

УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ



Упругие элементы — детали высокой податливости, которые накапливают энергию деформации и либо используют ее в исполнительных механизмах, либо рассеивают в демпферах и амортизаторах. Их работа основана на способности изменять свою форму под воздействием внешней нагрузки и восстанавливать ее в первоначальном виде после снятия этой нагрузки.

Классификация упругих элементов

Пружины – упругие элементы, выполненные из металла и предназначенные для создания (восприятия) сосредоточенной силовой нагрузки.

Торсионы – упругие элементы, выполненные из металла (обычно в форме вала) и предназначенные для создания (восприятия) сосредоточенной моментной нагрузки.

Мембраны – упругие элементы, выполненные из металла и предназначенные для создания (восприятия) распределенной по их поверхности силовой нагрузки (давления).

Резинометаллические шарниры (сайлентблоки) – шарниры машин и механизмов, в которых подвижность обеспечивается за счёт эластичности резины, без трения, что позволяет устранить операции обслуживания и смазывания, увеличить срок службы узла, а также снизить уровень передаваемых через шарнир вибраций, что позволяет использовать их в качестве виброизоляторов.

КЛАССИФИКАЦИЯ ПРУЖИН

Пружины и упругие элементы широко используют в конструкциях в качестве виброизолирующих, амортизирующих, аккумулирующих, натяжных, динамометрических и других устройств.

По виду воспринимаемой нагрузки:

- пружины **растяжения**
- пружины **сжатия**
- пружины **кручения**
- пружины **изгиба**

По геометрической форме:

- пружины **винтовые**
- пружины **спиральные**
- пружины **прямые**
- ...

По назначению:

- для создания заданной постоянной силы
- для силового замыкания кинематических пар
- для выполнения функций двигателя (аккумулятор)
- для виброизоляции
- для восприятия энергии удара
- для измерения сил

Конструкции пружин

- Витые цилиндрические



- Витые конические



- Телескопические



- Плоские спиральные

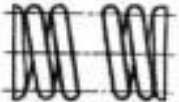
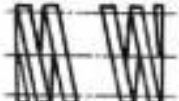
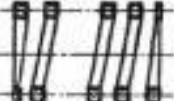
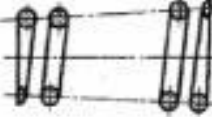
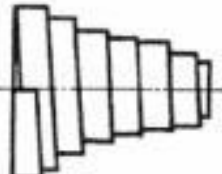
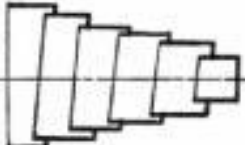
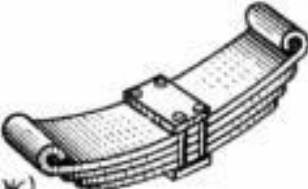
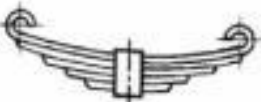


- Пластинчатые



- Тарельчатые



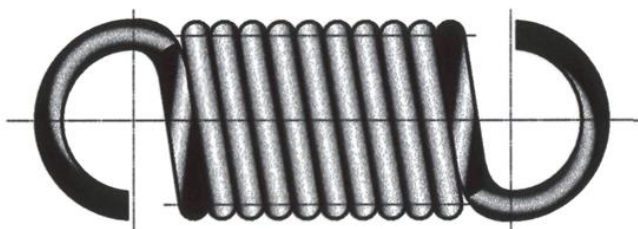
Наглядное изображение пружины	Условное изображение		
	на общем виде	в разрезе	схематичное
а) 			
б) 			
в) 			
г) 			
е) 			
ж) 			

