



Фиг. 228. Элемент желобчатой пружины.

стинку прямоугольного поперечного сечения длиной b и толщиной h , можем написать, пользуясь законом Гука,

$$\epsilon'_x = \frac{1}{E} [\sigma'_x - \mu\sigma'_y]; \quad (8.3)$$

$$\epsilon'_y = \frac{1}{E} [\sigma'_y - \mu\sigma'_x], \quad (8.4)$$

где ϵ'_x и ϵ'_y , а также σ'_x и σ'_y — соответственно относительные удлинения и напряжения поперечных и продольных волокон в направлении осей ox и oy , а μ — коэффициент Пуассона.

Для того чтобы пластинка сохранила при деформации плоскую поверхность, необходимо, чтобы продольная линейная деформация ее в направлении оси y была равна нулю, т. е.

$$\epsilon'_y = 0. \quad (8.5)$$

Тогда уравнение (8.4) представится в виде

$$\sigma'_y = \mu\sigma'_x. \quad (8.6)$$

Подставляя полученное значение σ'_y в уравнение (8.3), будем иметь

$$\epsilon'_x = \frac{1 - \mu^2}{E} \sigma'_x. \quad (8.7)$$

Для относительного удлинения слоя поперечных волокон пластины, отстоящего на расстоянии z от нейтрального слоя, имеем

$$\epsilon'_x = \frac{z}{R_{ж}}, \quad (8.8)$$

где $R_{ж}$ — радиус желоба.

Из формул (8.7) и (8.8) находим

$$\sigma'_x = \frac{E}{1 - \mu^2} \frac{z}{R_{ж}}. \quad (8.9)$$

Подставляя полученное значение σ'_x в формулу (8.6), будем иметь

$$\sigma'_y = E \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{z}{R_{ж}}. \quad (8.10)$$

По формуле (8.10) определяем напряжение в продольных волокнах желобчатой пластинки при распрямлении ее кругового поперечного сечения до прямого.

При дальнейшем изгибе этой пластинки по цилиндрической поверхности радиуса ρ на напряжения, даваемые формулой (8.10), наложатся напряжения σ''_y от изгиба по цилиндрической поверхности

$$\sigma''_y = E \frac{z}{\rho}. \quad (8.11)$$

Таким образом, при изгибе желобчатой пластинки суммарное напряжение продольных волокон σ_y выразится формулой

$$\sigma_y = \sigma'_y + \sigma''_y = E \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{z}{R_{ж}} + E \frac{z}{\rho}. \quad (8.12)$$

Тогда соответственно суммарный изгибающий момент этой пластинки, изогнутой в кольцо радиуса ρ , запишется в виде

$$M_k = M_{ж} + M_{пл} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_y b z dz.$$

Подставляя в это уравнение вместо σ_y полученное выражение (8.12), будем иметь

$$M_k = \left(E \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{1}{R_{ж}} + \frac{E}{\rho} \right) \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} b z^2 dz.$$

После интегрирования окончательно получим

$$M_k = \frac{EJ}{\rho} + EJ \frac{\mu}{1-\mu^2} \frac{1}{R_{ж}}, \quad (8.13)$$

где J — момент инерции сечения плоской пластинки относительно нейтрального слоя.

Первое слагаемое в этой формуле представляет собой момент $M_{пл}$, потребный для изгиба прямой плоской пластинки в дугу круга радиуса ρ . Второе слагаемое представляет момент $M_{ж}$, полученный от изгиба желобка прямой желобчатой пластинки до состояния плоского сечения.

Пользуясь формулой (8.13), найдем теперь потенциальную энергию желобчатой пластинки, изогнутой в кольцо радиуса ρ (см. фиг. 227, б).

Работа упругих сил при изгибе желобчатой пластинки в кольцо выразится площадью трапеции, изображенной на фиг. 229, т. е.

$$U_k = \frac{M_{ж} + M_k}{2} \varphi,$$

где для кольца $\varphi = 2\pi$, и поэтому

$$U_k = \pi (M_{ж} + M_k) = \pi \left[2EJ \frac{\mu}{1-\mu^2} \frac{1}{R_{ж}} + \frac{EJ}{\rho} \right].$$

Таким образом, для потенциальной энергии кольца радиуса ρ имеем следующее выражение

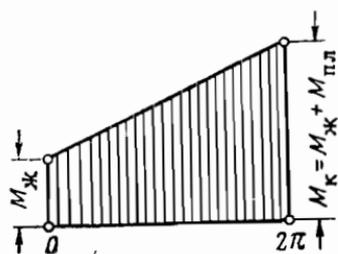
$$U_k = \pi \frac{EJ}{\rho} \left[1 + 2 \frac{\mu}{1-\mu^2} \frac{\rho}{R_{ж}} \right]. \quad (8.14)$$

После того как нами получены выражения момента и потенциальной энергии желобчатой пластинки, изогнутой по дуге круга, можно перейти непосредственно к изучению работы желобчатой пружины в заводном барабане.

Так как желобчатая пружина в заводном барабане перемещается плотным кольцом как при заводе, так и при спуске, мы, аналогично Боку¹, вводим понятие плотности распределения витков.

Под плотностью распределения витков будем понимать число витков на единицу длины радиуса барабана, допуская, что это число может иметь как непрерывные, так и дискретные числовые значения.

¹ Н. Бокк, Zur Theorie der Zugfedern «Zeitschrift für Instrumentenkunde», Heft 6, 1935.



Фиг. 229. Работа изогнутого кольца желобчатой пружины.

Математически плотность витков запишется дифференциальным выражением вида

$$q = q(\rho) = \frac{dn_n}{d\rho}, \quad (8.15)$$

где q — плотность распределения прижатых витков на радиусе ρ ; dn_n — число прижатых витков пружины на элементе радиуса $d\rho$ (фиг. 230).

Так как потенциальная энергия одного полного витка пружины радиуса ρ нами уже получена и выражена формулой (8.14), то, пользуясь последней, можем написать выражение элементарной потенциальной энергии пружины

$$dU = U_k dn_n = \pi \frac{EJ}{\rho} \left[1 + 2 \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{\rho}{R_{ж}} \right] q(\rho) d\rho.$$

Тогда потенциальная энергия всей пружины будет

$$U = \int_r^R U_k dn_n = \int_r^R \pi \frac{EJ}{\rho} \left[1 + 2 \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{\rho}{R_{ж}} \right] q(\rho) d\rho. \quad (8.16)$$

В заводном барабане пружина принимает форму, соответствующую минимуму потенциальной энергии. Другими словами, из всех возможных форм пружина принимает такую, при которой ее потенциальная энергия деформации получается минимальной. В связи с этим и функция плотности витков $q = q(\rho)$ должна быть такой, при которой потенциальная энергия пружины принимает минимальное значение.

Выше было отмечено, что желобчатая пружина перемещается внутри барабана кольцом плотно прижатых витков. Отсюда следует, что функция плотности витков должна быть разрывной, так как она имеет вид прямоугольника, изображенного на фиг. 231.

Действительно, на отрезке

$$r \leq \rho < \rho_c - \frac{e}{2}$$

нет ни одного витка пружины. Поэтому на этом отрезке плотность витков

$$q(\rho) \approx 0.$$

В приведенном неравенстве обозначены через ρ_c расстояние центра тяжести сечения кольца прижатых витков от оси валика заводного барабана, e — ширина кольца.

Обозначая через h толщину пружины и через n_n текущее число прижатых в кольцо витков, будем иметь

$$e = n_n \cdot h. \quad (8.17)$$

Тогда выражение плотности может быть представлено в виде

$$q(\rho) = \frac{n_n}{e} = \frac{n_n}{n_n h} = \frac{1}{h}. \quad (8.18)$$

Следовательно, высота прямоугольника (см. фиг. 231), изображающего функцию плотности прижатых витков пружины, есть величина постоянная и равна $\frac{1}{h}$.

Таким образом, мы видим, что на отрезке

$$\rho_c - \frac{e}{2} \leq \rho \leq \rho_c + \frac{e}{2}$$

функция плотности витков равна $q(\rho) = \frac{1}{h}$.

Наконец, на отрезке

$$\rho_c + \frac{e}{2} < \rho \leq R$$

нет ни одного витка и поэтому $q(\rho) \approx 0$.

Резюмируя, можем написать следующее выражение для функции плотности витков $q = q(\rho)$

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } r \leq \rho < \rho_c - \frac{e}{2} \quad q \approx 0; \\ \text{при } \rho_c - \frac{e}{2} \leq \rho \leq \rho_c + \frac{e}{2} \quad q \approx \frac{1}{h}; \\ \text{при } \rho_c + \frac{e}{2} < \rho \leq R \quad q \approx 0. \end{array} \right\} \quad (8.19)$$

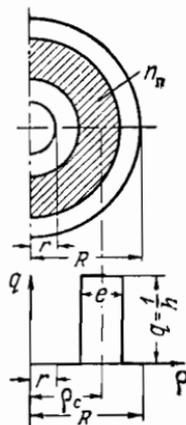
Таким образом, получается, что функция плотности витков, определяемая неравенствами (8.19), реализует минимум интеграла энергии (8.16).

Подставляя выражение плотности витков (8.19) в интеграл энергии (8.16) и интегрируя по трем областям, получим

$$U = \int_r^R U_k dn_n = \int_r^{\rho_c - \frac{e}{2}} U_k dn_n + \int_{\rho_c - \frac{e}{2}}^{\rho_c + \frac{e}{2}} U_k dn_n + \int_{\rho_c + \frac{e}{2}}^R U_k dn_n;$$

замечая (см. фиг. 231), что

$$\int_r^{\rho_c - \frac{e}{2}} U_k dn_n = \int_{\rho_c + \frac{e}{2}}^R U_k dn_n \approx 0,$$



Фиг. 231. Кольцо плотно прижатых витков желобчатой пружины в баббине.

находим

$$U = \int_{\rho_c - \frac{e}{2}}^{\rho_c + \frac{e}{2}} U_k dn_n = \int_{\rho_c - \frac{e}{2}}^{\rho_c + \frac{e}{2}} \pi \frac{EJ}{\rho} \left[1 + 2 \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{\rho}{R_{ж}} \right] \frac{1}{h} d\rho. \quad (8.20)$$

Интегрируя это выражение и считая, что $R_{ж} = \text{const}$, по всей длине пружины получим

$$U = \pi \frac{EJ}{h} \ln \rho \Big|_{\rho_c - \frac{e}{2}}^{\rho_c + \frac{e}{2}} + 2\pi \frac{EJ}{h} \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{1}{R_{ж}} \rho \Big|_{\rho_c - \frac{e}{2}}^{\rho_c + \frac{e}{2}}.$$

Выполняя подстановку пределов интегрирования, находим

$$U = \pi \frac{EJ}{h} \ln \frac{\rho_c + \frac{e}{2}}{\rho_c - \frac{e}{2}} + 2\pi \frac{EJ}{R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{e}{h}. \quad (8.21)$$

Эта формула дает потенциальную энергию кольца прижатых витков пружины в момент, когда оно занимает положение в барабане, определяемое координатой ρ_c .

Учитывая, что

$$\rho_c = \frac{L}{2\pi n_n}$$

и

$$e = hn_n$$

и подставляя их значение в формулу (8.21), получим

$$U = \pi \frac{EJ}{h} \ln \frac{L + \pi hn_n^2}{L - \pi hn_n^2} + 2\pi \frac{EJ}{R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2} n_n, \quad (8.22)$$

где текущее число прижатых витков пружины n_n изменяется в пределах

$$n_{cn} \leq n_n \leq n_r.$$

Здесь через n_{cn} обозначено число витков полностью спущенной пружины в барабане, а через n_r — число витков полностью заведенной на валик пружины.

Очевидно, что связь между текущим числом прижатых витков пружины n_n и рабочими оборотами валика или заводного барабана n_p может быть записана в виде следующих равенств:

$$n_n = n_{cn} + n_p \quad (8.23)$$

или

$$n_n = n_r - n_p. \quad (8.24)$$

Пользуясь первым равенством (8.23), перепишем окончательно формулу (8.22) в виде

$$U = \pi \frac{EJ}{h} \ln \frac{L + \pi h (n_{cn} + n_p)^2}{L - \pi h (n_{cn} + n_p)^2} + 2\pi \frac{EJ}{R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2} (n_{cn} + n_p). \quad (8.25)$$

Таким образом, полученная формула характеризует потенциальную энергию кольца прижатых витков пружины, выраженную через рабочие обороты валика заводного барабана n_p .

Замечая далее, что для потенциальной энергии элемента кольца прижатых витков можно написать уравнение вида

$$dU = M d\varphi = 2\pi M dn_p,$$

мы можем из последнего выражения найти величину момента пружины на оси валика заводного барабана

$$M = \frac{1}{2\pi} \frac{dU}{dn_p}, \quad (8.26)$$

где $\frac{dU}{dn_p}$ согласно уравнению (8.25) имеет вид

$$\frac{dU}{dn_p} = \frac{\pi^2 E b h^3 L (n_{сп} + n_p)}{3 [L^2 - \pi^2 h^2 (n_{сп} + n_p)^4]} + \frac{\pi E b h^3}{6 R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2}.$$

Подставляя $\frac{dU}{dn_p}$ в формулу (8.26), получим искомое выражение момента желобчатой пружины

$$M = \frac{\pi E b h^3 L (n_{сп} + n_p)}{6 [L^2 - \pi^2 h^2 (n_{сп} + n_p)^4]} + \frac{E b h^3}{12 R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2}. \quad (8.27)$$

Пользуясь равенством (8.24), формулу момента (8.27) можно представить также через число витков заводной пружины n_t . В этом случае формула примет вид

$$M = \frac{\pi E b h^3 L (n_t - n_p)}{6 [L^2 - \pi^2 h^2 (n_t - n_p)^4]} + \frac{E b h^3}{12 R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2}, \quad (8.28)$$

где h — толщина пружины;

b — ширина ее;

L — длина;

E — модуль упругости;

$R_{ж}$ — радиус желоба пружины;

μ — коэффициент Пуассона;

n_p — число рабочих оборотов валика или заводного барабана;

$n_{сп}$ — число витков спущенной пружины;

n_t — число витков заводной пружины.

Последней формулой мы будем пользоваться при разработке метода проектировочного расчета желобчатых пружин.

4. УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ ЖЕЛОБЧАТОЙ ПРУЖИНЫ

Для работы желобчатой пружины в пределе пропорциональности необходимо, чтобы суммарное напряжение растяжения волокон вдоль всей длины пружины не превосходило допустимого

$\sigma_{пр}$.

Поэтому, складывая напряжение σ'_y , возникающее в продольных волокнах после потери устойчивости желобчатой пластины, с напряжением σ''_y , возникающим в тех же волокнах при изгибе пластины вокруг оправки диаметром, равным диаметру валика барабана, получим условие прочности в виде

$$\sigma'_y + \sigma''_y \leq \sigma_{\text{пр}}. \quad (8.29)$$

Напряжения σ'_y и σ''_y можно определить по формулам (8.10) и (8.11), которые при значении $z = \frac{h}{2}$ (см. фиг. 228) примут вид

$$\sigma'_y = \frac{E\mu}{1 - \mu^2} \frac{h}{2R_{\text{ж}}}; \quad (8.30)$$

$$\sigma''_y = \frac{Eh}{2\rho_0}, \quad (8.31)$$

где ρ_0 — радиус кривизны желобчатой ленты, изогнутой вокруг оправки, равный размеру валика барабана, с учетом первых внутренних отожженных витков пружины.

Подставляя полученные выражения σ'_y и σ''_y в формулу (8.29), будем иметь

$$\frac{E\mu}{1 - \mu^2} \frac{h}{2R_{\text{ж}}} + \frac{Eh}{2\rho_0} \leq \sigma_{\text{пр}}. \quad (8.32)$$

Решая это неравенство относительно радиуса желоба, получим

$$R_{\text{ж}} \geq \frac{E\mu h}{2(1 - \mu^2) \left(\sigma_{\text{пр}} - \frac{Eh}{2\rho_0} \right)}. \quad (8.33)$$

Выражая радиус ρ_0 через толщину пружины h , будем иметь

$$\boxed{\rho_0 = m_1 h.} \quad (8.34)$$

Опыты показывают, что для желобчатых пружин, работающих в пределе пропорциональности, коэффициент m_1 следует принимать

$$m_1 \geq 40. \quad (8.35)$$

Подставляя полученное выражение $\rho_0 = m_1 h$ в формулу (8.33), будем иметь

$$R_{\text{ж}} \geq \frac{E\mu}{2(1 - \mu^2) \left(\sigma_{\text{пр}} - \frac{E}{2m_1} \right)} h. \quad (8.36)$$

Обозначив выражение, стоящее перед h , через m_2 , получим окончательно

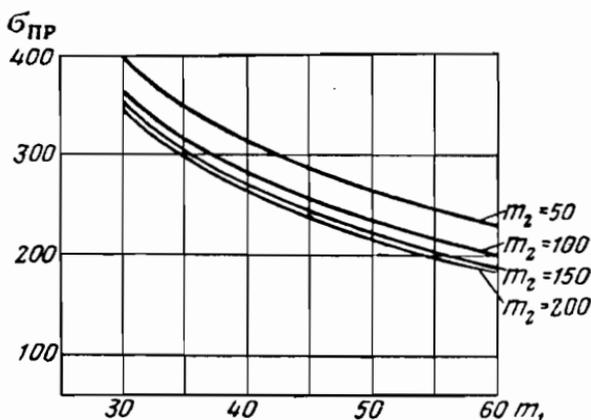
$$\boxed{R_{\text{ж}} \geq m_2 h.} \quad (8.37)$$

Для стальных желобчатых пружин при $E=20\,000$ кг/мм²; $\mu=0,3$; $\sigma_{пр}=320$ кг/мм² коэффициент m_2 может быть взят

$$m_2 \geq 50. \quad (8.38)$$

Подставляя в выражение (8.32) найденные значения радиусов $\rho_0 = m_1 h$ и $R_{ж} = m_2 h$ и принимая для стальной ленты приведенные выше числовые значения модуля упругости E и коэффициента Пуассона μ , получим

$$\sigma_{пр} \geq \frac{3300}{m_2} + \frac{10000}{m_1}. \quad (8.39)$$



Фиг. 232. Кривые допустимых напряжений $\sigma_{пр}$ в зависимости от коэффициентов m_1 и m_2 .

Как известно, первое слагаемое выражения (8.39) представляет напряжение σ'_y , а второе σ''_y .

Из этого выражения видно, например, что при предельно допустимом коэффициенте $m_2=50$ напряжение σ'_y составляет 66 кг/мм², а при коэффициенте $m_1=40$ напряжение σ''_y составляет 250 кг/мм². То есть при указанных коэффициентах m_1 и m_2 напряжение σ'_y получается в 3,8 раза меньше σ''_y . В сумме же эти напряжения не превосходят допустимого напряжения $\sigma_{пр} = 320$ кг/мм².

Следует отметить, что такое завышенное значение допустимого напряжения $\sigma_{пр}=320$ кг/мм² для желобчатой ленты является вполне реальным. В этом можно легко убедиться при постановке самых простых опытов на наших цеховых приборах.

В самом деле, если образец желобчатой ленты радиусом $R_{ж} = 50h$ изгибать вокруг оправки радиуса $\rho_0 = 40h$, то, как показывают наши опыты, описанные выше, образец после освобождения действительно принимает прежнюю желобчатую форму и несколько не садится. Это показывает реальность такого завышенного напряжения $\sigma_{пр}$ для желобчатых пружин.

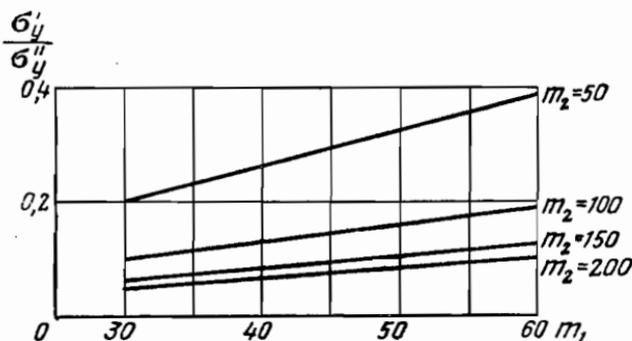
На фиг. 232 приведены кривые допустимых напряжений $\sigma_{пр}$ в зависимости от коэффициентов m_1 и m_2 , построенные по фор-

муле (8.39). Пользуясь этим графиком, конструктор может по выбранным коэффициентам m_1 и m_2 находить допустимое напряжение $\sigma_{пр}$. При изготовлении желобчатой ленты параметр $\sigma_{пр}$ может служить основным критерием для контроля такой ленты.