ПРУЖИНЫ РАСТЯЖЕНИЯ

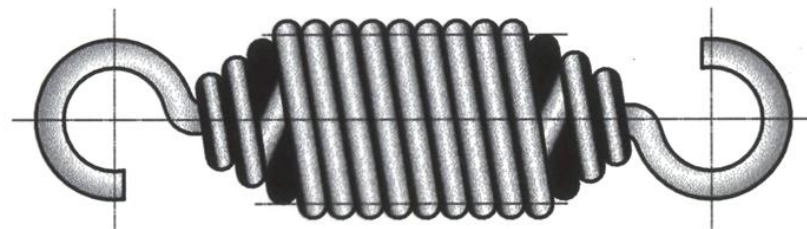
Пружины растяжения навивают, как правило, без просветов между витками, а в большинстве случаев с начальным натяжением (давлением) между витками, компенсирующим частично внешнюю нагрузку.

Натяжение обычно составляет $(0,25..0,3)F_{пр}$ (где $F_{пр}$ — предельная растягивающая сила, при которой полностью исчерпываются упругие свойства материала пружины).

С отогнутыми прицепами



С накладными прицепами и конической заделкой



С прицепами в виде пластин



С ввертываемыми винтовыми пробками

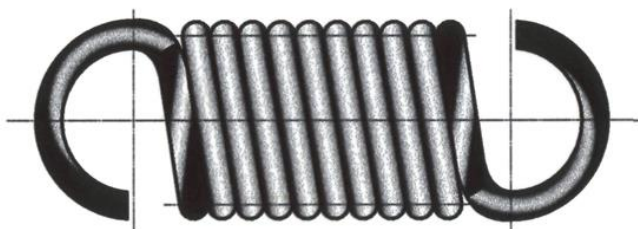


ПРУЖИНЫ РАСТЯЖЕНИЯ

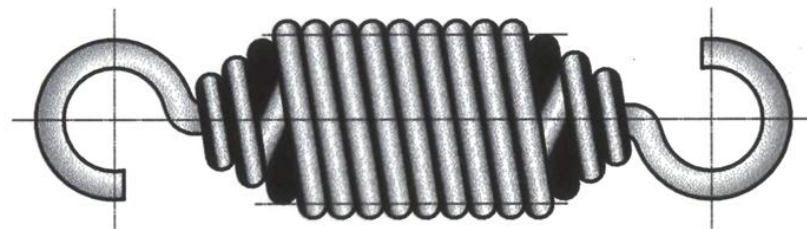
Для передачи внешней нагрузки пружины растяжения снабжают зацепами. Например, для пружин малого диаметра (3..4 мм) зацепы выполняют в форме отогнутых последних витков. Однако такие зацепы снижают сопротивление пружин усталости из-за высокой концентрации напряжений в местах отгиба.

Для ответственных пружин диаметром свыше 4 мм часто применяют закладные зацепы, хотя они менее технологичны.

С отогнутыми прицепами



С накладными прицепами и конической заделкой



С прицепами в виде пластин



С ввертываемыми винтовыми пробками

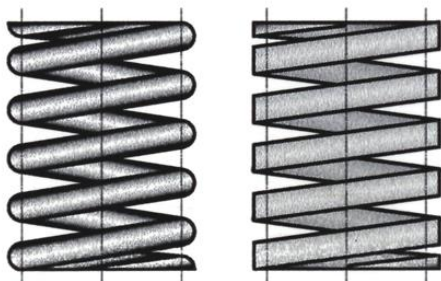


ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ

Витые пружины сжатия навивают с просветом между витками, который должен на 10—20% превышать осевые упругие перемещения каждого витка при наибольшей внешней нагрузке. Опорные плоскости у пружин получают путем поджатия последних витков к соседним и шлифования их перпендикулярно оси. Длинные пружины под нагрузкой могут терять *устойчивость* (выпучиваться). Для исключения выпучивания такие пружины обычно ставят на специальные оправки или в стаканы.

Витые

Цилиндрические



Конические



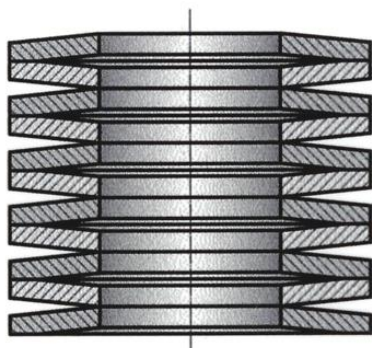
Фасонные



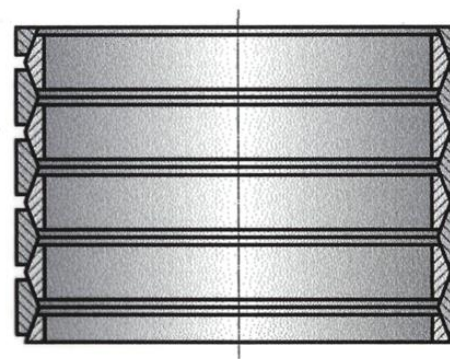
Составные



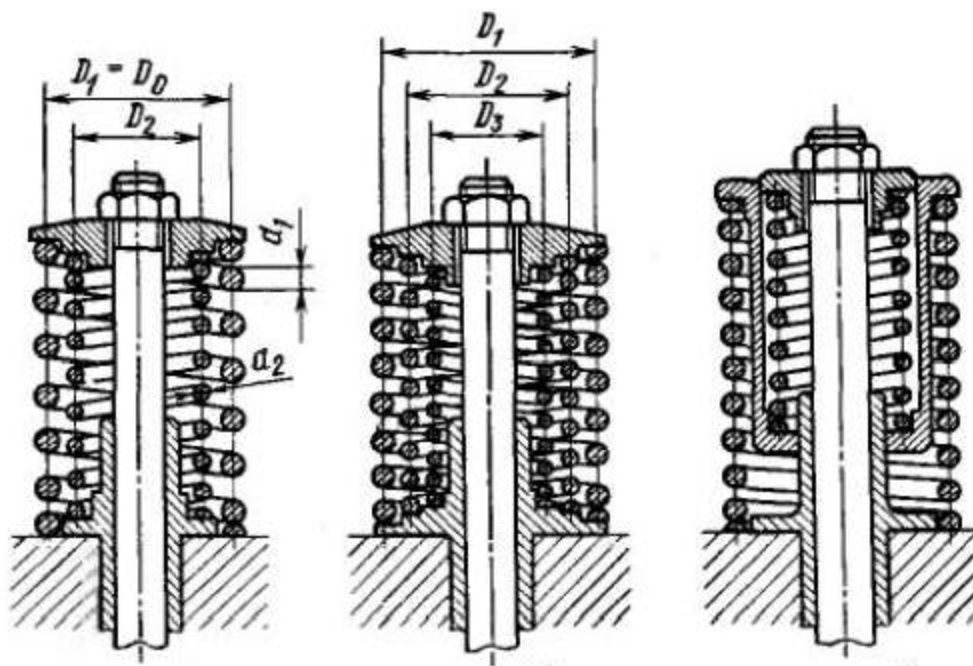
Тарельчатые



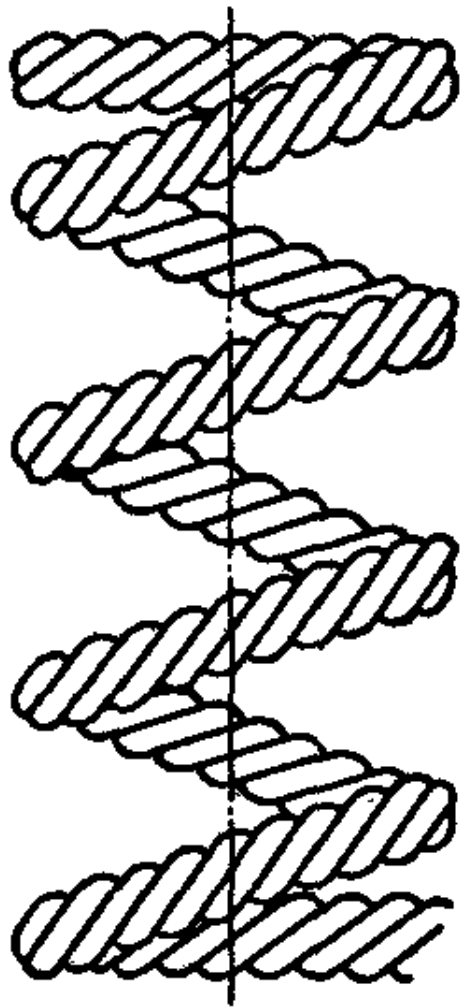
Кольцевые



При больших нагрузках и стесненных габаритах используют составные пружины сжатия — набор из нескольких (чаще двух) концентрически расположенных пружин, одновременно воспринимающих внешнюю нагрузку. Для предотвращения сильного закручивания торцовых опор и перекосов навивку соосных пружин выполняют в противоположных направлениях (левом и правом). Опоры выполняют так, чтобы обеспечивалась взаимная центровка пружин.