Нетрудно видеть, что, задаваясь коэффициентами m_1 и m_2 , находим не только требуемое допустимое напряжение $\sigma_{пр}$ для контроля ленты, но и одновременно, пользуясь равенством

$$\frac{\rho_0}{R_{ж}} = \frac{m_1}{m_2}, \quad (8.40)$$

узнаем, в каком соотношении при этом находятся между собой радиусы ρ_0 и $R_{ж}$. Последнее равенство, как известно, получается из уравнений (8.34) и (8.37) делением первого на второе.



Фиг. 233. График изменения отношения $\frac{\sigma'_y}{\sigma''_y}$ в зависимости от коэффициентов m_1 и m_2 .

Решая уравнение (8.40) относительно ρ_0 и учитывая, что в практических расчетах наиболее часто пользуются коэффициентами $m_1=40$ и $m_2=100-200$, получим

$$\rho_0 = (0,4 \div 0,2) R_{ж}. \quad (8.40')$$

Полученное соотношение показывает, что при указанных коэффициентах m_1 и m_2 радиус желоба пружины $R_{ж}$ должен быть всегда больше радиуса валика с учетом отоженных витков ρ_0 от 2,5 до 5 раз.

На фиг. 233 показано также, в каких соотношениях находятся между собой каждое из составляющих напряжений σ'_y и σ''_y в зависимости от взятых коэффициентов m_1 и m_2 . Из этого графика видно, что отношение $\frac{\sigma'_y}{\sigma''_y}$ в зависимости от указанных коэффициентов изменяется в диапазоне от 0,04 до 0,4.

Определив по заданным коэффициентам m_1 и m_2 величину $\sigma_{пр}$, а затем и величину отношения $\frac{\sigma'_y}{\sigma''_y}$ (см. фиг. 232 и 233), мы мо-

жем, пользуясь выражением (8.29), определить значение каждого из слагаемых напряжений σ'_y и σ''_y .

Если известны радиус желоба пружины $R_{ж}$ и ее ширина b (см. фиг. 226), то легко определить стрелу прогиба желоба по формуле

$$H = R_{ж} \left[1 - \cos \frac{b}{2R_{ж}} \right]. \quad (8.41)$$

Из этой формулы видно, что предельное значение стрелы прогиба H получается для полукруглого желоба

$$R_{ж} = \frac{b}{\pi}. \quad (8.42)$$

Подставляя это значение радиуса в формулу (8.41), видим, что при этом $\cos \frac{\pi}{2} = 0$ и $H = R_{ж}$.

Опыт показывает, что при изгибе желобчатая пружина с полукруглым сечением разрушается раньше, чем она теряет устойчивость при переходе в плоскую пружину. Поэтому величину стрелы прогиба желоба H следует брать всегда меньше радиуса желоба $R_{ж}$.

Практически для большинства желобчатых пружин отношение $\frac{H}{R_{ж}}$ берется в пределах

$$\frac{H}{R_{ж}} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{20}. \quad (8.43)$$

5. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ РАЗМЕРАМИ ЖЕЛОБЧАТОЙ ПРУЖИНЫ, ЗАВОДНОГО БАРАБАНА И ВАЛИКА

При расчете желобчатой пружины мы исходим из того условия, что объемы спущенной и объем заведенной пружины равны между собой.

Такие пружинные двигатели, как известно, мы называли нормальными.

Пользуясь основными геометрическими соотношениями между размерами нормальной пружины, барабана и валика, приведенными в гл. VII, можем применительно к желобчатой нормальной пружине написать соответственно

$$\rho_0 = m_1 h; \quad (8.34)$$

$$R = a m_1 h; \quad (8.44)$$

$$L = \frac{\pi m_1^2}{2} (a^2 - 1) h; \quad (8.45)$$

$$n_{\tau} = m_1 \left(\sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} - 1 \right); \quad (8.46)$$

$$n_{сн} = m_1 \left(a - \sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} \right). \quad (8.47)$$

Так как желобчатая пружина перемещается внутри барабана плотным кольцом, работая всей своей длиной сразу, то справедливо написать, что

$$n_p = n_r - n_{\text{сп}}. \quad (8.48)$$

Подставляя в это равенство полученные выражения для n_r и $n_{\text{сп}}$ из уравнений (8.46) и (8.47) и решая их относительно a , получим

$$a = 1 + \frac{n_p}{m_1} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{n_p}{m_1} \right)^2 - 1 \right]}. \quad (8.49)$$

Во всех приведенных формулах коэффициент прочности m_1 для желобчатых пружин согласно условию (8.35) берется $m_1 \geq 40$.

6. МЕЖВИТКОВОЕ ДАВЛЕНИЕ И ТРЕНИЕ, ВОЗНИКАЮЩИЕ ПРИ РАБОТЕ ЖЕЛОБЧАТОЙ ПРУЖИНЫ В ЗАВОДНОМ БАРАБАНЕ

Из изложенного выше видно, что характерной особенностью желобчатой пружины является то, что ее витки при заводе и спуске перемещаются плотным кольцом. Вследствие этого между витками пружины возникает взаимное давление, которое мы и хотим теперь определить. С этой целью мы найдем потребную работу для разъединения кольца прижатых витков пружины на две части — на величину щели $d\rho$, как это показано на фиг. 234.

В этом случае плотность q между двумя смежными витками щели $d\rho$ на расстоянии x от среднего текущего радиуса прижатых витков ρ_c запишется в виде

$$q' = \frac{1}{h + d\rho}. \quad (8.50)$$

Представим полученное выражение в виде ряда

$$q' = \frac{1}{h} \frac{1}{1 + \frac{d\rho}{h}} = \frac{1}{h} \left[1 - \frac{d\rho}{h} + \left(\frac{d\rho}{h} \right)^2 - \left(\frac{d\rho}{h} \right)^3 + \dots \right].$$

Пренебрегая малыми членами высокого порядка, получим

$$q' = \frac{1}{h} \left(1 - \frac{d\rho}{h} \right) = \frac{1}{h} - \frac{d\rho}{h^2} = q - \frac{d\rho}{h^2}. \quad (8.51)$$

Фиг. 234. Разъединение кольца прижатых витков пружины на величину щели $d\rho$.

Это означает уменьшение плотности q в точке x или на участке h на величину $t = \frac{d\rho}{h^2}$ (см. фиг. 234).

Вследствие образования щели $d\rho$ масса витков распространится вправо на δ и влево на τ мм, причем

$$\delta + \tau = d\rho. \quad (8.52)$$

С другой стороны, вследствие неизменности положения центра тяжести ρ_c прямоугольника, изображающего плотность витков, будем иметь

$$\frac{e}{2} \frac{1}{h} \left(-\frac{e}{4} \right) + \frac{e}{2} \frac{1}{h} \frac{e}{4} + \tau \frac{1}{h} \left(-\frac{e}{2} \right) + h \left(-\frac{d\rho}{h^2} \right) x + \delta \frac{1}{h} \frac{e}{2} = 0,$$

откуда находим

$$\delta - \tau = 2 \frac{d\rho}{e} x. \quad (8.53)$$

Решая уравнения (8.52) и (8.53) относительно δ и τ , будем иметь

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{1}{2} d\rho \left(1 + 2 \frac{x}{e} \right); \\ \tau &= \frac{1}{2} d\rho \left(1 - 2 \frac{x}{e} \right). \end{aligned} \right\} \quad (8.54)$$

Вследствие образования щели $d\rho$ в кольце прижатых витков, потенциальная энергия пружины изменится. Найдем изменение dU потенциальной энергии. Для этого воспользуемся ранее полученной формулой (8.16) для потенциальной энергии кольца плотно прижатых витков

$$\bar{U} = \pi EJ \int_r^R \frac{q}{\rho} dx + \frac{\mu}{1-\mu^2} \frac{2\pi EJ}{R_{ж}} \int_r^R q d\rho.$$

Подставляя в это выражение новое значение функции плотности прижатых витков q с образовавшейся щелью $d\rho$, будем иметь

$$\begin{aligned} U + dU = \pi EJ & \left[\int_{\rho_c - \frac{e}{2} - \tau}^{\rho_c + x - \frac{h}{2}} \frac{1}{h} \frac{d\rho}{\rho} + \int_{\rho_c + x - \frac{h}{2}}^{\rho_c + x + \frac{h}{2}} \left(\frac{1}{h} - t \right) \frac{d\rho}{\rho} + \right. \\ & \left. + \int_{\rho_c + x + \frac{h}{2}}^{\rho_c + \frac{e}{2} + \delta} \frac{1}{h} \frac{d\rho}{\rho} \right] + \frac{2\pi EJ}{R_{ж}} \frac{\mu}{1-\mu^2} \left[\int_{\rho_c - \frac{e}{2} - \tau}^{\rho_c + x - \frac{h}{2}} \frac{dx}{h} + \right. \\ & \left. + \int_{\rho_c + x - \frac{h}{2}}^{\rho_c + x + \frac{h}{2}} \left(\frac{1}{h} - t \right) dx + \int_{\rho_c + x + \frac{h}{2}}^{\rho_c + \frac{e}{2} + \delta} \frac{1}{h} dx \right]. \end{aligned}$$

Вычисляя интегралы, получим

$$U + dU = \pi EJ \left[\frac{1}{h} \ln \rho \Big|_{\rho=\rho_c - \frac{e}{2} - \tau}^{\rho=\rho_c + x - \frac{h}{2}} + \left(\frac{1}{h} - t \right) \ln x \Big|_{\rho=\rho_c + x - \frac{h}{2}}^{\rho=\rho_c + x + \frac{h}{2}} + \right. \\ \left. + \frac{1}{h} \ln x \Big|_{\rho=\rho_c + x + \frac{h}{2}}^{\rho=\rho_c + \frac{e}{2} + \delta} \right] + \frac{2\pi EJ}{R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2} \left[\frac{1}{h} \rho \Big|_{\rho=\rho_c - \frac{e}{2} - \tau}^{\rho=\rho_c + x - \frac{h}{2}} + \right. \\ \left. + \left(\frac{1}{h} - t \right) \rho \Big|_{\rho=\rho_c + x - \frac{h}{2}}^{\rho=\rho_c + x + \frac{h}{2}} + \frac{1}{h} \rho \Big|_{\rho=\rho_c + x + \frac{h}{2}}^{\rho=\rho_c + \frac{e}{2} + \delta} \right].$$

Подставляя пределы интегрирования, находим

$$U + dU = \pi EJ \left[\frac{1}{h} \ln \frac{\rho_c + \frac{e}{2} + \delta}{\rho_c + \frac{e}{2} - \tau} - t \ln \frac{\rho_c + x + \frac{h}{2}}{\rho_c + x - \frac{h}{2}} \right] + \\ + \frac{2\pi EJ}{R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2} \left[\frac{e}{h} + \frac{\tau + \delta}{h} - th \right].$$

Так как в квадратных скобках второго слагаемого выражение $\frac{\tau + \delta}{h} - th = 0$ (это видно из того, что $t = \frac{d\rho}{h^2}$ и $\tau + \delta = d\rho$), то последнее уравнение окончательно переписется в виде

$$U + dU = \pi EJ \left[\frac{1}{h} \ln \frac{\rho_c + \frac{e}{2} + \delta}{\rho_c + \frac{e}{2} - \tau} - t \ln \frac{\rho_c + x + \frac{h}{2}}{\rho_c + x - \frac{h}{2}} \right] + \\ + \frac{2\pi EJ}{R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{e}{h}. \quad (8.55)$$

Принимая во внимание полученное ранее уравнение (8.21)

$$U = \frac{\pi EJ}{h} \ln \frac{\rho_c + \frac{e}{2}}{\rho_c - \frac{e}{2}} + 2\pi \frac{EJ}{R_{ж}} \frac{\mu}{1 - \mu^2} \frac{e}{h}$$

и вычитая из предыдущего уравнения (8.55) уравнение (8.21), получим искомое выражение dU , которое может быть записано в виде

$$dU = \frac{\pi EJ}{h} \ln \frac{\left(\rho_c + \frac{e}{2} + \delta \right) \left(\rho_c - \frac{e}{2} \right)}{\left(\rho_c - \frac{e}{2} - \tau \right) \left(\rho_c + \frac{e}{2} \right)} - \pi EJ t \ln \frac{\rho_c + x + \frac{h}{2}}{\rho_c + x - \frac{h}{2}}. \quad (8.56)$$

Так как в этом выражении исчезло слагаемое от желоба пружины, то, следовательно, получается, что на приращение потенциальной энергии δU желобчатость пружины не сказывается.

Упростим полученную формулу (8.56). Для этого заметим, что

$$\begin{aligned} \ln \frac{\left(\rho_c + \frac{e}{2} + \delta\right) \left(\rho_c - \frac{e}{2}\right)}{\left(\rho_c - \frac{e}{2} - \tau\right) \left(\rho_c + \frac{e}{2}\right)} &= \ln \left(\frac{\rho_c + \frac{e}{2} + \delta}{\rho_c + \frac{e}{2}} \right) \left(\frac{\rho_c - \frac{e}{2}}{\rho_c - \frac{e}{2} - \tau} \right) = \\ &= \ln \left(1 + \frac{\delta}{\rho_c + \frac{e}{2}} \right) + \ln \left(1 + \frac{\tau}{\rho_c - \frac{e}{2}} \right), \end{aligned}$$

далее обозначая через

$$\alpha_1 = \frac{\delta}{\rho_c + \frac{e}{2}}; \quad \alpha_2 = \frac{\tau}{\rho_c - \frac{e}{2}}$$

и пользуясь приближенной формулой для малых значений α_1 и α_2 , будем иметь

$$\ln(1 + \alpha_1) \approx \alpha_1; \quad \ln(1 + \alpha_2) \approx \alpha_2.$$

Следовательно, получим выражение

$$\ln \frac{\left(\rho_c + \frac{e}{2} + \delta\right) \left(\rho_c - \frac{e}{2}\right)}{\left(\rho_c - \frac{e}{2} - \tau\right) \left(\rho_c + \frac{e}{2}\right)} \approx \frac{\delta}{\rho_c + \frac{e}{2}} + \frac{\tau}{\rho_c - \frac{e}{2}}. \quad (8.57)$$

Точно так же имеем

$$\ln \frac{\rho_c + x + \frac{h}{2}}{\rho_c + x - \frac{h}{2}} = \ln \frac{1 + \frac{h}{2(\rho_c + x)}}{1 - \frac{h}{2(\rho_c + x)}}.$$

Обозначая через $\alpha = \frac{h}{2(\rho_c + x)}$, будем иметь

$$\ln \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \approx \ln(1 + 2\alpha) \approx 2\alpha.$$

Следовательно, получим выражение

$$\ln \frac{\rho_c + x + \frac{h}{2}}{\rho_c + x - \frac{h}{2}} \approx \frac{h}{\rho_c + x}. \quad (8.58)$$

Пользуясь двумя последними приближенными формулами (8.57) и (8.58) для приращения потенциальной энергии пружины согласно формуле (8.56), находим

$$dU = \frac{\pi EJ}{h} \left[\frac{\delta}{\rho_c + \frac{e}{2}} + \frac{\tau}{\rho_c - \frac{e}{2}} \right] - \pi EJ t \frac{h}{\rho_c + x}. \quad (8.59)$$

Подставляя в полученную формулу (8.59) значения:

$$\begin{aligned} e &= \hbar n_n, \\ \rho_c &= \frac{L}{2\pi n_n}, \\ \delta &= \frac{1}{2} \left(1 + 2 \frac{x}{e} \right) d\rho, \\ \tau &= \frac{1}{2} \left(1 - 2 \frac{x}{e} \right) d\rho, \\ t &= \frac{1}{h^2} d\rho \end{aligned}$$

и произведя необходимые преобразования, получим

$$dU = \frac{\pi^2 E b h^2}{12} \left[\frac{n_n + 2 \frac{x}{h}}{L + \pi \hbar n_n^2} + \frac{n_n - 2 \frac{x}{h}}{L - \pi \hbar n_n^2} - \frac{2n_n}{L + 2\pi x n_n} \right] d\rho. \quad (8.60)$$

Это выражение дает искомую работу dU , которую необходимо затратить для того, чтобы разъединить кольцо прижатых витков на радиусе ρ , образуя бесконечно малую щель, шириной $d\rho$ (см. фиг. 234).

Разделив почленно последнее выражение (8.60) на $d\rho$, получим соответствующую силу от межвиткового давления, потребную для указанного разъединения витков. Величина этой силы представится формулой

$$P = \frac{dU}{d\rho} = \frac{\pi^2 E b h^2}{12} \left[\frac{n_n + 2 \frac{x}{h}}{L + \pi \hbar n_n^2} + \frac{n_n - 2 \frac{x}{h}}{L - \pi \hbar n_n^2} - \frac{2n_n}{L + 2\pi x n_n} \right], \quad (8.61)$$

где величины n_n и x изменяются в пределах

$$n_{cn} \leq n_n \leq n_n; \quad (8.62)$$

$$-\frac{n_n \hbar}{2} \leq x \leq +\frac{n_n \hbar}{2}. \quad (8.63)$$

Формула (8.61) для указанных пределов позволяет находить силу от межвиткового давления для спущенной и для заведенной пружины, равно как и для всех промежуточных ее состояний.

Подставляя в формулу (8.61) вместо x его крайние предельные значения согласно неравенству (8.63), получим в крайних витках силу от межвиткового давления $P=0$. Чтобы найти значение максимальной силы от межвиткового давления, необходимо выражение (8.61) продифференцировать P по x и приравнять его нулю.

В этом случае значение x , при котором реализуется максимум силы от межвиткового давления, может быть выражено формулой вида

$$x = \frac{\sqrt{L^2 - \pi^2 h^2 n_n^4} - L}{2\pi n_n}. \quad (8.64)$$

Вычисляя по этой формуле значение x и подставляя его в формулу (8.61), найдем величину максимальной силы от межвиткового давления P_{\max} .

Ниже будет показано, что, если известна величина силы P_{\max} , можно определить также величину межвиткового трения в зависимости от оборотов заводного барабана. Вот почему нахождение этой силы особенно важно.

Что же касается определения самого межвиткового давления p , то его в случае необходимости можно также легко определить. Для этого достаточно найденную по формуле (8.61) силу от межвиткового давления P разделить на площадь соответствующего кольца витка, отстоящего на расстоянии ρ от центра валика барабана (см. фиг. 234), т. е.

$$p = \frac{P}{2\pi \rho b}, \quad (8.65)$$

где, как известно, b — ширина пружины;

ρ — текущий радиус в рассматриваемой точке кольца прижатых витков.

Согласно приведенной схеме (фиг. 234) этот радиус может быть вычислен по формуле

$$\rho = \rho_c + x = \frac{L}{2\pi n_n} + x. \quad (8.66)$$

Подставив в формулу (8.65) значения силы P и радиуса ρ из уравнений (8.61) и (8.66) и продифференцировав по x правую часть этой формулы, а также приравняв полученное выражение нулю, найдем то значение x , при котором межвитковое давление p , вычисленное по формуле (8.65), будет максимальным.

Значение x , при котором межвитковое давление p получается максимальным, определяется формулой

$$x = -\frac{\pi h^2 n_n^3}{2L}. \quad (8.67)$$

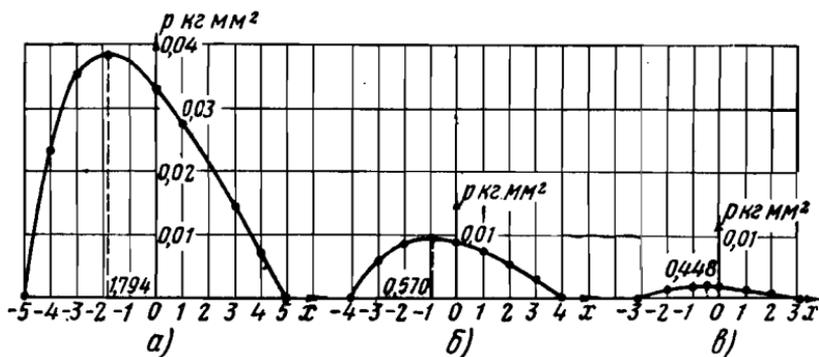
На фиг. 235 на основании формулы (8.65) для конкретной желобчатой пружины¹ построены кривые распределения межвиткового давления по сечению кольца прижатых витков.

Указанные кривые построены для нормальной пружины, где число прижатых витков пружины n_n изменялось в пределах

$$n_{cn} \leq n_n \leq n_r,$$

а значение x от среднего радиуса прижатых витков $\rho_c = \frac{L}{2\pi n_n}$ заключалось между

$$-\frac{n_n h}{2} \leq x \leq +\frac{n_n h}{2}.$$



Фиг. 235. Кривые распределения межвиткового давления по сечению кольца прижатых витков.