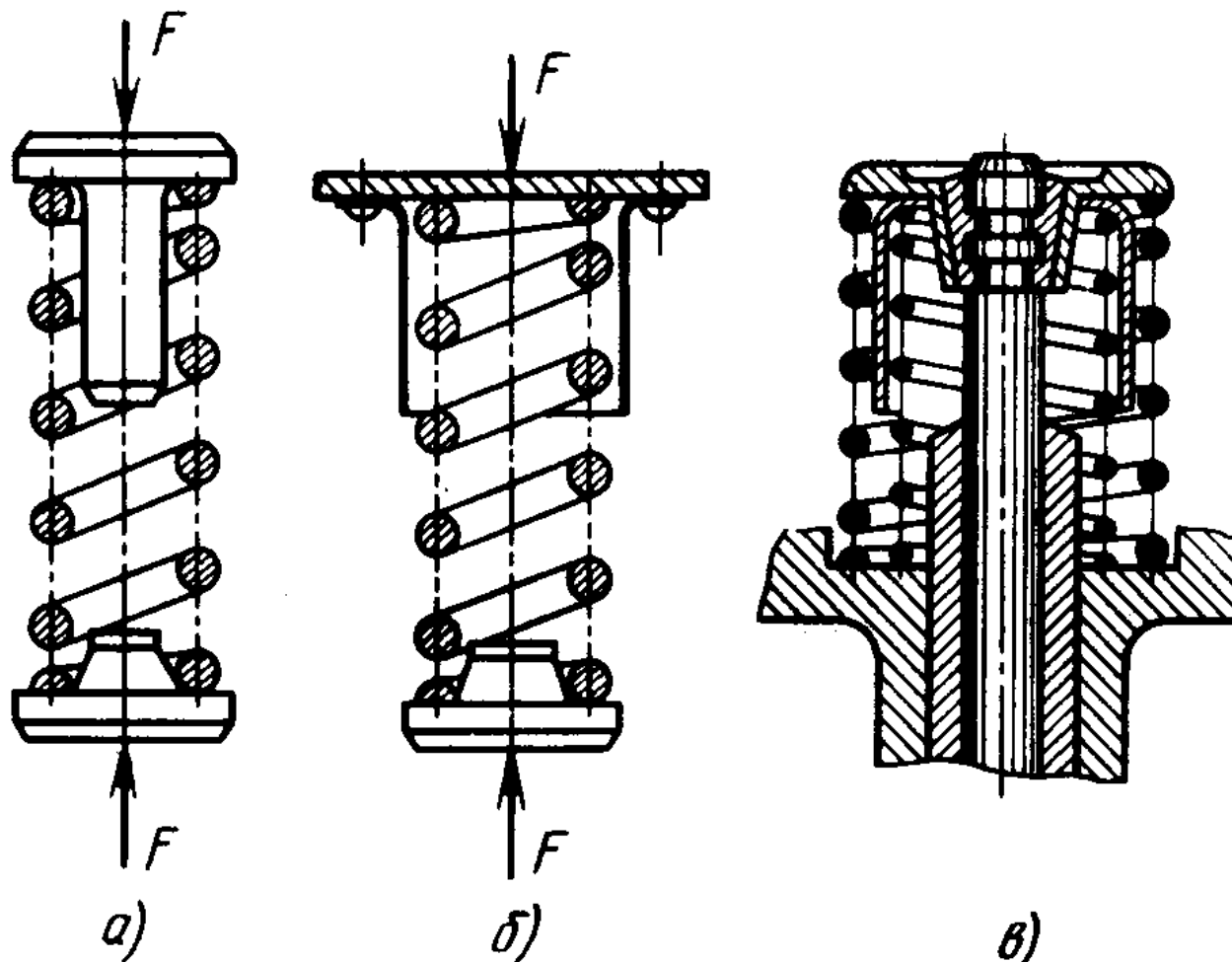


Для равномерного распределения нагрузки между ними желательно, чтобы составные пружины имели одинаковые осадки (осевые перемещения), а длины пружин, сжатых до соприкосновения витков, были бы приблизительно одинаковы.



Распространены пружины, в которых вместо проволоки используется трос, свитый из двух—шести проволок малого диаметра ($d=0,8..2,0\text{мм}$), — многожильные пружины. По конструктивному решению такие пружины эквивалентны концентрическим пружинам. Благодаря высокой демпфирующей способности (за счет трения между жилами) и податливости многожильные пружины хорошо работают в амортизаторах и подобных им устройствах. При действии переменных нагрузок многожильные пружины довольно быстро выходят из строя от износа жил.

СПОСОБЫ УСТАНОВКИ ВИТЫХ ПРУЖИН СЖАТИЯ



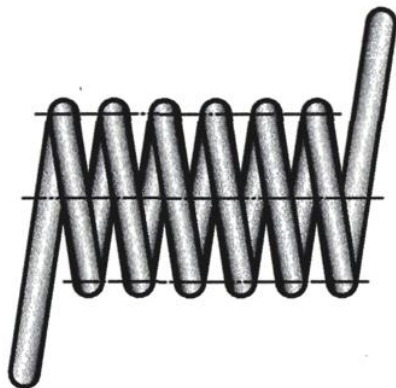
Соосность пружин с сопрягаемыми деталями достигается установкой опорных витков в специальные тарелки, расточки в корпусе, канавки.

ПРУЖИНЫ КРУЧЕНИЯ

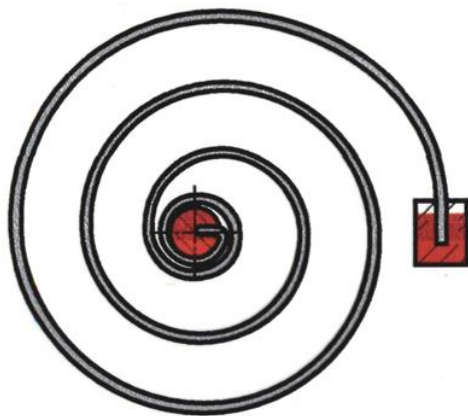
Витые пружины кручения навивают обычно с малым углом подъема и небольшими зазорами между витками (0,5 мм).

Внешнюю нагрузку они воспринимают с помощью зацепов, образуемых отгибом концевых витков.