а—для заведенного состояния, б—для промежуточного состояния, в—для спущенного состояния.

На фиг. 235 приведены кривые распределения межвиткового давления для заведенного, спущенного и промежуточного состояний пружины. Из этого графика следует, что межвитковое давление сильно уменьшается по мере спуска пружины. Во всех случаях кривая межвиткового давления несимметрична, и ее вершина расположена ближе к внутренним виткам.

Так как при спуске желобчатой пружины происходит взаимное скольжение прижатых витков, то, зная заранее закон распределения сил от межвиткового давления, мы можем, как об этом указывалось выше, с достаточной для практики точностью найти величину межвиткового трения пружины. С этой целью несимметричную кривую сил от межвиткового давления, приведенную на фиг. 236 [см. пунктирную кривую, построенную по формуле (8.61)], которая мало отличается от синусоиды, заменяем равновеликой по площади симметричной синусоидой с тем же основанием $n_n h$ и высотой P_{max} .

¹ Толщина пружины $h=0,22$ мм, ширина $b=20$ мм, длина $L=3910$ мм, число рабочих оборотов $n_p=16$, радиус барабана $R=25$ мм при коэффициентах прочности $m_1=40$, $m_2=180$.

Уравнение этой синусоиды может быть записано в виде

$$P = P_{\max} \sin \frac{\pi}{n_n h} x, \quad (8.68)$$

где значение x в данном случае заключено в пределах

$$0 \leq x \leq n_n h.$$

Так как нас интересует нахождение величины момента сил трения не между отдельными витками пружины, а для всей пружины в целом в зависимости от рабочих оборотов заводного барабана n_p , то для простоты решения этой задачи заменяем площадь симметричной синусоидой равновеликим прямоугольником. высотой $P_{\text{ср}}$ и с тем же основанием $n_n h$.

В этом случае значение $P_{\text{ср}}$ определится путем деления площади синусоиды на $n_n h$, т. е.

$$P_{\text{ср}} = \frac{1}{n_n h} \int_0^{n_n h} P dx = \frac{1}{n_n h} \int_0^{n_n h} P_{\max} \sin \frac{\pi}{n_n h} x dx,$$

откуда после интегрирования получим

$$P_{\text{ср}} = \frac{2}{\pi} P_{\max}. \quad (8.69)$$

Элементарная работа силы от межвиткового трения пружины будет равна

$$dU_{\text{тр}} = f P_{\text{ср}} ds = \frac{2}{\pi} f P_{\max} ds, \quad (8.70)$$

где f — коэффициент трения скольжения между витками пружины;

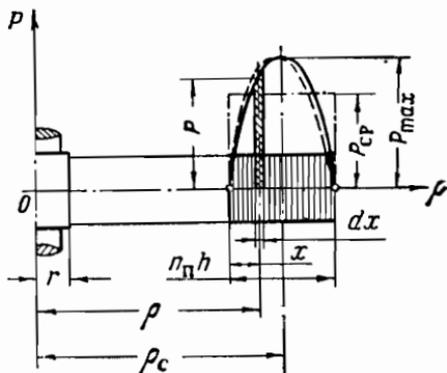
dS — бесконечно малое относительное перемещение витков пружины при скольжении.

Величина dS приближенно может быть вычислена по формуле

$$dS = \rho_c d\varphi.$$

Подставляя полученное выражение dS в формулу (8.70), будем иметь

$$dU_{\text{тр}} = \frac{2}{\pi} f P_{\max} \rho_c d\varphi.$$



Фиг. 236. Замена несимметричной кривой сил от межвиткового давления равновеликой по площади симметричной синусоидой.

Разделив обе части последнего равенства на $d\varphi$, получим выражение момента сил трения пружины

$$M_{\text{тр}} = \frac{dU_{\text{тр}}}{d\varphi} = \frac{2}{\pi} f \rho_c P_{\text{max}}. \quad (8.71)$$

Подставляя в эту формулу значение

$$\rho_c = \frac{L}{2\pi n_n},$$

где в свою очередь выражение для n_n согласно уравнению (8.24) равно

$$n_n = n_r - n_p,$$

получим

$$M_{\text{тр}} = \frac{f}{\pi^2} \frac{L}{n_r - n_p} P_{\text{max}}. \quad (8.72)$$

Для удобства вычисления величины момента сил трения пружины по формуле (8.72) выразим максимальную силу от межвиткового давления через заданные параметры пружины m_1 , a и n_p . Это позволит получить весьма удобную формулу для вычисления величины P_{max} , а следовательно, и величины момента сил трения, так как последняя зависит от P_{max} .

С этой целью полученные формулы (8.61) и (8.64) перепишем в виде

$$P_{\text{max}} = \frac{\pi^2 E b h^2}{12} \frac{1}{L} \left[\frac{n_n + 2 \frac{x}{h}}{1 + \frac{x^2}{L^2}} + \frac{n_n - 2 \frac{x}{h}}{1 - \frac{x^2}{L^2}} - \frac{2n_n}{1 + \frac{x^2}{L^2}} \right]; \quad (8.61')$$

$$x = \frac{L}{2\pi n_n} \left[\sqrt{1 - \frac{\pi^2 h^2 n_n^4}{L^2}} - 1 \right]. \quad (8.64')$$

Подставляя выражение длины пружины L из уравнения (8.45) в формулу (8.64'), получим

$$x = \frac{m_1^2}{4n_n} (a^2 - 1) h \left[\sqrt{1 - \frac{4n_n^4}{m_1^4 (a^2 - 1)^2}} - 1 \right].$$

Если теперь полученное выражение x подставить в формулу (8.61') и заменить везде длину L по формуле (8.45) и n_n через $n_r - n_p$, получим

$$P_{\text{max}} = \frac{\pi E b h (n_r - n_p)}{6m_1^2 (a^2 - 1)} \left\{ \frac{1 + \frac{m_1^2 (a^2 - 1)}{2(n_r - n_p)^2} \left[\sqrt{1 - \frac{4(n_r - n_p)^4}{m_1^4 (a^2 - 1)^2}} - 1 \right]}{1 + \frac{2(n_r - n_p)^2}{m_1^2 (a^2 - 1)}} \right\} +$$

$$+ \frac{1 - \frac{m_1^2(a^2 - 1)}{2(n_T - n_P)^2} \left[\sqrt{1 - \frac{4(n_T - n_P)^4}{m_1^4(a^2 - 1)^2}} - 1 \right]}{1 - \frac{2(n_T - n_P)^2}{m_1^2(a^2 - 1)}} \frac{2}{\sqrt{1 - \frac{4(n_T - n_P)^4}{m_1^4(a^2 - 1)^2}}}. \quad (8.61'')$$

Обозначим через

$$B = \frac{2(n_T - n_P)^2}{m_1^2(a^2 - 1)}.$$

Тогда выражение в фигурных скобках формулы (8.61'') представится в виде

$$\frac{1 + \frac{1}{B}(\sqrt{1 - B^2} - 1)}{1 + B} + \frac{1 - \frac{1}{B}(\sqrt{1 - B^2} - 1)}{1 - B} - \frac{2}{\sqrt{1 - B^2}}.$$

После преобразований этого выражения получим

$$4 \left(\frac{1 - \sqrt{1 - B^2}}{1 - B^2} \right).$$

Так как практически значение B всегда меньше единицы и не превосходит 0,25, то в последнем выражении заменим

$$\sqrt{1 - B^2} \approx 1 - \frac{B^2}{2}.$$

В этом случае выражение в фигурных скобках формулы (8.61'') примет вид

$$\frac{2B^2}{1 - B^2}.$$

Подставляя в этом выражении значение B , формулу для определения максимального значения силы от межвиткового давления можно представить в виде

$$P_{\max} = \frac{4\pi E b h (n_T - n_P)^5}{3m_1^2(a^2 - 1) [m_1^4(a^2 - 1)^2 - 4(n_T - n_P)^4]}. \quad (8.61''')$$

Подставляя полученное выражение P_{\max} в формулу момента сил трения пружины (8.72), будем иметь

$$M_{\text{тр}} = \frac{2}{3} \frac{E b h^2 f (n_T - n_P)^4}{[m_1^4(a^2 - 1)^2 - 4(n_T - n_P)^4]}. \quad (8.72')$$

Этой формулой мы будем пользоваться при разработке метода проектировочного расчета желобчатых пружин.

Изучение межвиткового давления и трения в желобчатых пружинах показывает, что ни давление, ни трение не зависят от желобчатости пружины, так как в правые части выведенных нами формул (8.61) и (8.72') не входит ни один параметр желобчатости ($R_{ж}$, H). Поэтому можно отметить, что полученные формулы для определения межвиткового давления и трения одинаково пригодны как для расчета желобчатых, так и для расчета прямых плоских пружин, работающих в пределе пропорциональности.

Таким образом, в этой работе впервые показано, что желобчатая пружина по сравнению с прямой плоской пружиной, работающей в упругой области, не создает дополнительного межвиткового трения, как это предполагалось ранее.

7. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ЖЕЛОБЧАТЫХ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

При расчете желобчатых пружин в качестве основных исходных данных могут быть взяты:

- а) потребный (минимальный) момент механизма;
- б) рабочее число оборотов барабана n_p и
- в) отношение моментов механизма

$$M_m = M_{сп} = \frac{M_{сп \max}}{M_{сп \min}},$$

близкое или равное единице.

Помимо этих основных исходных данных, при расчете желобчатых пружин задаются также коэффициентами прочности m_1 и m_2 , модулем упругости E и коэффициентом Пуассона μ .

Ширину пружины b , так же как и при расчете спиральных пружин, выбирает конструктор исходя из габаритных размеров проектируемого механизма.

Учитывая, что в подавляющем большинстве случаев механизмы приборов работают при спуске пружины, можем приравнять работу механизма к работе спуска пружины и считать, что при заданном числе рабочих оборотов заводного барабана n_p

$$M_{m \min} = M_{сп \min}, \quad (8.73)$$

$$M_{m \max} = M_{сп \max}. \quad (8.74)$$

Так как момент спуска пружины в свою очередь отличается от теоретического момента лишь моментом трения, то можем написать

$$M_{сп \min} = M_{\min} - M_{тр \min}, \quad (8.75)$$

$$M_{сп \max} = M_{\max} - M_{тр \max}. \quad (8.76)$$

Таким образом, приведенные равенства (8.73) — (8.76) устанавливают связь между моментами механизма и теоретическими моментами желобчатой пружины с учетом трения. Пользуясь этими уравнениями, получим ряд важных формул для проекторочного расчета желобчатых пружин.

8. ФОРМУЛА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТОЛЩИНЫ ЖЕЛОБЧАТОЙ ПРУЖИНЫ

Подставляя в равенства (8.75) и (8.76) выражения теоретических моментов желобчатой пружины M_{\min} и M_{\max} , моментов сил трения $M_{\text{тр min}}$ и $M_{\text{тр max}}$ и пользуясь при этом формулами (8.28) и (8.72), будем иметь

$$M_{\text{сп min}} = \frac{\pi E b h^3 L (n_{\tau} - n_p)}{6 [L^2 - \pi^2 h^2 (n_{\tau} - n_p)^4]} + \frac{E b h^3}{12 R_{\text{ж}}} \frac{\mu}{1 - \mu^2} - \frac{2 E b h^2 f (n_{\tau} - n_p)^4}{3 [m_1^2 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_{\tau} - n_p)^4]}; \quad (8.77)$$

$$M_{\text{сп max}} = \frac{\pi E b h^3 L n_{\tau}}{6 [L^2 - \pi^2 h^2 n_{\tau}^4]} + \frac{E b h^3}{12 R_{\text{ж}}} \frac{\mu}{1 - \mu^2} - \frac{2 E b h^2 f n_{\tau}^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 n_{\tau}^4]}. \quad (8.78)$$

Заменяя в первых двух слагаемых полученных уравнений значения L и $R_{\text{ж}}$ своими выражениями по формулам (8.45) и (8.37), т. е.

$$L = \frac{\pi m_1^2}{2} (a^2 - 1) h; \quad R_{\text{ж}} = m_2 h,$$

получим

$$M_{\text{сп min}} = \left\{ \frac{(n_{\tau} - n_p) m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_{\tau} - n_p)^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)} - \frac{2 (n_{\tau} - n_p)^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_{\tau} - n_p)^4]} f \right\} E b h^2; \quad (8.79)$$

$$M_{\text{сп max}} = \left\{ \frac{n_{\tau} m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 n_{\tau}^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)} - \frac{2 n_{\tau}^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 n_{\tau}^4]} f \right\} E b h^2. \quad (8.80)$$

Для краткости первые два слагаемые, стоящие в фигурных скобках, обозначим соответственно через

$$D_1 = \frac{(n_{\tau} - n_p) m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_{\tau} - n_p)^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)}, \quad (8.81)$$

$$D_1' = \frac{n_{\tau} m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 n_{\tau}^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)}, \quad (8.82)$$

а выражения, стоящие перед f , соответственно через

$$D_2 = \frac{2 (n_{\tau} - n_p)^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_{\tau} - n_p)^4]}; \quad (8.83)$$

$$D_2' = \frac{2 n_{\tau}^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 n_{\tau}^4]}. \quad (8.84)$$

В этом случае будем иметь

$$M_{\text{сп min}} = M_{\text{м min}} = [D_1 - D_2 f] E b h^2, \quad (8.85)$$

$$M_{\text{сп max}} = M_{\text{м max}} = [D'_1 - D'_2 f] E b h^2. \quad (8.86)$$

Разделив почленно уравнение (8.86) на уравнение (8.85), получим

$$\frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{сп min}}} = \frac{M_{\text{м max}}}{M_{\text{м min}}} = \frac{D'_1 - D'_2 f}{D_1 - D_2 f} = \mathfrak{M}_m, \quad (8.87)$$

откуда

$$f = \frac{D'_1 - D_1 \mathfrak{M}_m}{D'_2 - D_2 \mathfrak{M}_m}. \quad (8.88)$$

Так как величины a и n_r , входящие в выражения (8.81) — (8.84), определяются предварительно по формулам (8.49) и (8.46), откуда видно, что эти параметры зависят от заданных m_1 и n_p , то в полученной нами формуле (8.87) величины D_1 , D'_1 , D_2 и D'_2 , определяемые приведенными выше выражениями, зависят только от заданных параметров m_1 , m_2 , n_p и μ .

Формула (8.87) устанавливает связь между отношением радиусов $a = \frac{R}{R_0}$ и отношением моментов механизма $\mathfrak{M}_m = \frac{M_{\text{м max}}}{M_{\text{м min}}}$ при тех же заданных параметрах и коэффициенте f .

Если по формуле (8.87) при заданных параметрах m_1 , m_2 , n_p , μ и f можно определить величину отношения моментов механизма \mathfrak{M}_m , то по формуле (8.88), наоборот, при заданном отношении моментов \mathfrak{M}_m и при тех же заданных параметрах m_1 , m_2 , n_p и μ можно определить величину требуемого коэффициента трения f .

Определив величину требуемого коэффициента трения по формуле (8.88) и зная из расчета механизма величину требуемого (минимального) момента механизма $M_{\text{м min}}$, находим толщину желобчатой пружины, пользуясь уравнением (8.85) или (8.86).

Так, например, решая уравнение (8.85) относительно h , получим

$$h = \sqrt{\frac{M_{\text{м min}}}{E b (D_1 - D_2 f)}}. \quad (8.89)$$

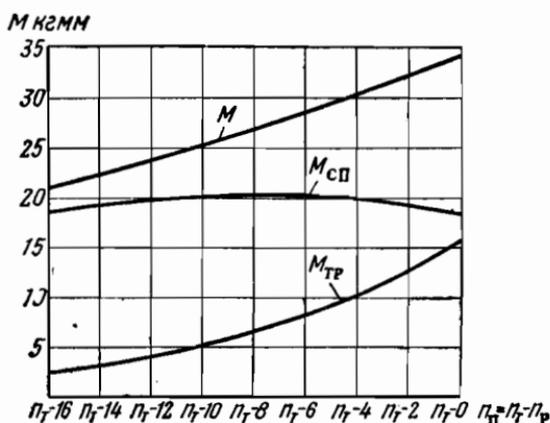
9. ПОСТРОЕНИЕ КРИВОЙ СПУСКА ЖЕЛОБЧАТОЙ ПРУЖИНЫ

Для графического изображения теоретической кривой спуска желобчатой пружины можно пользоваться непосредственно уравнением (8.79), задаваясь при этом различными значениями n_p от нуля до его конечного заданного значения.

Однако для объяснения причины выравнивания кривой спуска желобчатой пружины эту кривую будем строить не по формуле (8.79) непосредственно, а по формулам (8.28) и (8.72'). С этой

целью на графике (фиг. 237) сначала строим кривую моментов желобчатой пружины по формуле (8.28), а затем кривую моментов трения по формуле (8.72'). Кривая же моментов спуска пружины $M_{сп}$ получается в результате графического вычитания из теоретического момента желобчатой пружины M момента трения $M_{тр}$.

Вследствие того что межвитковое давление, а следовательно, и межвитковое трение по мере спуска пружины не остается постоянным, а изменяется по определенному параболическому закону,



Фиг. 237. Графическое построение кривой моментов спуска желобчатой пружины.

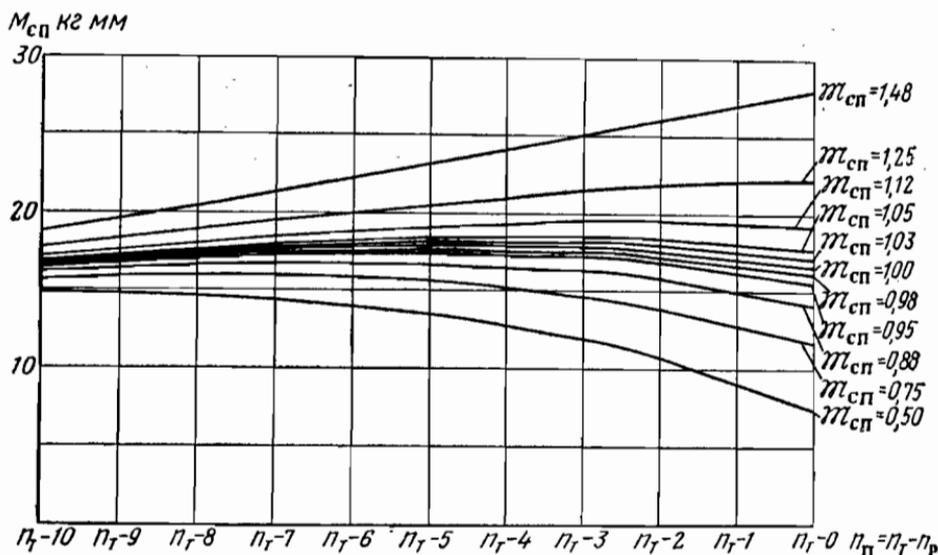
что наглядно видно из графика фиг. 237, то этим по существу и объясняется причина выравнивания кривой спуска желобчатой пружины.

Теоретические кривые моментов желобчатой пружины, приведенные на графике фиг. 237, получены для размеров пружины, указанных на стр. 318. На фиг. 223 приведена диаграмма работы этой желобчатой пружины, заснятая на упругомере. Для такой пружины была подобрана специальная смазка с коэффициентом трения $f=0,032$, весьма близким к расчетному потребному коэффициенту $f=0,03$.

Сравнивая теоретическую кривую спуска фиг. 237 с экспериментальной фиг. 223, видим хорошее их совпадение.

Пользуясь формулой (8.79), на графике (фиг. 238) строим семейство кривых моментов спуска желобчатой пружины для различных отношений моментов $M_{сп}$. Из этого графика следует, что с помощью желобчатой пружины можно получить любую характеристику кривой спуска (убывающую, постоянную и возрастающую) в зависимости от выбранного отношения моментов $M_{сп}$ и соответствующего потребного коэффициента трения f , определяемого по формуле (8.88).

Образование выравненного пучка кривых моментов спуска в интервале изменения отношения моментов $\mathfrak{M}_{\text{сп}}=0,95-1,05$ пока-



Фиг. 238. Семейство кривых моментов спуска желобчатой пружины для различных отношений моментов спуска $\mathfrak{M}_{\text{сп}}$.

зывает возможность вполне удовлетворительного выравнивания кривой спуска не только при отношении моментов $\mathfrak{M}_{\text{сп}}=1$, но и при некотором его отклонении от единицы (см. фиг. 238).

10. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА ЖЕЛОБЧАТЫХ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

Устанавливаем следующий порядок расчета.

1. Из расчета механизма находим его потребную работу, т. е. величины $M_{\text{м min}}$, $\mathfrak{M}_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м max}}}{M_{\text{м min}}}$ и n_p (подробности определения этих параметров см. гл. VII).

При расчете желобчатых пружин отношением моментов механизма $\mathfrak{M}_{\text{м}}=1$ следует полученную из расчета механизма величину потребного (минимального) момента $M_{\text{м min}}$ увеличивать на 20—30% с целью обеспечения более надежной работы механизма.

2. По формуле (8.36) при заданных значениях t_1 , $\sigma_{\text{пр}}$, E и μ находим величину коэффициента прочности t_2 .

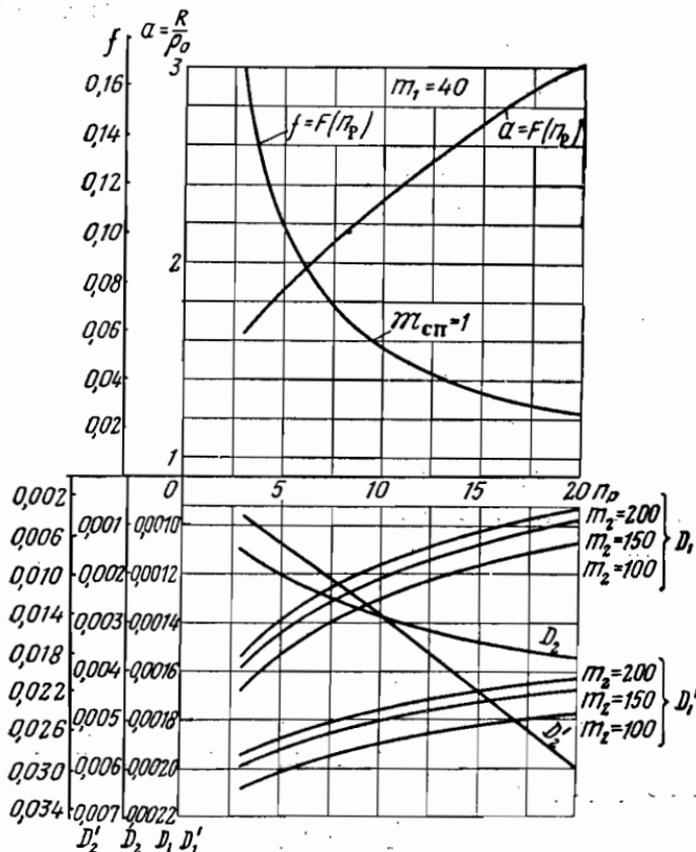
3. По заданным значениям t_1 и n_p находим величину отношения радиусов $a = \frac{R}{r_0}$, при этом пользуемся формулой (8.49).

4. По значениям a и t_1 находим число витков тугозаведенной пружины n_t , пользуясь формулой (8.46).

5. Пользуясь выражениями (8.81) — (8.84), находим величины D_1 , D_1' , D_2 , D_2' при известных параметрах t_1 , t_2 , n_p , a , n_t и μ .

6. По заданному отношению моментов механизма $\mathfrak{M}_m = \frac{M_{m \max}}{M_{m \min}}$ и вычисленным величинам D_1, D_1', D_2 и D_2' определяем величину потребного коэффициента трения f по формуле (8.88).

На фиг. 239 приведен график для определения параметров $a, f, D_1, D_1', D_2, D_2'$ в зависимости от заданного значения n_p . Этот график построен при $m_1=40$ и $\mathfrak{M}_m = \mathfrak{M}_{\text{сп}}=1$. Пользуясь этим гра-



Фиг. 239. График для определения параметров желобчатой пружины a, f, D_1, D_2, D_1' и D_2' .

фиком, конструктор довольно легко может подобрать необходимые соотношения параметров для расчета желобчатых пружин. Наличие такого графика намного ускоряет вычислительные работы, связанные с расчетом желобчатых пружин.

7. Определяем толщину желобчатой пружины по формуле (8.89), где шириной пружины b задаемся исходя из габаритных размеров механизма.

8. Определяем длину упругой части желобчатой пружины L , пользуясь формулой (8.45). Длина внутреннего и длина наружного отожженных концов, а также полная длина пружины опреде-

ляются формулами (2.1), (2.2) и (7.31), где вместо t следует поставить t_1 .

9. Определяем начальный радиус кривизны внутреннего упругого конца пружины r_0 по формуле (8.34), а затем и радиус валика r по формуле (2.4).

10. Находим величину внутреннего радиуса заводного барабана R по формуле (8.44).

11. Находим радиус желоба пружины $R_{ж}$ и его стрелу прогиба H по формулам (8.37) и (8.41).

12. Строим кривую моментов спуска желобчатой пружины в зависимости от оборотов барабана, пользуясь формулой (8.79).

11. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Рассчитать пружинный двигатель с желобчатой пружиной для настольных часов с месячным заводом на базе механизма карманных часов «Салют».

Задано число рабочих оборотов барабана часов «Салют» $n_p = 4$ оборота и момент спуска пружины в середине рабочих оборотов барабана $M_{сп} = 1,4$ кгмм.

1. Определяем потребное число рабочих оборотов барабана часов «Салют» из расчета 35 дней работы настольных часов:

$$n_{потр} = 4 \times 35 = 140 \text{ оборотов.}$$

2. Задаемся числом рабочих оборотов барабана желобчатой пружины $n_p = 14$. Определяем передаточное отношение между указанными барабанами по формуле

$$i = \frac{n_{потр}}{n_p} = \frac{140}{14} = 10.$$

3. Задаемся коэффициентом полезного действия передачи $\eta_{пер} = 0,7$. Находим потребный момент на оси барабана желобчатой пружины по формуле

$$M_{потр} = \frac{M_{сп} i}{\eta_{пер}} = \frac{1,4 \cdot 10}{0,7} \approx 20 \text{ кгмм.}$$

4. Задаваясь значениями: $E = 21\,000$ кг/мм²; $\sigma_{пр} = 280$ кг/мм²; $m_1 = 40$ и $\mu = 0,3$, находим величину коэффициента прочности m_2 по формуле

$$\begin{aligned} m_2 &= \frac{E \mu}{2(1 - \mu^2) \left(\sigma_{пр} - \frac{E}{2m_1} \right)} = \\ &= \frac{21\,000 \cdot 0,3}{2(1 - 0,3^2) \left(280 - \frac{21\,000}{2,40} \right)} = 197,83. \end{aligned}$$

Принимаем $m_2 = 200$.

5. Зная m_1 и n_p , определяем величину отношений радиусов a по формуле

$$a = 1 + \frac{n_p}{m_1} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{n_p}{m_1} \right)^2 - 1 \right]} =$$

$$= 1 + \frac{14}{40} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{14}{40} \right)^2 - 1 \right]} = 2,63.$$

6. По значениям a и m_1 подсчитываем число витков тугозаведенной пружины n_r , пользуясь формулой

$$n_r = m_1 \left(\sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} - 1 \right) = 40 \left(\sqrt{\frac{2,63^2 + 1}{2}} - 1 \right) = 39,6 \text{ витков.}$$

7. Определяем величины D_1 , D'_1 , D_2 и D'_2 , пользуясь уравнениями:

$$D_1 = \frac{(n_r - n_p) m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_r - n_p)^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)} =$$

$$= \frac{(39,6 - 14) \cdot 40^2 (2,63^2 - 1)}{3 [40^4 (2,63^2 - 1)^2 - 4 (39,6 - 14)^4]} + \frac{-0,3}{12 \cdot 200 \cdot (1 - 0,3^2)} = 0,001056;$$

$$D'_1 = \frac{n_r m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 n_r^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)} =$$

$$= \frac{39,6 \cdot 40^2 (2,63^2 - 1)}{3 [40^4 (2,63^2 - 1)^2 - 4 \cdot 39,6^4]} + \frac{0,3}{12 \cdot 200 (1 - 0,3^2)} = 0,001746;$$

$$D_2 = \frac{2 (n_r - n_p)^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_r - n_p)^4]} =$$

$$= \frac{2 (39,6 - 14)^4}{3 [40^4 (2,63^2 - 1)^2 - 4 (39,6 - 14)^4]} = 0,003257;$$

$$D'_2 = \frac{2 n_r^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 n_r^4]} = \frac{2 \cdot 39,6^4}{3 [40^4 (2,63^2 - 1)^2 - 4 \cdot 39,6^4]} = 0,020547.$$

8. По заданному отношению моментов механизма $\mathfrak{M}_m = 1$ и найденным значениям D_1 , D'_1 , D_2 и D'_2 находим потребный коэффициент трения f по формуле

$$f = \frac{D'_1 - D_1 \mathfrak{M}_m}{D'_2 - D_2 \mathfrak{M}_m} = \frac{0,001746 - 0,001056}{0,020547 - 0,003257} \approx 0,040.$$

9. Задаемся из конструктивных соображений шириной пружины $b = 20$ мм; определяем толщину желобчатой пружины по формуле

$$h = \sqrt{\frac{M_{\text{потр}}}{Eb (D_1 - D_2 f)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{20}{21\,000 \cdot 20 (0,001056 - 0,003257 \cdot 0,040)}} = 0,2264 \text{ мм.}$$

Так как отношение

$$\frac{b}{h} = \frac{20}{0,2264} = 88,3 > 50,$$

делаем пересчет толщины h с учетом цилиндрической жесткости. В этом случае будем иметь

$$D = \frac{1}{1 - \mu^2} E = 1,1E = 1,1 \cdot 21\,000 = 23\,100 \text{ кг/мм}^2$$

и толщину пружины

$$h = \sqrt{\frac{M_{\text{потр}}}{Db(D_1 - D_2 f)}} = \\ = \sqrt{\frac{20}{23\,100 \cdot 20(0,001056 - 0,003257 \cdot 0,040)}} = 0,2161 \text{ мм.}$$

Принимаем $h = 0,22 \text{ мм}$.

10. Определяем длину упругой части желобчатой пружины L , пользуясь формулой

$$L = \frac{\pi m_1^2}{2} (a^2 - 1) h = \frac{3,14 \cdot 40^2}{2} (2,63^2 - 1) 0,22 = 3272 \text{ мм.}$$

Находим длину отоженных концов пружины

$$L_{\text{о.в}} = 3\pi m_1 h = 3 \cdot 3,14 \cdot 40 \cdot 0,22 = 83 \text{ мм};$$

$$L_{\text{о.н}} = 1,5\pi m_1 h = 1,5 \cdot 3,14 \cdot 40 \cdot 0,22 = 41 \text{ мм.}$$

Находим длину заготовки пружины

$$L_{\text{заг.}} = L + L_{\text{о.в}} + L_{\text{о.н}} = 3272 + 83 + 41 = 3396 \text{ мм.}$$

11. Определяем начальный радиус кривизны внутреннего упругого конца пружины ρ_0 и радиус валика по формулам:

$$\rho_0 = m_1 h = 40 \cdot 0,22 = 8,8 \text{ мм};$$

$$r = \rho_0 - 1,5h = 8,8 - 1,5 \cdot 0,22 = 23,14 \text{ мм.}$$

12. Находим величину внутреннего радиуса заводного барабана

$$R = a m_1 h = 2,63 \cdot 40 \cdot 0,22 = 23,14 \text{ мм.}$$

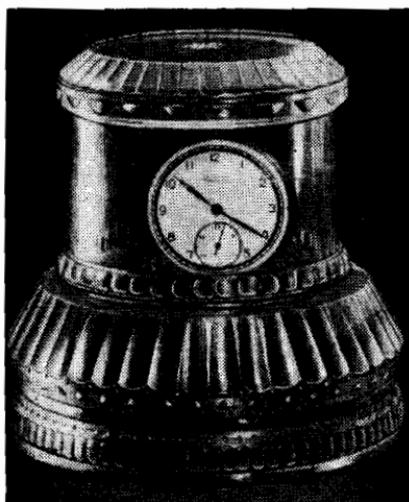
13. Определяем радиус желоба пружины $R_{\text{ж}}$ и его стрелу прогиба H по формулам:

$$R_{\text{ж}} = m_2 h = 200 \cdot 0,22 = 44 \text{ мм};$$

$$H = R_{\text{ж}} \left[1 - \cos \frac{b}{2R_{\text{ж}}} \right] = 44 \left[1 - \cos \frac{20}{2 \cdot 44} \right] = 1,24 \text{ мм.}$$

14. Пользуясь формулой (8.79), строим кривую момента спуска желобчатой пружины $M_{\text{сп}}$ и наносим ее пунктиром на снятую экс-

заводного барабана желобчатой пружины через систему цилиндрических и конических колес Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_4 , Z_5 и Z_6 на барабан часов «Салют» с вынутой пружиной. Дальнейшее движение от этого ба-



Фиг. 242. Настольные часы с месячным заводом.

рабана до оси стрелки происходит, как и в обычных механизмах часов этого типа.

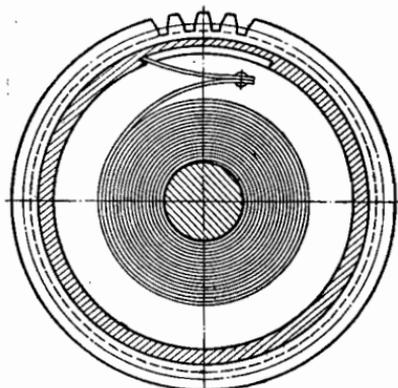
На фиг. 242 приведен опытный образец настольных часов. Испытания этих часов дали хорошие результаты.

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ S-ОБРАЗНЫХ ЗАВОДНЫХ ПРУЖИН

Одним из методов улучшения работы часового двигателя является применение пружины S-образной формы. Как видно из фиг. 243, S-образная пружина представляет собой спиральную свободную пружину, внешний конец которой изогнут по спирали в обратную (основным спиральным виткам) сторону. Другими



Фиг. 243.
S-образная
пружина.



Фиг. 244. S-образная пружина в
барабане в заведенном состоянии.

словами, S-образная пружина представляет собою пружину с положительными и отрицательными витками.

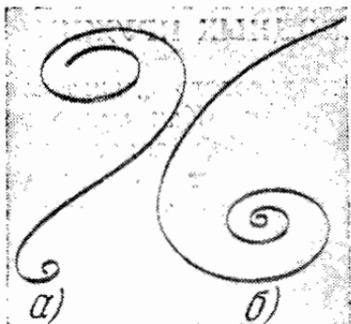
При вставлении такой пружины в барабан S-образную часть наматывают на спиральную до тех пор, пока V-образное наружное крепление у этой пружины не упрется в вырез стенки барабана (фиг. 244).

Основным преимуществом этих пружин является то, что они при спуске увеличивают момент и дают более плавную кривую, чем обыкновенные спиральные пружины с подобными же креплениями. При этом, что особенно важно, перепад между максимальным и минимальными моментами значительно уменьшается за счет

перемещения витков S-образной части пружины в барабане плотным кольцом.

Последнее обстоятельство благоприятно действует на точность хода часов, так как с уменьшением перепада кривой спуска на рабочем участке уменьшается также и разность между амплитудами колебания баланса, так как при этом уменьшается суточная ошибка хода.

Таким образом, смысл применения S-образных пружин сводится к получению наибольшей энергии часового двигателя, что важно для наручных часов, заводные барабаны которых весьма невелики, а также к достижению незначительного изменения отдаваемого пружиной момента на рабочем участке чисел оборотов барабана.



Фиг. 245. S-образная пружина.

а—форма пружины до вставки в барабан, б—форма пружины после первых ее полных заводов и спусков в барабане.

Однако, несмотря на все эти преимущества, S-образные пружины у нас еще не получили применения. Объясняется это тем, что до настоящего времени по-настоящему еще не изучены ни материал, ни технология изготовления таких пружин. Кроме того, и теоретически S-образные пружины, насколько известно автору, также мало изучены. Поэтому попытки некоторых предприятий еще несколько лет тому назад освоить технологию изготовления S-образных пружин из стали У12А не увенчались успехом, так как изготовленные пружины, как правило, садилась после одного-двух заводов, принимая форму шестерки (фиг. 245) и тем самым теряя свои преимущества перед обычной спиральной пружиной.

Поэтому для того чтобы правильно разрешить проблему изготовления S-образной пружины, необходимо прежде всего теоретически обосновать условие, при котором она не садится и не теряет своей S-образной формы независимо от количества заводов и спусков.

Для решения этой задачи мы воспользовались нашим лабораторным прибором с невесомым рычагом, описание которого приведено в гл. IV. Этот прибор оказал большую услугу в постановке и решении поставленной выше задачи.

Пользуясь экспериментальными диаграммами $M-\varphi$, полученными с помощью указанного прибора, и выведенной ранее формулой (4.23), устанавливающей аналитическую зависимость между углами изгиба испытуемого образца φ и остаточными деформациями Θ при чистом изгибе, нам удалось получить ряд важных аналитических зависимостей и показать пути возможного изготовления и расчета S-образных пружин.

1. РАБОТА ЭЛЕМЕНТА S-ОБРАЗНОЙ ЧАСТИ ПРУЖИНЫ И ЕЕ ДИАГРАММА $M-\varphi$

Проблема изготовления S-образной пружины принципиально может быть решена двумя методами, из которых первый требует высокого предела текучести материала пружинной ленты¹ с одновременным сохранением в нем достаточной пластичности, а второй требует главным образом высокой пластичности.

Рассмотрим оба метода и дадим оценку каждому из них с точки зрения практического их применения.

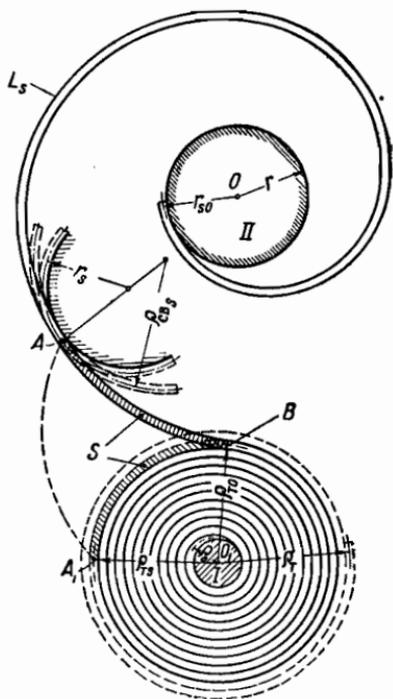
Сначала разберем первый метод изготовления S-образной пружины, основанный на высоком пределе пропорциональности.

Если прямую ленту длиной L_s , соответствующей S-образной части пружины, сначала плотно навивать на оправку радиуса r (фиг. 246), а затем, освободив ее, наматывать в противоположную сторону на тугонамотанные витки спиральной части пружины, то при этом любая произвольно взятая на S-образной части пружины точка A с соответствующими текущими радиусами r_s и ρ_{cs} перейдет в точку A_1 с текущим радиусом $\rho_{т.с}$. Если освободить эту тугонамотанную на валик пружину, то при определенных условиях² она может сохранить свою S-образную форму.

Для того чтобы детально изучить работу S-образной пружины и выявить те закономерности, которые характерны для этой пружины, нам необходимо прежде всего проанализировать работу элемента S-образной части пружины и ее диаграмму $M-\varphi$.

Изучим схему работы элемента S-образной части пружины и ее диаграмму $M-\varphi$, представленные на фиг. 247.

Здесь элемент прямой ленты l длиной l изгибается вокруг малой оправки l по дуге круга и приобретает кривизну, равную ра-



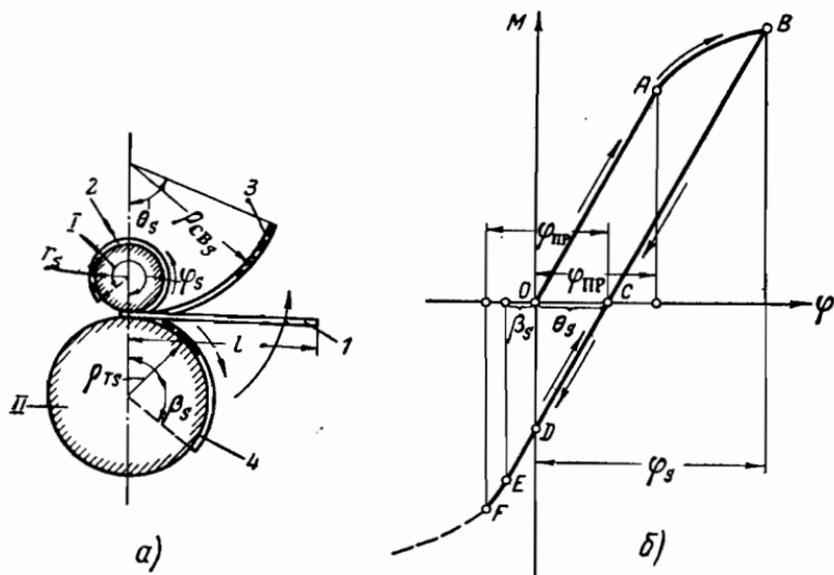
Фиг. 246. S-образная пружина к расчету.