Витые



Плоские спиральные

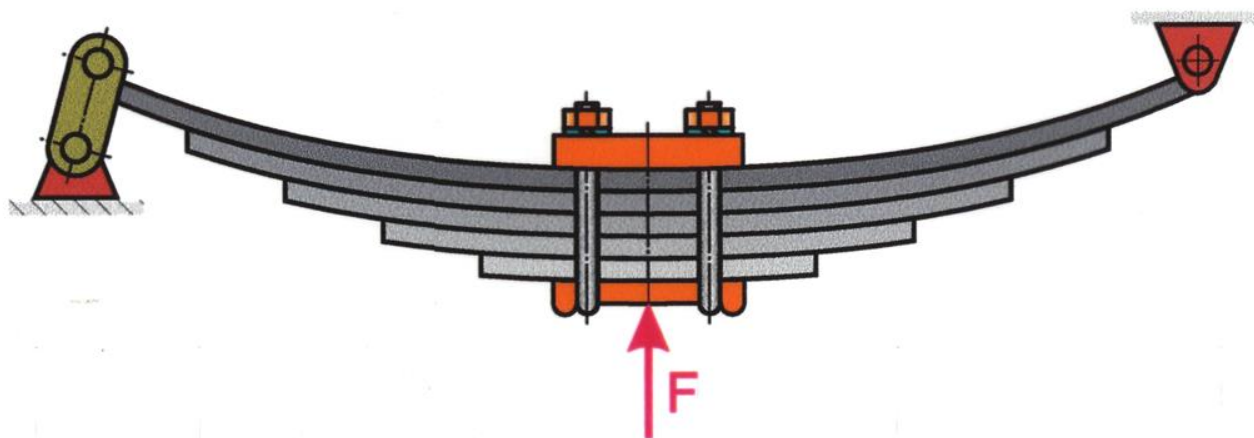


Торсионные валы

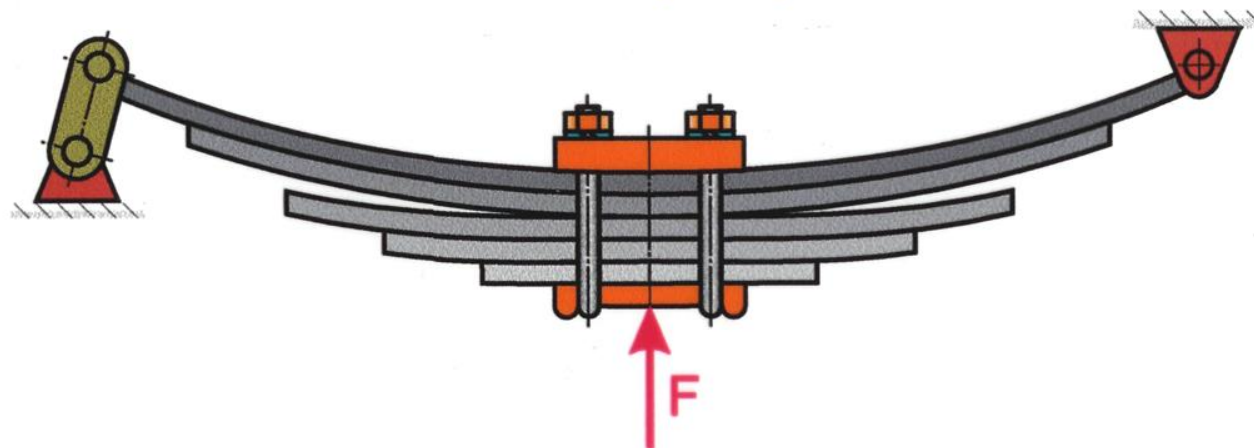


ПРУЖИНЫ ИЗГИБА

С линейной характеристикой



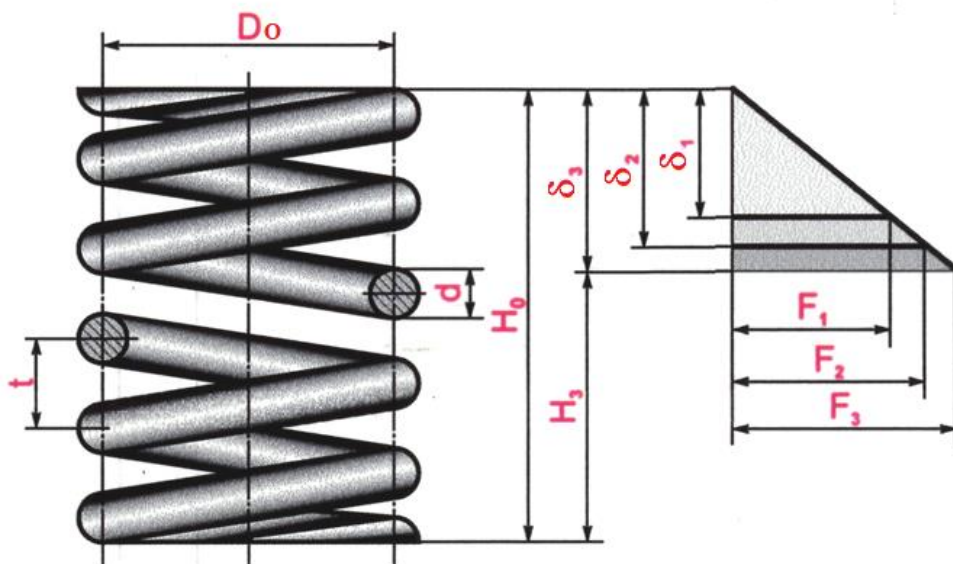
С нелинейной характеристикой



В конструкциях, работающих в условиях вибраций и ударных нагрузок, иногда применяют *фасонные пружины* с нелинейной зависимостью между внешней силой и упругим перемещением пружины.



ГЕОМЕТРИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ВИТОЙ ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ



$$s_p \approx 0,1 \cdot d;$$

$$t = d + \frac{\lambda_2}{n} + s_p;$$

$$n_1 = n + (1,5 \dots 2,0);$$

$$H_3 = (n_1 - 0,5) \cdot d;$$

$$H_0 = H_3 + \delta_3;$$

$$c = \frac{D_0}{d}.$$

Параметры пружины

d - диаметр проволоки, мм;

D_0 - средний диаметр пружины, мм;

c - индекс пружины;

n - число рабочих витков;

n_1 - полное число витков;

t - шаг пружины в свободном состоянии, мм;

H_0 - высота пружины в свободном состоянии, мм;

H_3 - высота пружины при полном ее сжатии, мм;

F_1 - наименьшая рабочая нагрузка, Н;

F_2 - наибольшая рабочая нагрузка, Н;

F_3 - предельная нагрузка, при которой витки соприкасаются, Н;

δ_1 - осадка пружины при нагрузке F_1 , мм;