¹ Величины предела текучести и предела пропорциональности для материала пружинной ленты практически получаются одинаковыми. Поэтому в работе в дальнейшем будет применяться термин «предел пропорциональности» вместо «предела текучести».

² При выборе соответствующего материала пружинной ленты, термической ее обработки и соблюдения определенного соотношения радиусов $\frac{r_s}{\rho_{т.с}}$.

диусу r_s (см. положение 2 на фиг. 247,а). На диаграмме $M-\varphi$ (фиг. 247,б) это соответствует нагружению элемента от точки O до точки B .

При освобождении элемента в силу приобретенных остаточных деформаций он принимает форму дуги круга радиуса $\rho_{свs}$ и занимает положение 3. На диаграмме $M-\varphi$ это разгружение элемента происходит на участке от B и C .



Фиг. 247. Схема работы элемента S-образной части пружины и ее диаграмма $M-\varphi$ (при первом методе изготовления S-образной пружины).

Так как S-образная часть пружины при ее изготовлении сначала наматывается на оправку радиуса r , а затем начиная с радиуса $\rho_{т0}$ наматывается в противоположную сторону на тугонаматные витки спиральной части пружины, как это показано на фиг. 246, то и здесь начиная с точки C диаграммы $M-\varphi$ элемент S-образной части пружины изгибается в противоположную сторону до радиуса кривизны ρ_{rs} (см. положение 4, фиг. 247,а). На диаграмме $M-\varphi$ (фиг. 247,б) это положение отмечено точкой E .

Изогнутый на оправке II до радиуса кривизны ρ_{rs} элемент S-образной части пружины после освобождения снова займет положение 3, так как разгружение элемента, как это видно из диаграммы $M-\varphi$, происходит по прямой EC в упругой области.

Заметим также, что изгиб элемента S-образной части пружины (фиг. 247,а) в обратную сторону от положения 3 до исходного положения 1 на диаграмме $M-\varphi$ (фиг. 247,б) соответствует участку CD , а от исходного положения 1 до положения 4 участку DE .

Нетрудно видеть, что угол β_s , обозначенный на диаграмме $M-\varphi$, может быть выражен как отношение $\frac{l}{\rho_{\tau S}}$.

В нашем исследовании мы допускаем, что на диаграмме $M-\varphi$ кривая моментов (фиг. 247,б) как при прямом, так и при обратном изгибе элемента пружинной ленты одна и та же, т. е. мы считаем допустимым не учитывать эффект Баушингера¹.

Как видно из диаграммы $M-\varphi$ (фиг. 247,б), для образования S-образной части пружины независимо от метода изготовления необходимо, чтоб угол остаточной деформации Θ_s представлял всегда положительную величину. Это значит, что при изготовлении S-образной пружины точка E на диаграмме $M-\varphi$ должна всегда располагаться влево от начала координат O . Только при этом условии возможно изготовление S-образной пружины первым методом, когда материал имеет такой высокий предел пропорциональности, что при обратном нагружении он сохраняет значительный упругий участок за точкой D , вполне достаточный для получения нужной величины угла β_s (см. участок DE на фиг. 247,б).

Таким образом, руководствуясь диаграммой $M-\varphi$, мы можем выразить условие изготовления S-образной пружины следующим неравенством (см. фиг. 247,б):

$$\Theta_s + \beta_s \leq \varphi_{np}. \quad (9.1)$$

Чтобы в дальнейшем не иметь дела с неравенствами, введем коэффициент $\lambda < 1$ и запишем выражение (9.1) в виде формулы

$$\Theta_s + \beta_s = \lambda \varphi_{np}. \quad (9.2)$$

Заменяя угол β_s через $\frac{l}{\rho_{\tau S}}$ и решая последнее равенство относительно Θ_s , будем иметь

$$\Theta_s = \lambda \varphi_{np} - \frac{l}{\rho_{\tau S}}. \quad (9.3)$$

Замечая, что угол φ_s по величине всегда больше угла β_s (это хорошо видно из диаграммы $M-\varphi$ фиг. 247,б) и учитывая, что в нашем случае

$$\varphi_s = \frac{l}{r_s}, \quad (9.4)$$

$$\beta_s = \frac{l}{\rho_{\tau S}}, \quad (9.5)$$

можем написать

$$\frac{r_s}{\rho_{\tau S}} = \frac{\beta_s}{\varphi_s} < 1, \quad (9.6)$$

¹ Явление снижения пределов пропорциональности при нагружениях на разрывной машине, противоположных по знаку предыдущему перегружению, за пределом пропорциональности известно под названием эффекта Баушингера

т. е. текущие радиусы S-образной части пружины обратно пропорциональны своим углам и отношение их всегда меньше единицы.

При изготовлении S-образных пружин наряду с основным условием (9.3) должно всегда выполняться также и условие (9.6).

Эти два условия являются необходимыми и достаточными для сохранения устойчивости формы S-образной пружины, изготовленной первым методом.

При этом методе изготовления S-образных пружин радиус оправки r (см. фиг. 246), на которую наматывается S-образная часть пружины, находится из условия (9.3), если в данном уравнении подставить соответствующее выражение Θ_S , найденное по уравнению (4.24) при замене $\rho = r_S$, т. е.

$$\Theta_S = \frac{p}{a_1} \left(\frac{l}{r_S} - \varphi_{np} \right)^k, \quad (9.7)$$

где упруго-пластические коэффициенты a_1 , k и p определяются уравнениями (4.17), (4.20) и (4.21).

Тогда, решая уравнение (9.3) относительно r_S , получим

$$r_S = \frac{l}{\varphi_{np} + \sqrt{\frac{k}{\frac{a_1}{p} \left(\lambda \varphi_{np} - \frac{l}{\rho_{TS}} \right)}}}. \quad (9.8)$$

Фиг. 248. Плотно навитая на своих оправках S-образная пружина.

Текущий радиус r_S , как это видно из фиг. 248, заключен между двумя конечными радиусами

$$r_{S0} \leq r_S \leq r_{S \max}. \quad (9.9)$$

На внутреннем конце S-образной пружины этот текущий радиус кривизны приобретает значение r_{S0} (см. фиг. 248), которое может быть вычислено по формуле

$$r_{S0} = \frac{l}{\varphi_{np} + \sqrt{\frac{k}{\frac{a_1}{p} \left(\lambda \varphi_{np} - \frac{l}{\rho_T} \right)}}, \quad (9.10)$$

где ρ_T — внешний радиус тугозаведенной пружины.

Определив по этой формуле значение r_{S0} , находим радиус оправки S-образной части пружины по формуле

$$r = r_{S0} + \frac{h}{2}. \quad (9.11)$$

Значение второго конечного радиуса $r_{S \max}$ можно вычислить по формуле

$$r_{S \max} = \frac{l}{\varphi_{\text{пр}} + \sqrt{k \frac{a_1}{\rho} \left(\lambda \varphi_{\text{пр}} - \frac{l}{\rho_{T0}} \right)}}, \quad (9.12)$$

где ρ_{T0} — радиус тугонамотанной спиральной части S-образной пружины.

Анализируя условие (9.3), мы видим, что при $\lambda \varphi_{\text{пр}} < \frac{l}{\rho_{T S}}$ значение угла остаточной деформации Θ_S получается отрицательным. Это показывает, что S-образная пружина после освобождения из плотновалитого на валик l состояния (см. фиг. 246) принимает вместо S-образной формы спиральную форму.

Опыты показывают, что изготовленные S-образные пружины из стали марки У12А для часов «Победа» и «Звезда» после первых же полных заводов в барабане принимают форму спирали (фиг. 245,б). Следовательно, для указанного материала при существующих размерах валика, барабана и пружины значение Θ_S получается отрицательным, т. е. имеет место неравенство вида $\lambda \varphi_{\text{пр}} < \frac{l}{\rho_{T S}}$.

В самом деле, учитывая, что текущий радиус $\rho_{T S}$ (см. фиг. 246) изменяется в пределах

$$\rho_{T0} \leq \rho_{T S} \leq \rho_T, \quad (9.13)$$

находим значение этих предельных радиусов по формулам:

$$\rho_{T0} = \sqrt{\frac{(L - L_S) h}{\pi} + \rho_0^2}; \quad (9.14)$$

$$\rho_T = \sqrt{\frac{L h}{\pi} + \rho_0^2}, \quad (9.15)$$

где L — полная длина пружины без учета отожженных концов; L_S — длина S-образной части пружины.

Взяв для часов «Победа» и «Звезда» $L = 330$ мм; $L_S = 220$ мм; $h = 0,11$ мм; $\rho_0 = r_0 + 1,5h = 1,8 + 1,5 \cdot 0,11 = 1,965$ и учитывая, что рабочая длина испытуемого образца $l = 4$ мм, находим значение

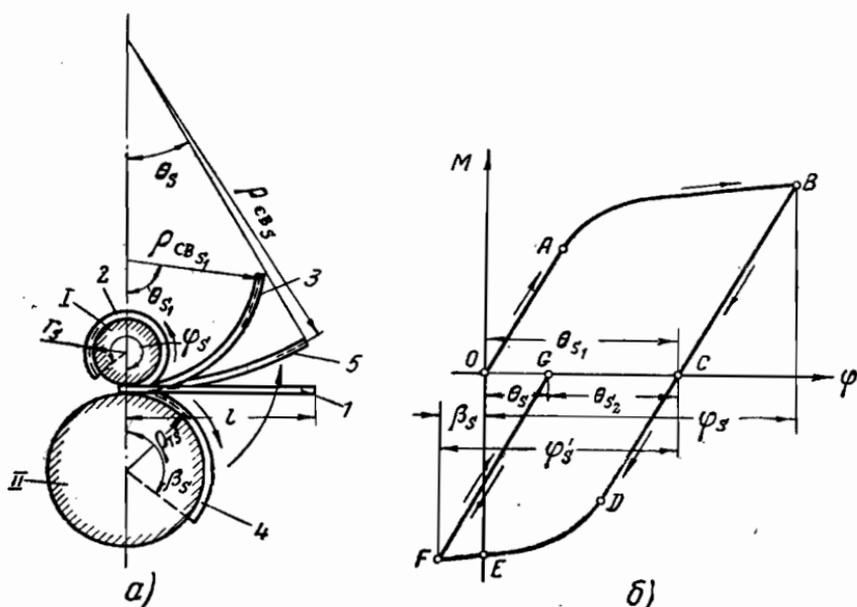
$$\frac{l}{\rho_{T S}} = \frac{l}{\rho_{T0} \div \rho_T} = \frac{4}{2,78 \div 3,92} \approx 1,44 \div 1,02.$$

С другой стороны, приведенная диаграмма $M - \varphi$ для указанной пружинной ленты марки У12А дает величину $\varphi_{\text{пр}} = 0,54$ рад. и при самом предельном значении $\lambda = 1$ произведение $\lambda \varphi_{\text{пр}}$ действительно получается меньше $\frac{l}{\rho_{T S}}$.

Этот пример убедительно показывает, что рассмотренным методом нельзя изготавливать S-образные пружины для часов «Победа» и «Звезда» при указанном материале, размерах пружины, валика и барабана.

Для получения положительных значений углов Θ_S необходимо, чтобы в уравнении (9.3) слагаемое $\lambda_{\text{пр}}$ было всегда больше $\frac{l}{\rho_{TS}}$. Только в этом случае S-образная пружина сохранит свою форму.

Пружинная лента для изготовления таких пружин должна обладать достаточно высоким пределом пропорциональности, так как



Фиг. 249. Схема работы элемента S-образной части пружины и ее диаграмма $M-\phi$ (при втором методе изготовления S-образной пружины).

достижение положительного значения Θ_S за счет увеличения ρ_{TS} практически не во всех случаях представляется возможным; увеличению радиуса ρ_{TS} , например, в часах «Победа» и «Звезда» препятствует размер барабана, который строго лимитирован.

Поэтому, если не идти по линии увеличения размера барабана, то изготовление S-образных пружин рассмотренным методом безусловно должно быть связано с освоением новых высокопрочных сплавов, обладающих достаточно высоким пределом пропорциональности и нужной пластичностью.

Второй метод изготовления S-образных пружин отличается от первого тем, что здесь S-образная часть пружины навивается на оправку небольшого диаметра и при обратном разгрузении за пределом упругости работает на значительном прямом участке, параллельном упругому участку (фиг. 249,б). При этом методе из-

готовления S-образных пружин материал пружинной ленты должен обладать главным образом высокой пластичностью.

Схема работы элемента S-образной части этой пружины (фиг. 249,а) отличается от первой схемы тем, что здесь образец при освобождении после обратного нагружения занимает не положение 3, а положение 5. Это показывает, что S-образная часть пружины, будучи намотана на тугозаведенные витки спиральной части пружины (см. фиг. 246), при ее освобождении не полностью восстанавливает свою начальную форму, как это мы наблюдали в первом случае, когда элемент S-образной части пружины работал в пределе пропорциональности.

Из диаграммы $M-\varphi$ (см. фиг. 249,б) видно, что разгрузка элемента S-образной части пружины после обратного нагружения происходит по прямой FG , параллельной упругому участку CD .

Как видно из этой же диаграммы $M-\varphi$, для образования S-образной части пружины необходимо, чтобы угол остаточной деформации Θ_S также представлял всегда положительную величину. Это значит, что точка G должна всегда располагаться вправо от начала координат O , иначе угол остаточной деформации Θ_S станет отрицательным, и, следовательно, пружина вместо S-образной формы примет обычную спиралеобразную форму.

В частности, при совпадении точки G с началом координат O S-образная часть пружины выродится в форму прямой линии.

Математическим выражением того условия, что точка G всегда должна располагаться правее начала координат O , является, как видно из фиг. 249,б, формула

$$\Theta_S = \Theta_{S_1} - \Theta_{S_2}, \quad (9.16)$$

где $\Theta_{S_1} > \Theta_{S_2}$.

Так как в нашем исследовании мы допускаем, что на диаграмме $M-\varphi$ (см. фиг. 249,б) кривая моментов как при прямом, так и при обратном изгибе элемента пружинной ленты одна и та же, то, пользуясь полученным выражением (4.23) для угла остаточной деформации Θ , можем написать

$$\Theta_{S_1} = \frac{p}{a_1} (\varphi_S - \varphi_{np})^k, \quad (9.17)$$

$$\Theta_{S_2} = \frac{p}{a_1} (\varphi'_S - \varphi_{np})^k. \quad (9.18)$$

Подставляя полученные значения Θ_{S_1} и Θ_{S_2} в формулу (9.16), будем иметь

$$\Theta_S = \frac{p}{a_1} [(\varphi_S - \varphi_{np})^k - (\varphi'_S - \varphi_{np})^k]. \quad (9.19)$$

В этом выражении, как видно из диаграммы $M-\varphi$ (см. фиг. 249,б), углы

$$\varphi_S = \frac{l}{r_S}, \quad (9.4)$$

$$\varphi'_S = \beta_S + \Theta_{S_1}, \quad (9.20)$$

где в свою очередь, как известно, угол

$$\beta_s = \frac{l}{\rho_{TS}}. \quad (9.5)$$

Здесь важно заметить также, что угол

$$\varphi_s > \beta_s,$$

или

$$r_s < \rho_{TS}. \quad (9.21)$$

Такая закономерность между текущими радиусами r_s и ρ_{TS} , как мы видели выше, всегда соблюдается при изготовлении S-образной пружины любой формы.

Таким образом, подставляя в формулу (9.19) полученные значения φ_s и φ_{np} , выраженные через r_s и ρ_{TS} , и длину l испытуемого на приборе образца, получим окончательно

$$\Theta_s = \frac{p}{a_1} \left(\frac{l}{r_s} - \varphi_{np} \right)^k - \frac{p}{a_1} \left[\frac{l}{\rho_{TS}} + \frac{p}{a_1} \left(\frac{l}{r_s} - \varphi_{np} \right)^k - \varphi_{np} \right]^k. \quad (9.22)$$

Это и есть основное условие второго метода изготовления S-образной пружины, выраженное через угол остаточной деформации Θ_s и представленное в развернутом виде, где r_s всегда предполагается меньше ρ_{TS} , т. е. всегда выполняется условие (9.6). Значение текущих радиусов r_s и ρ_{TS} , входящих в последнюю формулу, определяется из геометрии тугонамотанных витков S-образной пружины (см. фиг. 248) по следующим формулам:

$$r_s = \sqrt{\frac{h}{\pi} (L_s - S) + r_{S0}^2}; \quad (9.23)$$

$$\rho_{TS} = \sqrt{\frac{Sh}{\pi} + \rho_{T0}^2}, \quad (9.24)$$

где S — текущая длина дуги S-образной части пружины, отсчитываемая от точки сопряжения B (см. фиг. 246).

Эти текущие радиусы r_s и ρ_{TS} , как известно, заключены между двумя своими конечными радиусами, что видно из приведенных ранее выражений (9.9) и (9.13).

При втором методе изготовления S-образных пружин значения конечных радиусов ρ_{T0} и ρ_T определяются по тем же формулам (9.14) и (9.15). В этих формулах значение начального радиуса кривизны тугонавитой на валик спиральной части пружины ρ_0 берется, так же как и при расчете обыкновенных спиральных пружин, равным $15h$ (см. фиг. 248).

Что касается значения конечных радиусов r_{S0} и $r_{S \max}$, то они в этом случае определяются по формулам:

$$r_{S0} = (10 \div 12) h; \quad (9.25)$$

$$r_{S \max} = \sqrt{\frac{Lsh}{\pi} + r_{S0}^2}. \quad (9.26)$$

Следует отметить, что при втором методе изготовления S-образных пружин приходится брать радиус кривизны r_s как можно меньше с тем, чтобы при этом получить значение Θ_s на диаграмме $M-\varphi$ как можно больше. В этом случае длина S-образной части пружины несколько увеличится за счет уменьшения радиуса оправки r .

Можно было бы увеличить отрезок Θ_s или, что то же самое, увеличить длину S-образной части пружины не уменьшением радиуса r_{s0} , а увеличением радиуса $\rho_{\tau s} = \rho_{\tau 0}$. Однако это не привело бы к благоприятным результатам, так как размер барабана, например, в часах «Победа» и «Звезда», как было отмечено выше, строго лимитирован и при увеличении радиуса $\rho_{\tau s}$ уменьшилось бы число оборотов барабана, чего никак нельзя допускать.

Таким образом, чтобы на таком малом радиусе оправки $r = r_{s0} + \frac{h}{2}$ (см. фиг. 248) навивать S-образную часть пружины, необходимо для этого иметь материал главным образом с высокой пластичностью; при этом радиус $r_{s0} = (10 \div 12)h$ должен обеспечить двукратный запас прочности. Это означает, что пружинная лента, изготовленная из такого материала, должна разрушаться при испытании ее на чистый изгиб примерно на радиусе $r = (5 \div 6)h$.

Пользуясь неравенствами (9.9) и (9.13), можем написать

$$\frac{r_{s \max}}{\rho_{\tau 0}} \leq \frac{r_s}{\rho_{\tau s}} \leq \frac{r_{s0}}{\rho_{\tau}} \quad (9.27)$$

Так как по условию (9.6)

$$\left. \begin{aligned} \frac{r_s}{\rho_{\tau s}} &= \frac{\beta_s}{\varphi_s}, \\ \frac{r_{s0}}{\rho_{\tau}} &= \frac{\beta_{\tau}}{\varphi_{s0}}, \\ \frac{r_{s \max}}{\rho_{\tau 0}} &= \frac{\beta_{\tau 0}}{\varphi_{s \max}}, \end{aligned} \right\} \quad (9.28)$$

то, заменяя в неравенстве (9.27) отношение радиусов соответствующими отношениями углов, будем иметь

$$\frac{\beta_{\tau 0}}{\varphi_{s \max}} \leq \frac{\beta_s}{\varphi_s} \leq \frac{\beta_{\tau}}{\varphi_{s0}} \quad (9.29)$$

На фиг. 250 эти углы нанесены на диаграмме $M-\varphi$ и показывают, на каком участке диаграммы происходит образование S-образной части пружины (см. заштрихованную площадь).

Так как при помощи формул (9.10), (9.12), (9.25), (9.26), (9.14) и (9.15) в зависимости от метода изготовления возможно определять все значения радиусов, а следовательно, согласно урав-

нению (9.28) и все значения углов, то мы можем теперь сказать, насколько эти отношения радиусов (или отношения углов) меньше единицы (см. условие 9.6). Как известно, это условие является одним из важных условий для изготовления S-образной пружины.

Из диаграммы $M-\varphi$ (см. фиг. 250) нетрудно заметить, что при изготовлении S-образной пружины необходимо в первую очередь соблюдать отношение углов

$$\frac{\beta_{\tau 0}}{\varphi_{S \max}} \leq 1, \quad (9.30)$$

так как отношение других углов $\frac{\beta_{\tau}}{\varphi_{S 0}}$ получится заведомо [меньше отношения $\frac{\beta_{\tau 0}}{\varphi_{S \max}}$.

Вычисления показывают, что для S-образных пружин отношение текущих углов $\frac{\beta_S}{\varphi_S}$ практически может колебаться в пределах

$$1 = \frac{\beta_{\tau 0}}{\varphi_{S \max}} \leq \frac{\beta_S}{\varphi_S} \leq \frac{\beta_{\tau}}{\varphi_{S 0}} = 0,25.$$

Заметим, что при отношении углов $\frac{\beta_{\tau 0}}{\varphi_{S \max}} = 1$, прямое и обратное

нагружение и разгружение образца должно происходить только в упругой области, и в этом случае

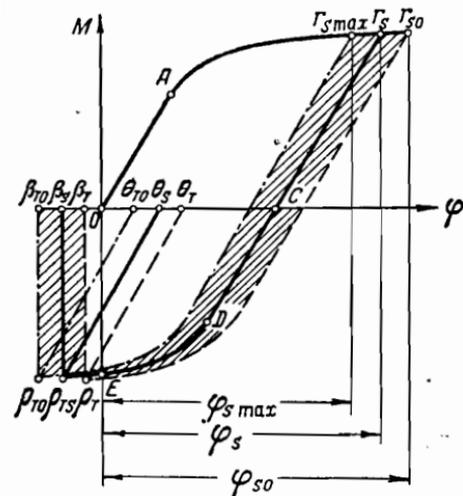
$$\theta_S = 0,$$

$$\beta_{\tau 0} = \varphi_{S \max} \leq \varphi_{\text{пр}}.$$

Описанные нами два метода изготовления S-образной пружины, как известно, основаны на методах заневольивания спиральной и S-образной частей пружины вокруг своих оправок при наличии готовой термически обработанной пружинной ленты, отвечающей указанным выше техническим требованиям.

В связи с освоением в Советском Союзе новых высокопрочных антикоррозионных и антимангнитных сплавов типа К-40 для нас представляет большой практический интерес рассмотрение еще одного метода изготовления S-образной пружины.

Сущность третьего метода состоит в том, что после навивки S-образной части пружины на оправку большого радиуса всю пружину, навитую из холоднокатаной плющеной ленты, изготовленной из сплава К-40, подвергают термической обработке, нагревая ее в печи до 350—400° С в течение 1—1,5 часов.

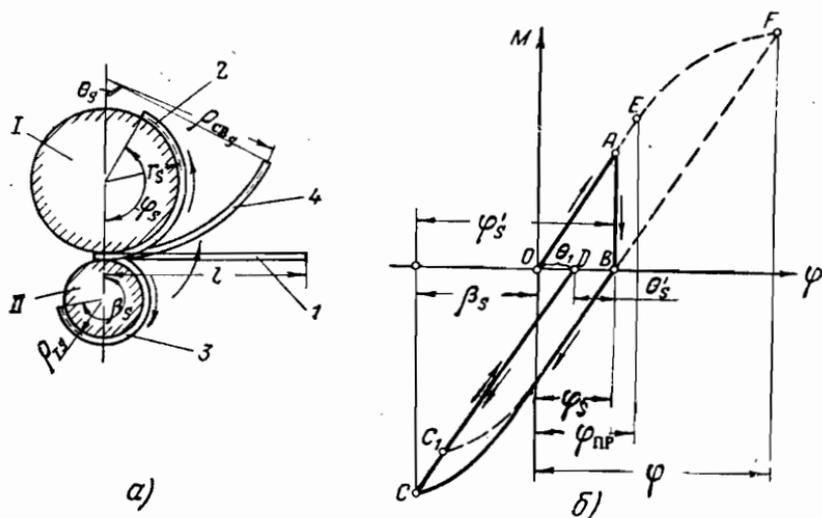


Фиг. 250. Область работы S-образной части пружины на диаграмме $M-\varphi$.

Таким образом, при третьем методе форма S-образной пружины получается в сочетании операции заневоливания и термической обработки.

Для того чтобы пояснить сказанное, рассмотрим работу элемента S-образной части пружины и ее диаграмму $M-\varphi$ (фиг. 251).

Здесь элемент прямой ленты l длиной l изгибается вокруг большой оправки I по дуге круга и приобретает кривизну, равную радиусу r_s , при которой напряжения не превосходят предела про-



Фиг. 251. Схема работы элемента S-образной части пружины и ее диаграмма $M-\varphi$ как разновидность второго метода изготовления S-образной пружины.

порциональности (см. положение 2 на фиг. 251,а). На диаграмме же $M-\varphi$ (фиг. 251,б) это соответствует нагружению элемента от точки O до точки A .

Но так как элемент S-образной части пружины, изготовленный из сплава К-40, в положении 2 подвергают термической обработке (отпуску), то в результате этой операции снимаются напряжения в элементе пружины, которые возникли при изгибе его вокруг оправки I . Этому положению на диаграмме $M-\varphi$ соответствует точка B .

Если теперь элемент S-образной части пружины после операции отпуска из положения 2 изгибать в обратную сторону вокруг оправки II до радиуса кривизны r_{ts} (см. фиг. 251,а), то этому положению 3 на диаграмме $M-\varphi$ будет соответствовать точка C .

Изогнутый на оправке II до радиуса r_{ts} элемент S-образной части пружины после освобождения займет положение 4, так как разгрузка элемента, как это видно из диаграммы $M-\varphi$ (фиг. 251,б), происходит по прямой CD .

В положении 4 названный элемент принимает свою свободную форму и имеет радиус кривизны $\rho_{\text{св}} s$.

Если бы элемент S-образной части пружины в точке A диаграммы $M-\varphi$ не подвергли отпуску, а продолжали бы нагружать его до точки F (см. пунктирную кривую AEF), а затем разгружали и нагружали бы так, чтобы кривая прошла через точки B, C₁ и D, как это мы делали при втором методе (см. фиг. 251,б), то в этом случае получили бы примерно ту же форму S-образной пружины, что и третьим методом. Только в последнем случае S-образную пружину, изготовленную из холоднокатаной плющеной ленты из стали марки К-40, пришлось бы подвергнуть термической обработке после окончательного ее изготовления.

Из изложенного следует, что третий метод изготовления S-образной пружины все же лучше второго, так как, подвергая пружину отпуску после навивки S-образной ее части на оправку большего радиуса, при котором напряжения не превосходят предела пропорциональности, и предохраняя тем самым материал пружинной ленты от значительных остаточных деформаций, исключаем возможность навивки S-образной части ее на оправках малого радиуса.

При третьем методе изготовления S-образной пружины исключается также влияние эффекта Баушингера, вследствие которого рабочий участок нагружения и разгружения CD получается несколько длиннее, чем отрезок C₁D, получаемый навивкой на малой оправке (см. фиг. 251,б).

Кроме того, опыты показывают, что навивка S-образной части пружины на малой оправке и изгиб ее в противоположную сторону (вокруг тугонамотанных витков спиральной части пружины небольшого радиуса $\rho_{\tau s}$) на значительной длине пружины образуют граненую поверхность (мятины)¹.

Такого явления, например, не наблюдается у пружин, S-образная часть которых отпущена после навивки на оправке большего радиуса, при котором напряжения не превосходят предела пропорциональности.

Согласно представленной диаграмме $M-\varphi$ (см. фиг. 251,б) основным уравнением для расчета и построения S-образной части пружины при третьем методе изготовления является

$$\theta_s = \varphi_s - \theta'_s, \quad (9.31)$$

где

$$\varphi_s = \lambda \varphi_{\text{np}} = \lambda \frac{l}{r_{s \text{ np}}}, \quad (9.32)$$

$$\theta'_s = \frac{a_1}{p} (\varphi'_s - \varphi_{\text{np}})^k. \quad (9.33)$$

В последнем уравнении

$$\varphi'_s = \beta_s + \varphi_s = \frac{l}{\rho_{\tau s}} + \lambda \varphi_{\text{np}}. \quad (9.34)$$

¹ Это наблюдается особенно при навивке термообработанной ленты.

Подставляя полученные выражения φ_S и Θ_S в уравнение (9.31), будем иметь окончательно

$$\Theta_S = \lambda \varphi_{\text{нр}} - \frac{a_1}{p} \left[\frac{l}{\rho_{TS}} - (1-\lambda) \varphi_{\text{нр}} \right]^k, \quad (9.35)$$

где коэффициент пропорциональности $\lambda \leq 1$.

Значение радиуса $r_{S_{\text{нр}}}$ следует определять из равенства

$$r_{S_{\text{нр}}} \approx (60 \div 70) h. \quad (9.36)$$

Так как текущее значение r_S (см. фиг. 248) изменяется в пределах

$$r_{S_0} \leq r_S \leq r_{S_{\text{max}}},$$

то значение r_{S_0} в нашем случае определится формулой

$$r_{S_0} = \frac{r_{S_{\text{нр}}}}{\lambda}. \quad (9.37)$$

Тогда любое текущее значение r_S , в том числе и $r_{S_{\text{max}}}$, легко определить по формуле (9.23).

Текущее значение радиуса кривизны ρ_{TS} , входящее в уравнение (9.35), может быть вычислено формулой (9.24).

2. МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ СВОБОДНОЙ ФОРМЫ S-ОБРАЗНОЙ ПРУЖИНЫ ПО ЗАДАННОЙ ДИАГРАММЕ $M-\varphi$

Ниже будет показано, что при наличии диаграммы $M-\varphi$, полученной с помощью прибора с невесомым рычагом, можно легко построить свободную форму S-образной пружины, пользуясь уравнениями:

а) для спиральной части пружины

$$\rho_{\text{св}} = \frac{l}{\Theta}; \quad (9.38)$$

б) для S-образной части пружины

$$\rho_{\text{св} S} = \frac{l}{\Theta_S}, \quad (9.39)$$

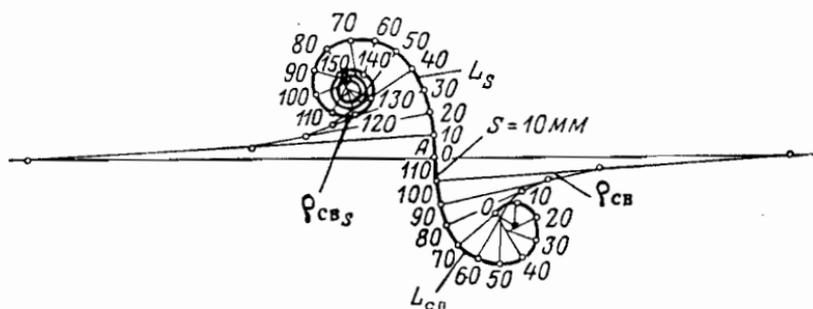
где l — рабочая длина испытуемой части образца на приборе, равная 4 мм;

Θ и Θ_S — углы остаточных деформаций, принадлежащих соответственно спиральной и S-образной частям пружины, которые определяются или графически с помощью диаграммы $M-\varphi$, пользуясь при этом законом разгрузки, или аналитически, прибегая к формулам (4.23), (9.7), (9.22) или (9.35) в зависимости от метода изготовления S-образной пружины.

Для построения формы S-образной пружины делим длину всей пружины L на две части. Длину спиральной части берем $L_{\text{св}} = (1/4 -$

$\frac{1}{3})L$; тогда соответственно находим длину S-образной части $L_S = = (\frac{3}{4} - \frac{2}{3})L$.

Разбиваем длину спиральной и S-образной частей пружины на равные элементарные участки (по 10 мм) и для каждого такого



Фиг. 252 Построение S-образной пружины.

участка определяем радиусы кривизны $r_{св}$ и $r_{свS}$, пользуясь формулами (9.38) и (9.39).

Результаты вычисления сводим в таблицы, по которым, пользуясь методом круговых засечек, строим искомую форму S-образной пружины.

На фиг. 252 показана S-образная пружина (размерами $0,12 \times 1,5 \times 330$ мм), построенная на основании диаграммы $M-\varphi$, представленной на фиг. 253. При построении формы этой пружины мы пользовались формулами для второго метода изготовления S-образных пружин.

Как видно из фиг. 252, радиусы кривизны спиральной части $r_{св}$ имеют положительные значения, а радиусы кривизны S-образной части $r_{свS}$ начиная с точки сопряжения A — отрицательные.

Указанным методом можно построить искомую форму S-образной пружины с любой для практики точностью. Для этого

нужно лишь взять достаточно большое число промежуточных точек.

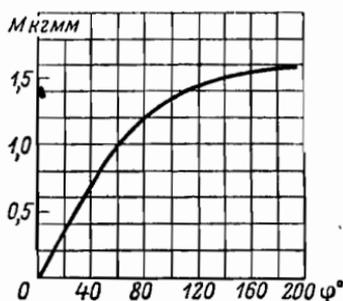
3. ВЫВОД ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧИСЛА ВИТКОВ СВОБОДНОЙ S-ОБРАЗНОЙ ПРУЖИНЫ

Свободная S-образная пружина, как это видно из фиг. 252, состоит из положительных $n_{св}$ и отрицательных $n_{свS}$ витков.

Для определения значений этих витков воспользуемся известным равенством

$$l = r\varphi = r_{св}\theta, \quad (9.40)$$

где l — длина рабочей части образца, испытываемого на приборе с невесомым рычагом;



Фиг. 253. Диаграмма $M-\varphi$ для плоской пружинной ленты сечением $0,12 \times 1,5$ мм.

ρ — радиус изгиба образца;
 φ — угол изгиба образца;
 $\rho_{св}$ — радиус кривизны освобожденного образца;
 Θ — угол остаточной деформации.

Из последнего равенства можем написать для спиральной части S-образной пружины

$$\rho_{св} = \frac{\varphi}{\Theta} \rho. \quad (9.41)$$

Аналогично для S-образной части пружины будем иметь

$$\rho_{св S} = \frac{\varphi_S}{\Theta_S} r_S. \quad (9.42)$$

Располагая формулами для определения точечных значений радиусов кривизны $\rho_{св}$ и $\rho_{св S}$ S-образной пружины, можем теперь написать значения суммарных углов остаточных деформаций для спиральной части $\alpha_{сп}$ и отдельно для S-образной части пружины α_S .

Математически это выразится следующими уравнениями:

$$\alpha_{сп} = \int_0^{L_{сп}} \frac{dS}{\rho_{св}} = \int_0^{L_{сп}} \frac{\Theta dS}{\varphi \rho}; \quad (9.43)$$

$$\alpha_S = \int_0^{L_S} \frac{dS}{\rho_{св S}} = \int_0^{L_S} \frac{\Theta_S dS}{\varphi_S r_S}. \quad (9.44)$$

В этих уравнениях, как и при построении формы S-образной свободной пружины, начало отсчета суммарных углов остаточных деформаций для спиральной части принято с внутреннего конца пружины, а для S-образной — с точки сопряжения А (фиг. 252).

Для спиральной и S-образной частей пружины, когда они плотно навиты на своих валиках, можем написать

$$\pi \rho^2 - \pi \rho_0^2 = Sh, \quad (9.45)$$

$$\pi r_S^2 - \pi r_{S0}^2 = Sh, \quad (9.46)$$

где S — текущая длина пружины.

После дифференцирования этих уравнений получим

$$dS = \frac{2\pi \rho d\rho}{h}; \quad (9.47)$$

$$dS = \frac{2\pi r_S dr_S}{h}. \quad (9.48)$$

Подставляя в уравнения (9.43) и (9.44) полученные значения dS , а также значения $\varphi = \frac{l}{\rho}$ и $\varphi_S = \frac{l}{r_S}$ и одновременно заменяя пределы интегрирования

$$\text{вместо } S=0 \quad \rho = \rho_0,$$

$$\text{вместо } S=L_{\text{сн}} \quad \rho = \rho_{\text{то}}.$$

Аналогично для S-образной части пружины

$$\text{вместо } S=0 \quad r_S = r_{S \text{ max}},$$

$$\text{вместо } S=L_{\text{сн}} \quad r_S = r_{S0}$$

будем иметь окончательно

$$\alpha_{\text{сн}} = \frac{2\pi}{hl} \int_{\rho_0}^{\rho_{\text{то}}} \Theta \rho d\rho; \quad (9.49)$$

$$\alpha_S = \frac{2\pi}{hl} \int_{r_{S \text{ max}}}^{r_{S0}} \Theta_S r_S dr_S. \quad (9.50)$$

Следовательно, число витков для спиральной и S-образной частей пружины в отдельности определится уравнениями:

$$n_{\text{св}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}}{2\pi} = \frac{1}{hl} \int_{\rho_0}^{\rho_{\text{то}}} \Theta \rho d\rho, \quad (9.51)$$

$$n_{\text{св}S} = \frac{\alpha_S}{2\pi} = \frac{1}{hl} \int_{r_{S \text{ max}}}^{r_{S0}} \Theta_S r_S dr_S. \quad (9.52)$$

В этих уравнениях значение углов остаточных деформаций Θ и Θ_S определяется по формулам (4.23) и (9.7), (9.22) или (9.35) в зависимости от метода изготовления S-образной пружины. Интегралы, входящие в уравнение (9.51) и (9.52), легко находятся графически. С этой целью достаточно умножить правые и левые части уравнений (4.23), (9.7), (9.22) или (9.35) соответственно на ρ и r_S . При этом будем иметь

$$\Theta \rho = \frac{p}{a_1} \left(\frac{l}{\rho} - \varphi_{\text{нп}} \right)^k \rho; \quad (9.53)$$

$$\Theta_S r_S = \frac{p}{a_1} \left(\frac{l}{r_S} - \varphi_{\text{нп}} \right)^k r_S; \quad (9.54)$$

$$\Theta_S r_S = \left\{ \frac{p}{a_1} \left(\frac{l}{r_S} - \varphi_{\text{нп}} \right)^k - \frac{p}{a_1} \left[\frac{l}{\rho_{\text{ТС}}} + \frac{p}{a_1} \left(\frac{l}{r_S} - \varphi_{\text{нп}} \right)^k - \varphi_{\text{нп}} \right]^k \right\} r_S \quad (9.55)$$

или

$$\Theta_S r_S = \left\{ \lambda \varphi_{\text{нп}} - \frac{a_1}{p} \left[\frac{l}{\rho_{\text{ТС}}} - (1-\lambda) \varphi_{\text{нп}} \right]^k \right\} r_S. \quad (9.56)$$

Задаваясь различными значениями ρ в пределах от ρ_0 до ρ_{T0} , по уравнению (9.53) строим кривую $\theta\rho = f(\rho)$ для спиральной части S-образной пружины и откладываем ее вверх от оси абсцисс (фиг. 254). Затем, задаваясь также различными значениями r_S в пределах от $r_{S \max}$ до r_{S0} , по уравнению (9.54), (9.55) или (9.56) строим на том же графике кривую $\theta_S r_S = f(r_S)$ для S-образной части пружины, откладывая ее вниз от оси абсцисс, так как витки $n_{cb S}$ изогнуты в сторону, противоположную спиральным виткам.

Так как площади кривых зависимостей $\theta\rho = f(\rho)$ и $\theta_S r_S = f(r_S)$ (см. фиг. 254) представляют интегралы $\int_{\rho_0}^{\rho_{T0}} \theta\rho d\rho$

и $\int_{r_{S \max}}^{r_{S0}} \theta_S r_S dr_S$, то, обозначая их соответственно через F_1 и F_2 , можем уравнения (9.51) и (9.52) представить в виде

$$n_{cb} = \frac{F_1}{hl}, \quad (9.57)$$

$$n_{cb S} = \frac{F_2}{hl}. \quad (9.58)$$

Таким образом, определив в отдельности для спиральной части и в отдельности для S-образной части пружины значения числа витков n_{cb} и $n_{cb S}$, мы можем теперь определить расчетное число витков свободной S-образной пружины как разность между этими витками, т. е.

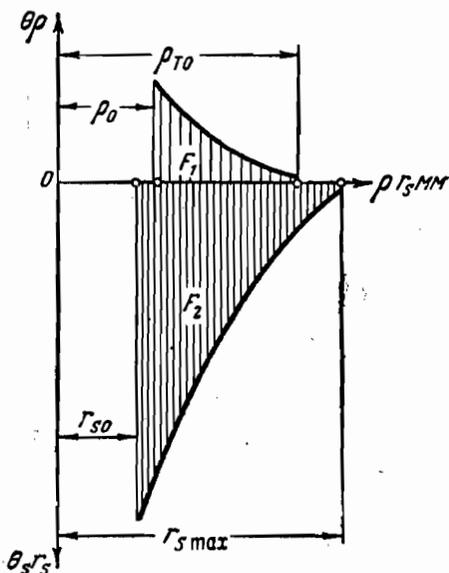
$$N_{cb S} = n_{cb} - n_{cb S} = \frac{1}{hl} [F_1 - F_2]. \quad (9.59)$$

Полученное расчетное число витков $N_{cb S}$ в зависимости от величины площадей F_1 и F_2 может иметь знак либо положительный, либо отрицательный.

Величину теоретических моментов S-образной пружины — M_{\min} и M_{\max} — можно определить приближенно по формулам (6.51) и (6.52), подставляя в них вместо n_{cb} значение $N_{cb S}$.

4. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ S-ОБРАЗНОЙ ПРУЖИНЫ ИЗ СПЛАВА К-40

В основу предлагаемой технологии изготовления S-образной пружины из сплава К-40 положена схема работы элемента S-образной части пружины и ее диаграмма $M-\phi$, представленная на фиг. 251.



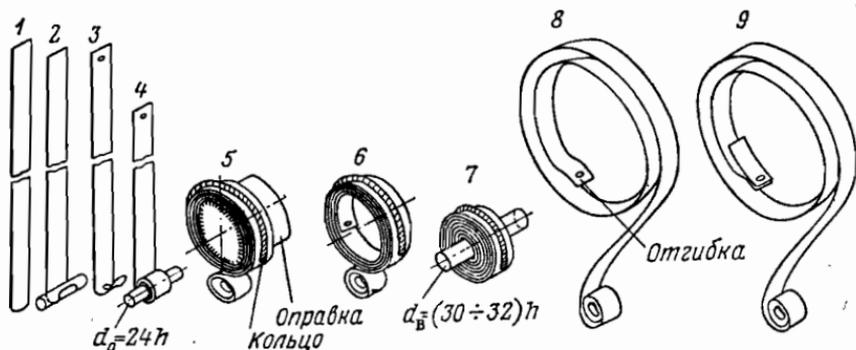
Фиг. 254. Кривые зависимостей $\theta\rho$ — ρ и $\theta_S r_S$ — r_S для спиральной и S-образной части пружины.

Здесь, как известно, показан третий метод изготовления S-образной пружины. Согласно этому методу изготовления и разработана примерная технология для мелких S-образных часовых пружин, включающая девять операций¹ (фиг. 255):

1) рубка плющеной полированной ленты на заготовки по длине пружины;

2) загибка внутреннего конца пружины на двух или трех оправках с последующим уменьшением диаметров $(32-28-24)h$, где h — номинальная толщина ленты. Эта операция выполняется при помощи специального приспособления;

3) пробивка отверстий наружного и внутреннего изогнутого концов пружины;



Фиг. 255. Технология изготовления S-образной пружины из сплава К-40.

4) навивка внутреннего конца пружины на 3,5 витка на оправке диаметром $d_0 = 24h$. Такой размер оправки выбран для обеспечения плотного прилегания внутреннего освобожденного витка на валик пружины $d_в = (30 \div 32)h$;

5) навивка S-образной части пружины на оправке диаметра, при котором напряжения не превосходят предела пропорциональности. При выборе размера этой оправки следует пользоваться формулой (9.37). Перед началом навивки на крючок оправки надевают наружный конец пружины с пробитым отверстием. После навивки на плотнонавитые витки S-образной части пружины надевают разрезное кольцо небольшого размера и снимают пружину с оправки. Для освобождения пружины от оправки внутренний диаметр кольца делают на $(2 \div 3)h$ больше наружного диаметра плотнонавитых на оправке витков S-образной части пружины;

6) термическая обработка пружин путем их нагревания в печи в специальных закрытых коробках до $350-400^\circ\text{C}$ в течение 1—1,5 часов;

7) навивка всей пружины вокруг оправки, равной диаметру валика пружины $d_в = (30 \div 32)h$. Предварительно перед навивкой внутренний изогнутый конец пружины надевают на крючок оправ-

¹ В данной технологии исключена операция отжига концов пружины.

ки. После навивки пружины на специальном приспособлении на нее надевают разрезное кольцо соответствующего диаметра и, слегка повернув пружину в обратную сторону навивки, снимают ее с оправки. Пружину в таком напряженном состоянии выдерживают в кольце в течение 48 час.;

8) освобождение пружины из кольца и отгибка наружного конца S-образной пружины (фиг. 255, поз. 8);

9) клепка пластины V-образного крепления.

Таким образом, мы видим, что технология изготовления S-образных пружин из плющеной ленты марки К-40 не представляет собой ничего сложного.

По этой технологии нами были изготовлены опытные образцы S-образных пружин для наручных часов «Победа». Испытания этих пружин дали хорошие результаты.

По указанной технологии можно изготавливать S-образные пружины и для часов «Заря», «Салют», «КЧ» и других.

Для организации массового изготовления S-образных пружин необходимо окончательная отработка детали технологии.

При освоении S-образной пружины следует:

а) выбрать наиболее выгодный режим термической обработки сплава;

б) провести экспериментальные работы по установлению оптимальной толщины для этих пружин.

Для S-образных пружин представляется возможным несколько уменьшить толщину небольшим повышением предела пропорциональности материала путем его термической обработки.

Осуществление такого мероприятия является весьма желательным, так как при этом можно несколько увеличить длину пружины и тем самым получить более пологую характеристику кривой момента при спуске;

в) добиться высокого качества обработки поверхности ленты и выбрать соответствующую смазку для этих пружин.

Частота поверхности ленты у этих пружин должна быть возможно более высокой;

г) провести экспериментальные работы по изучению наружного крепления S-образной пружины. В предлагаемой технологии изготовления S-образной пружины применено V-образное крепление. Может оказаться более целесообразным применение мечевидной накладки. Для S-образных пружин этот вопрос требует специального изучения.

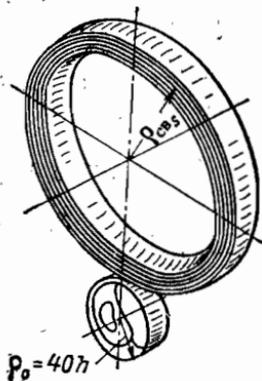
5. S-ОБРАЗНЫЕ ЖЕЛОБЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ МАКСИМАЛЬНУЮ ПОТЕНЦИАЛЬНУЮ ЭНЕРГИЮ, ВЫРАВНЕННЫЙ МОМЕНТ ПРИ СПУСКЕ И ПОВЫШЕННУЮ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Из анализа работы S-образных пружин видно, что эти пружины в том виде, в каком они применяются в часовой технике, хотя и дают несколько лучшие результаты, чем такие же спиральные пружины, тем не менее эти S-образные пружины по своей начальной форме и по размерам валика барабана не в полной мере обеспе-

чивают максимальную потенциальную энергию, повышенную долговечность и выравненный момент при спуске.

Для того чтобы эти пружины давали самую максимальную потенциальную энергию с одновременным повышением долговечности и обеспечением практически постоянного момента при спуске, необходимо:

1. Полностью ликвидировать спиральную часть витков $n_{св}$ S-образной пружины, оставив лишь внутренний конец для закрепления (фиг. 256).



Фиг. 256. S-образная желобчатая пружина.

2. Форму S-образной части пружины выполнять в виде плотнавитых колец с одинаковым постоянным радиусом $R_{свS}$ (фиг. 256). Такая пружина будет состоять целиком из отрицательных витков.

3. Желоб по сечению пружины выполнять выпуклостью к центру кольца навитых витков с целью повышения предела пропорциональности материала и некоторого увеличения момента спуска пружины. Технология изготовления подобных пружин такова, что образование желоба по сечению и образование начальной кривизны пружины постоянного радиуса происходят одновременно при пропускании под давлением незакаленной ленты через специальные приспособления с роликами или шариками со втулкой.

4. При изготовлении таких пружин следует увеличивать радиус $R_0 = 40h$ для работы всей пружины в пределах пропорциональности. При этом новая желобчатая пружина с постоянной начальной кривизной будет, очевидно, так же перемещаться плотным кольцом в барабане, как перемещается плотным кольцом прямая желобчатая пружина.

Следовательно, метод проектировочного расчета прямой желобчатой пружины, изложенный в гл. VIII, целиком может быть использован и для расчета S-образных желобчатых пружин, изготовленных согласно изложенным требованиям. При этом в расчетных формулах следует учитывать влияние отрицательных витков $N_{свS}$.

Ниже приводится методика расчета S-образных желобчатых пружин (или желобчатых пружин с постоянной начальной кривизной) с учетом указанных отрицательных витков $N_{свS}$.

6. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА S-ОБРАЗНЫХ ЖЕЛОБЧАТЫХ ПРУЖИН

При заданных исходных данных $M_{мин}$, n_p и M_m , а также коэффициентах m_1 , m_2 и μ устанавливаем следующий порядок расчета.

1. Определяем отношение радиусов a по формуле (8.49)

$$a = 1 + \frac{n_p}{m_1} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{n_p}{m_1} \right)^2 - 1 \right]}.$$

2. По значениям a и m_1 определяем число витков тугозаведенной пружины n_τ , пользуясь формулой (8.46)

$$n_\tau = m_1 \left(\sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} - 1 \right).$$

3. Задаваясь из практических соображений числом свободных отрезательных витков S-образной желобчатой пружины $N_{cbS} = \frac{n_\tau}{3 \div 5}$, находим величины D_{1S} , D_{2S} , D'_{1S} и D'_{2S} по уравнениям

$$D_{1S} = \frac{(n_\tau + N_{cbS} - n_p) m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_\tau + N_{cbS} - n_p)^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)}; \quad (9.62)$$

$$D_{2S} = \frac{2 (n_\tau + N_{cbS} - n_p)^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_\tau + N_{cbS} - n_p)^4]}; \quad (9.63)$$

$$D'_{1S} = \frac{(n_\tau + N_{cbS}) m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_\tau + N_{cbS})^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)}; \quad (9.64)$$

$$D'_{2S} = \frac{2 (n_\tau + N_{cbS})^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_\tau + N_{cbS})^4]}. \quad (9.65)$$

4. По заданному отношению моментов механизма $\mathfrak{M}_m = 1$ и вычисленным величинам D_{1S} ; D'_{1S} ; D_{2S} и D'_{2S} находим потребный коэффициент трения f по формуле

$$f = \frac{D'_{1S} - D_{1S} \mathfrak{M}_m}{D_{2S} - D'_{2S} \mathfrak{M}_m}. \quad (9.66)$$

Для ускорения вычислений по приведенным формулам, а также для быстрого подбора одних параметров по заданным другим параметрам на фиг. 257 приведен график для определения величин a , f , D_{1S} , D_{2S} , D'_{1S} , D'_{2S} по заданным параметрам n_p , $\mathfrak{M}_m = 1$, $N_{cbS} = \frac{n_\tau}{3}$ и коэффициентам $m_1 = 40$; $m_2 = 100 - 200$ и $\mu = 0,3$.

5. Зная величину минимального (потребного) момента механизма $M_{m \min}$ и задаваясь шириной пружины b и модулем упругости E , определяем толщину S-образной желобчатой пружины по формуле

$$h = \sqrt{\frac{M_{m \min}}{(D_{1S} - D_{2S} f) E b}}. \quad (9.67)$$

6. Определяем длину упругой части пружины, пользуясь формулой (8.45)

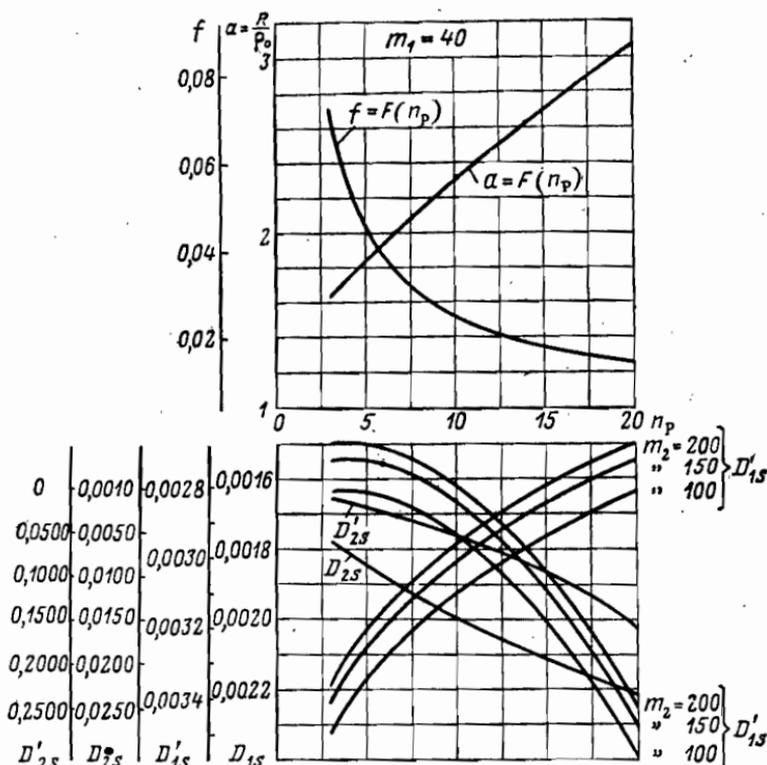
$$L = \frac{\pi m_1^2}{2} (a^2 - 1) h.$$

Длина внутреннего и наружного отожженных концов пружины определяется по формулам (2.1) и (2.2)

$$L_{o.в} = (2,5 - 3,0) \pi m_1 h,$$

$$L_{o.н} = (1,25 - 1,5) \pi m_1 h,$$

где вместо m в нашем случае взято m_1 .



Фиг. 257. График для определения параметров S-образной желобчатой пружины— a , f , D_{1s} , D_{2s} , D_{1s}' и D_{2s}' .

Тогда длина заготовки пружины определится формулой

$$L_{заг} = L + L_{o.в} + L_{o.н}$$

7. Определяем начальный радиус кривизны внутреннего упругого конца пружины ρ_0 по формуле (8.34)

$$\rho_0 = m_1 h.$$

8. Определяем радиус валика r , пользуясь формулой (2.4)

$$r = \rho_0 - 1,5h.$$

9. Находим внутренний радиус заводного барабана по формуле (8.44)

$$R = am_1h.$$

10. Находим радиус желоба пружины $R_{ж}$ и его стрелу прогиба H по формулам (8.37) и (8.41)

$$R_{ж} = m_2h;$$

$$H = R_{ж} \left(1 - \cos \frac{b}{2R_{ж}} \right).$$

11. Определяем средний радиус колец прижатых витков свободной S-образной желобчатой пружины по формуле

$$\rho_{св S} = \frac{n_T(\rho_0 + n_T h)}{N_{св S}}. \quad (9.68)$$

12. Строим кривую спуска S-образной желобчатой пружины, пользуясь уравнением

$$M_{сн} = \left\{ \frac{(n_T + N_{св S} - n_p) m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4(n_T + N_{св S} - n_p)^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)} - \frac{2(n_T + N_{св S} - n_p)^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4(n_T + N_{св S} - n_p)^4]} f \right\} E b h^2. \quad (9.69)$$

Для построения кривой момента спуска этой пружины по оси ординат откладываем моменты спуска пружины $M_{сн}$, а по оси абсцисс откладываем $n_n = n_T + N_{св S} - n_p$, где $n_T + N_{св S}$ — величина постоянная для данной пружины; n_p — текущая величина (изменяется от нуля до заданного своего конечного значения).

7. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Для часового механизма необходимо рассчитать S-образную желобчатую пружину, если потребный (минимальный) момент механизма

$$M_{м \min} = M_{сн \min} = 2,2 \text{ кгмм}$$

и на диапазоне рабочих оборотов заводного барабана $n_p = 11,6$ отношение моментов механизма составляет

$$\Omega_M = \frac{M_{м \max}}{M_{м \min}} = \frac{M_{сн \max}}{M_{сн \min}} = 1,1.$$

Пружина должна быть изготовлена из антимагнитного и антикоррозийного сплава К-40, у которого модуль упругости $E = 22\,000 \text{ кг/мм}^2$.

1. Задаемся коэффициентом прочности $m_1=40$ и определяем величину отношения радиусов по формуле

$$a = 1 + \frac{n_p}{m_1} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{n_p}{m_1} \right)^2 - 1 \right]} =$$

$$= 1 + \frac{11,6}{40} + \sqrt{2 \left[\left(1 + \frac{11,6}{40} \right)^2 - 1 \right]} = 2,442.$$

2. Определяем число витков тугозаведенной пружины n_T , пользуясь формулой

$$n_T = m_1 \left(\sqrt{\frac{a^2 + 1}{2}} - 1 \right) = 40 \left(\sqrt{\frac{2,442^2 + 1}{2}} - 1 \right) = 34,6 \text{ витка.}$$

3. Определяем число отрицательных свободных витков S-образной желобчатой пружины, пользуясь отношением

$$N_{cb S} = \frac{n_T}{5} = \frac{34,6}{5} = 6,93 \approx 7 \text{ витков.}$$

4. Определяем величины D_{1S} , D_{2S} , D'_{1S} и D'_{2S} , задаваясь коэффициентами $m_2=100$ и $\mu=0,3$

$$D_{1S} = \frac{(n_T + N_{cb S} - n_p) m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_T + N_{cb S} - n_p)^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)} =$$

$$= \frac{(34,6 + 7 - 11,6) 40^2 (2,442^2 - 1)}{3 [40^4 (2,442^2 - 1)^2 - 4 (34,6 + 7 - 11,6)^4]} +$$

$$+ \frac{0,3}{12 \cdot 100 \cdot 0,91} = 0,001602;$$

$$D_{2S} = \frac{2 (n_T + N_{cb S} - n_p)^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_T + N_{cb S} - n_p)^4]} =$$

$$= \frac{2 (34,6 + 7 - 11,6)^4}{3 [40^4 (2,442^2 - 1)^2 - 4 (34,6 + 7 - 11,6)^4]} = 0,009026;$$

$$D'_{1S} = \frac{(n_T + N_{cb S}) m_1^2 (a^2 - 1)}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_T + N_{cb S})^4]} + \frac{\mu}{12 m_2 (1 - \mu^2)} =$$

$$= \frac{(34,6 + 7) 40^2 (2,442^2 - 1)}{3 [40^4 (2,442^2 - 1)^2 - 4 (34,6 + 7)^4]} + \frac{0,3}{12 \cdot 100 \cdot 0,91} = 0,002430.$$

$$D'_{2S} = \frac{2 (n_T + N_{cb S})^4}{3 [m_1^4 (a^2 - 1)^2 - 4 (n_T + N_{cb S})^4]} =$$

$$= \frac{2 (34,6 + 7)^4}{3 [40^4 (2,442^2 - 1)^2 - 4 (34,6 + 7)^4]} = 0,039082.$$

5. Определяем величину потребного коэффициента трения по формуле

$$f = \frac{D_{1S} - D_{1S} m_m}{D_{2S} - D_{2S} m_m} = \frac{0,002430 - 0,001602 \cdot 1,1}{0,039082 - 0,009026 \cdot 1,1} = 0,023.$$

6. Задаваясь из конструктивных соображений шириной пружины $b = 5$ мм и зная величину модуля упругости сплава К-40 $E = 22\,000$ кг/мм², находим толщину S-образной желобчатой пружины по формуле

$$h = \sqrt{\frac{M_{\text{м min}}}{(D_{1S} - D_{2S} f) E b}} = \sqrt{\frac{2,2}{(0,001602 - 0,009026 \cdot 0,023) \cdot 22000 \cdot 5}} = 0,12 \text{ мм.}$$

7. Определяем длину упругой части пружины по формуле

$$L = \frac{\pi m_1^2}{2} (a^2 - 1) h = \frac{3,14 \cdot 40^2}{2} (2,442^2 - 1) \cdot 0,12 = 1500 \text{ мм.}$$

Длины отожженных концов пружины находим по формулам

$$L_{\text{о. в}} = 3 \pi m_1 h = 3 \cdot 3,14 \cdot 40 \cdot 0,12 \approx 45 \text{ мм;}$$

$$L_{\text{о. н}} = 1,5 \pi m_1 h = 1,5 \cdot 3,14 \cdot 40 \cdot 0,12 = 22,5 \text{ мм.}$$

Длину заготовки пружины находим по формуле

$$L_{\text{заг}} = L + L_{\text{о. в}} + L_{\text{о. н}} = 1500 + 45 + 22,5 = 1567,5 \text{ мм.}$$

8. Определяем начальный радиус кривизны внутреннего упругого конца пружины ρ_0 и радиус валика r по формулам:

$$\rho_0 = m_1 h = 40 \cdot 0,12 = 4,8 \text{ мм;}$$

$$r = \rho_0 - 1,5h = 4,8 - 1,5 \cdot 0,12 = 4,62 \text{ мм.}$$

9. Находим величину внутреннего радиуса заводного барабана

$$R = a m_1 h = 2,442 \cdot 40 \cdot 0,12 = 11,75 \text{ мм.}$$

10. Определяем радиус желоба пружины $R_{\text{ж}}$ и его стрелу прогиба H по формулам:

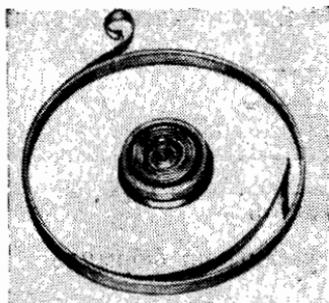
$$R_{\text{ж}} = m_2 h = 100 \cdot 0,12 = 12 \text{ мм;}$$

$$H = R_{\text{ж}} \left[1 - \cos \frac{b}{2R_{\text{ж}}} \right] = 12 \left[1 - \cos \frac{5}{2 \cdot 12} \right] = 0,26 \text{ мм.}$$

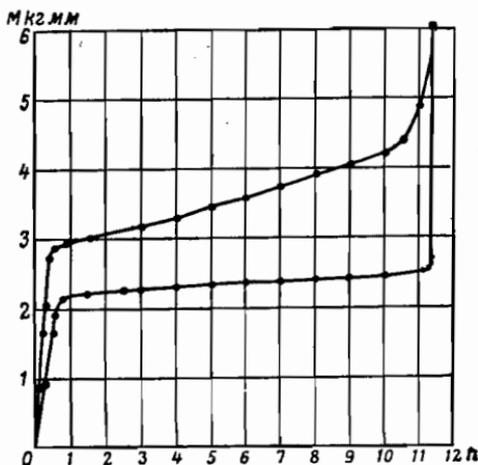
11. Определяем радиус колец прижатых витков свободной S-образной желобчатой пружины по формуле

$$\rho_{\text{св S}} = \frac{n_{\text{т}} (\rho_0 + n_{\text{т}} h)}{N_{\text{св S}}} = \frac{34,6 \cdot (4,8 + 34,6 \cdot 0,12)}{7} = 44,3 \text{ мм.}$$

На фиг. 258 показана форма свободной S-образной желобчатой пружины, изготовленной нами на основании данного расчета из сплава К-40. На этой же фигуре показана пружина в барабане.



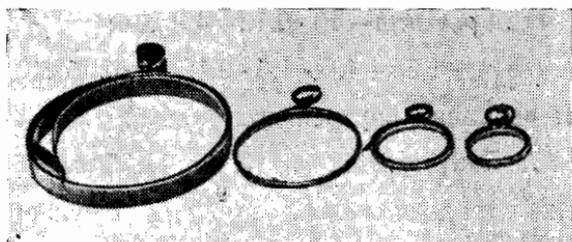
Фиг. 258. S-образная желобчатая пружина со своим барабаном.



Фиг. 259. Диаграмма работы S-образной желобчатой пружины.

Из этой фигуры наглядно видно, что пружина в барабане действительно перемещается плотным кольцом.

На фиг. 259 показана экспериментальная диаграмма моментов этой S-образной желобчатой пружины, из которой видно, что с помощью S-образной желобчатой пружины действительно получаем довольно пологую кривую спуска, вполне удовлетворяющую условиям поставленной задачи.



Фиг. 260. Опытные образцы S-образных желобчатых пружин различных размеров, изготовленных из сплава К-40.

В самом деле, при сохранении заданного в технических условиях потребного (минимального) момента спуска пружины получаем фактически на диапазоне десяти оборотов барабана изменения величины отношения моментов $\mathfrak{M}_{\text{сп}} = \frac{M_{\text{сп max}}}{M_{\text{сп min}}} = 1,1$.

Приведенная на фиг. 259 диаграмма S-образной желобчатой пружины была снята после испытания на долговечность этой пружины до 7000 циклов. При этом начальная форма пружины несколько не изменилась.

На фиг. 260 показаны различные опытные образцы S-образных желобчатых пружин, изготовленные нами в лаборатории точного приборостроения МВТУ имени Баумана. Эти пружины сделаны из антикоррозийного и антимангнитного сплавов К-30 и К-40.

В настоящее время эти сплавы хорошо освоены Институтом прецизионных сплавов ЦНИИЧЕРМЕТ и поэтому их можно широко применять в приборостроении для изготовления как прямых желобчатых, так и S-образных желобчатых пружин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев Г., История часов, ОНТИ, 1937.
2. Данилевский В. В., Русская техника, изд. 2-е, 1948.
3. Литинецкий И. Б., М. В. Ломоносов — основоположник отечественного приборостроения, ГТТИ, 1952.
4. Маркс К. и Энгельс Ф., Сочинения, т. XXIII, Госиздат, М.—Л., 1930.
5. Дроздов Ф. В., Детали приборов, Оборонгиз, 1948.
6. Левитан Е. И., Часовые механизмы дистанционных трубок, Оборонгиз, 1944.
7. Аксельрод З. М., Часовые механизмы, Машгиз, 1947.
8. Resal M. H., Des Applications de la Mecanique a l'horlogerie, «Annales des Mines», 1866, Vol 10, p. 423—460.
9. Sander W., Uhrenlehre, 1923.
10. Grossman J. H., Horlogerie théoretique, 1912.
11. Degallier E., Tables des Ressorts — Moteur, 1918.
12. Bouass H., Pendule, spirale, diapason, 1920, Paris, Vol. 1, p. 384—413.
13. Wodlow E. C., Spiral springs for spring-driven motors, «The Engineer», 1930.
14. Van den Brock J. A., Spiral Springs, «Transactions of the Am. Soc. of Mech. Eng.», 1931.
15. Bock H., Zur Theorie der Zugfedern, «Zeitschrift für Instrumentenkunde», Heft 6, 1935.
16. Donat A., Technique du réglage des appareils horaires. Système balancier spirale, Paris, 1931, p. 26—31.
17. Сергеевы Ф. и В., Расчет двигательных пружин в часовых механизмах, журн. «Точная Индустрия», 1931, № 3—4.
18. Ягн Ю. Н., Исследование условий, при которых спиральная пружина работает без трения между витками, Труды Ленинградского Института Точной Механики и Оптики, Том 1, вып. 1, Оборонгиз, 1939.
19. Попов Е. П., Нелинейные задачи статики тонких стержней, Гостехиздат, 1948.
20. Чернышов Н. А., Пономарев С. Д., Лихарев К. К. и Лопухин А. Г., К расчету спиральных пружин. Сб. «Новые методы расчета пружин», под ред. С. Д. Пономарева, Машгиз, 1946.
21. Блишник С. И., Действие длительной нагрузки на заневоленные пружины, Сб. «Динамика и прочность пружин», АН СССР, 1950.
22. Колчин К. П., К вопросу о выборе стали для пружинных лент, Сб. научно-технических работ Ленинградского отделения ВНИТОМ, вып. 1, изд. ГНТИЛ по черной и цветной металлургии, 1949.
23. Злотников М. И., Производство плющеной ленты, Металлургиздат, 1951.
24. Хейн А. Я., О методах испытания катанки, Бюллетень Главметиза, 1936, № 11.

25. Дружков А. А., Изготовление узких стальных лент из проволоки, Бюллетень Главметиза, 1937, № 12.
26. Колчин К. П., Ступенчатая закалка пружинной ленты, журн. «Металлург», 1937, № 12.
27. Минкевич Н. А., Курс термической обработки стали и чугуна, ОНТИ, 1935.
28. Гевондян Т. А., Авторское свидетельство № 78123 от 14/VII.45 г. на «Прибор для непрерывного контроля сабельности (серповидности) металлической ленты».
29. Welter G., Z. f., Metallkunde, Heft 3, S. 75, 1926.
30. Рустем С. М., Справочник «Руководство по термической обработке инструментов», ОНТИ, 1937.
31. Потак Я. М., Метод оценки склонности закаленных сталей к самопроизвольному разрушению под действием статической нагрузки, журн. «Заводская лаборатория», 1947, № 1.
32. Давиденков Н. Н., Динамические испытания металлов, ОНТИ, 1936.
33. Фридман Я. Б., Единая теория прочности, Оборонгиз, 1943.
34. Бюллетень Центрального института информации Министерства черной металлургии, Металлургиздат, 1947, 17 (85).
35. Attinger M. C., Bull. ann. de la société Suisse de chronometrie, 1933.
36. Новые прочные немагнитные пружинные металлы, имеющие высококоррозионное сопротивление, журн. «Materials and Methods», Apr., 1947.
37. Tricker M., Metals in Clock and Instrument Manufacture—The Journal of the Institute of Metals and Metallurgical Abstracts, July, 1949.
38. Kenneth Rose, Highly Corrosion Resistant Spring Material Finds Varied Use, «Materials and Methods», Sept., 1950.
39. Straumann R., Die Nivaflex—Zugfeder, «Deutsche Uhrmacher Zeitschrift», № 1, 1953.
40. Haas C., Bruchsichere Zugfedern ergeben größere Zuverlässigkeit,—«Deutsche Uhrmacher Zeitschrift», № 6, 1954.
41. Stiffness Testers, Bulletin № 11, Tinius Olsen Testing Machine Company.
42. Стандартные методы испытания металлов: английские, французские, германские, итальянские и чехословацкие. Перевод и ответ. ред. инж. Б. А. Авдеева, Каталог, 1940.
43. Гудцов Н. Т., Учение о прочности и пластической деформации, ВВИА им. Н. Е. Жуковского, 1948.
44. Хрущев М. М. и Беркович Е. С., Микротвердость, определяемая методом вдавливания, АН, 1943.
45. Давиденков Н. Н., Механические испытания металлов, Кубуч, 1930.
46. Гевондян Т. А., Прибор для испытания материалов на жесткость, журн. «Сталь», 1948, № 11.
47. Тимошенко С. П., Сопrotивление материалов, т. II, Гостехиздат, 1946.
48. Гевондян Т. А., Прибор для изучения и оценки упруго-пластических свойств тонких материалов методом чистого изгиба, Тема № 2 ПС-55-461, изд. ИТЭИН АН СССР, 1956.
49. Ильюшин А. А., Пластичность, ОГИЗ, 1948.
50. Гевондян Т. А., Контроль качества стальной ленты для заводных пружин, журн. «Сталь», 1946, № 7—8.
51. Гевондян Т. А., Прибор для точного определения угла остаточной деформации пружинной ленты, изд. ИТЭИН, 1947, Серия 23, № 434/10.
52. Гевондян Т. А., Прибор для определения угла остаточной деформации металлической ленты и проволоки (описание изобретения к авторскому свидетельству № 65576, Класс 42, 1945), Госпланиздат.
53. Гевондян Т. А., Устройство для испытания упругих свойств ленточных пружин. Авторское свидетельство № 74821, 1946 г., выданное патентным отделом госуд. комитета Совета Министров СССР.
54. Гевондян Т. А., Приборы для точного определения угла остаточной деформации пружинной ленты с учетом усадки, Сб. трудов МВТУ «Машины и приборы», Машгиз, 1953, № 21.

55. Курант Р. и Гильберт Д., Методы математической физики, т. 1, ГТТИ, 1934.
56. Cook W. T. and Clarke P. C., The negative spring — a basic new elastic member «Product Eng», 1949, VIII, Vol. 20, № 7, p. 136—40; 8 ill.
57. Ligier A. G., Le ressort négatif. «Pratique Ind. mecaniques», 1950, III, Vol. 33, № 3, p. 84—6 3 ill.
58. Манконен Н., The negator in instrumentation (Presented at the 1951 conference of the ISA) Instruments, 1952, IX, Vol. 25, № 9, p. 1274—78.
59. Желобовидная пружина для часов, Швейцарский патент № 181861 за 1936 г., класс 71-а.
60. Ветчинкин В. П., Секерж-Зенкович Я. И., Об устойчивости цилиндрических пластинок при изгибе, Труды ЦАГИ, вып. 76, 1931.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | Стр. |
|---|------|
| Предисловие | 3 |
| <i>Глава I</i> | |
| Исторический обзор | 5 |
| <i>Глава II</i> | |
| Основные сведения по технологии изготовления пружинной ленты и пружин | |
| 1. Область применения заводных пружин | 12 |
| 2. Материалы для заводных пружин | 12 |
| 3. Горячая и холодная прокатка | 14 |
| 4. Резка по ширине и шлифование кромок ленты | 16 |
| 5. Термическая обработка ленты | 17 |
| 6. Полировка ленты | 22 |
| 7. Колоризация ленты | 22 |
| 8. Магнитные характеристики для контроля однородности структуры пружинной ленты | 23 |
| 9. Основные требования, предъявляемые к пружинной ленте | 24 |
| 10. Основные технологические операции изготовления пружин и методы их испытания | 27 |
| 11. Причины поломки пружин | 39 |
| 12. Проблема освоения новых сплавов для заводных пружин | 43 |
| <i>Глава III</i> | |
| Критический анализ применяемых на производстве методов оценки качества термически обработанной ленты для заводных пружин | |
| 1. Испытание ленты на приборе Тарногородского | 47 |
| 2. Испытание ленты на жесткость при консольном изгибе | 54 |
| 3. Испытание ленты на повторный загиб и разгиб (гиб с перегибом) | 55 |
| 4. Относительное удлинение при разрыве ленты | 57 |
| 5. Относительное сужение площади поперечного сечения ленты в месте разрыва | 58 |
| 6. Изгиб ленты до разрушения между сходящимися плоскостями | 59 |
| 7. Испытание ленты на твердость | 62 |
| <i>Глава IV</i> | |
| Новые приборы для испытания пружинной ленты и пружин | |
| 1. Постановка задачи | 66 |
| 2. Лабораторные приборы для испытания материалов | 70 |
| А. Прибор для испытания материалов с консольным изгибом | 71 |
| Б. Прибор для испытания материалов на изгиб с помощью жесткого и легкого рычагов | 78 |
| В. Прибор для испытания материалов на изгиб с невесомым рычагом | 80 |
| а) Описание прибора | 80 |

| | |
|---|-----|
| б) Основные формулы для определения механических характеристик материалов | 93 |
| 3. Приборы, предназначенные для цеховых испытаний образцов на угол остаточной деформации и на долговечность | 107 |
| а) Отличительные особенности разработанных приборов | 107 |
| б) Описание приборов | 109 |
| в) Основное уравнение прибора | 119 |
| г) Связь между показаниями цеховых и лабораторных приборов | 122 |
| д) Изучение влияния заневоливания и стабилизации с помощью цехового прибора | 123 |
| е) Метод определения упруго-пластических коэффициентов материала по экспериментальной диаграмме $\theta-\Delta$ | 128 |
| ж) Экспериментальный метод определения предела пропорциональности с помощью цехового прибора | 131 |
| з) Определение остаточных и действительных напряжений с помощью экспериментальной диаграммы $\theta-\Delta$ | 132 |
| 4. Приборы для измерения момента заводных пружин | 134 |
| А. Лабораторный прибор с автоматической записью диаграммы моментов заводной пружины | 134 |
| Б. Приборы для испытания на момент заводных пружин в цеховых условиях | 136 |
| а) Контрольный прибор для измерения усилия пружины | 136 |
| б) Прибор с автоматическим измерением момента спуска заводной пружины | 139 |
| 5. Приборы для испытания заводных пружин на долговечность | 141 |

Глава V

Теория свободной (ненагруженной) стабилизированной пружины

| | |
|---|-----|
| 1. Построение экспериментальной кривой $\bar{\theta}-p$ | 152 |
| 2. Уравнение свободной стабилизированной пружины | 155 |
| 3. Методика построения свободной формы стабилизированной пружины и ее эволюты | 158 |
| 4. Метод построения свободной формы пружины из одного центра | 161 |
| 5. Вывод формулы для точного определения числа витков свободной стабилизированной пружины | 167 |
| 6. Уравнение для определения угла остаточной деформации $\bar{\theta}_{ср}$ | 171 |

Глава VI

Работа стабилизированной заводной пружины

| | |
|---|-----|
| 1. Работа идеально нагруженной стабилизированной пружины | 173 |
| 2. Дифференциальное уравнение изогнутой оси нагруженной пружины | 180 |
| 3. Связь между моментом \bar{M} стабилизированной пружины и углом остаточной деформации $\bar{\theta}_{ср}$ | 185 |
| 4. Влияние крепления на работу пружины | 186 |
| 5. Работа пружины в заводном барабане | 210 |
| 6. Основные соотношения между размерами барабана, валика и пружины | 214 |
| 7. Потенциальная энергия прижатых витков | 228 |
| 8. Определение коэффициента отдачи пружинного двигателя | 229 |
| 9. Примеры конструктивного выполнения пружинных двигателей | 230 |

Глава VII

Проектировочный метод расчета спиральных заводных пружин

| | |
|---|-----|
| 1. Исходные данные для расчета пружин | 248 |
| 2. Аналитическая зависимость между теоретическими моментами пружины и моментами механизма | 252 |
| 3. Определение толщины и длины стабилизированной пружины | 254 |

| | |
|---|-----|
| 4. Определение допусков на размеры пружины и на термическую обработку ленты | 265 |
| 5. Контроль качества термически обработанной пружинной ленты | 267 |
| 6. Методика проектировочного расчета спиральных заводных пружин | 270 |
| 7. Примеры типовых расчетов | 274 |

Глава VIII

Теория и расчет желобчатых заводных пружин

| | |
|--|-----|
| 1. Особенности желобчатых пружин | 294 |
| 2. Потеря устойчивости желобчатой пластинки при изгибе | 297 |
| 3. Вывод формулы момента желобчатой заводной пружины | 299 |
| 4. Условие прочности желобчатой пружины | 307 |
| 5. Основные геометрические соотношения между размерами желобчатой пружины, заводного барабана и валика | 311 |
| 6. Межвитковое давление и трение, возникающие при работе желобчатой пружины в заводном барабане | 312 |
| 7. Исходные данные для расчета желобчатых заводных пружин | 322 |
| 8. Формула для определения толщины желобчатой пружины | 323 |
| 9. Построение кривой спуска желобчатой пружины | 324 |
| 10. Методика проектировочного расчета желобчатых заводных пружин | 326 |
| 11. Пример расчета | 328 |

Глава IX

Теория и расчет S-образных заводных пружин

| | |
|---|-----|
| 1. Работа элемента S-образной части пружины и ее диаграмма $M - \varphi$ | 335 |
| 2. Метод построения свободной формы S-образной пружины по заданной диаграмме $M - \varphi$ | 347 |
| 3. Вывод формулы для определения числа витков свободной S-образной пружины | 348 |
| 4. Технология изготовления S-образной пружины из сплава К-40 | 351 |
| 5. S-образные желобчатые пружины, обеспечивающие максимальную потенциальную энергию, выравненный момент при спуске и повышенную долговечность | 353 |
| 6. Методика проектировочного расчета S-образных желобчатых пружин | 354 |
| 7. Пример расчета | 357 |
| Литература | 362 |

Тигран Арутюнович Гевондян

ПРУЖИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Теория, расчет, методы контроля и испытаний

Издательский редактор *А. М. Белицкая*

Техн. ред. *Н. Н. Гладких*

Т-03734.

Подписано в печать 20/IV 1956 г.

Учетно-изд. л. 23,3

Формат бумаги $60 \times 92 \frac{1}{16} = 11,5$ бум. л.—23,0 печ. л.

Цена 13 р. 65 к.

Заказ 912/1516

Типография Оборонгиза

Замеченные опечатки

| Стр. | Строка | Напечатано | Должно быть | По чьей вине |
|---------------------------------|---|---|--|-----------------|
| 165 165 166 167 167 | 1 сверху 18 снизу 2 снизу 11 сверху 17 сверху | фиг. 124 $M_M = M_{сп} = 1,4 \div 3$ $S = L_{сп}$ | фиг. 123 $M_M = M_{сп} = 1,4 \div 5$ $S = L_S$ | ред. |
| 249 350 | 1 снизу 8 сверху | | | |