δ_2 - осадка пружины при нагрузке F_2 , мм;

δ_3 - осадка пружины при нагрузке F_3 , мм;

s_p - зазор между витками при нагрузке F_2 , мм.

ПАРАМЕТРЫ ВИТЫХ ПРУЖИН

Пружины характеризуются следующими основными параметрами:
диаметром d проволоки или размерами сечения;
средним диаметром D_o ,
индексом $c = D_o/d$;
числом n рабочих витков;
длиной H_o рабочей части;
шагом $t = H_o/n$ витков,
углом $\alpha = \arctg [t / (\pi D_o)]$ подъема витков.

Последние три параметра рассматривают в ненагруженном и нагруженном состояниях.

Индекс пружины характеризует кривизну витка.

Пружины с индексом $c \leq 3$ применять не рекомендуется из-за высокой концентрации напряжений в витках.

Обычно индекс пружины выбирают в зависимости от диаметра проволоки следующим образом: для $d \leq 2,5$ мм, $d = 3..5$ мм; 6..12 мм соответственно $c = 5..12$; 4..10; 4..9.

МАТЕРИАЛЫ ПРУЖИН

Витые пружины изготавливают навивкой холодным или горячим способом с последующей отделкой торцов, термической обработкой и контролем.

Материалы пружин

- высокопрочные высокоуглеродистые стали У9А, У12А, ...
- марганцовистая сталь 65Г
- кремнистая сталь 60С2А
- хромованадиевая сталь 50ХФА
- цветные сплавы (берилиевые и кремнемарганцовистые бронзы) – для работы в химически активной среде

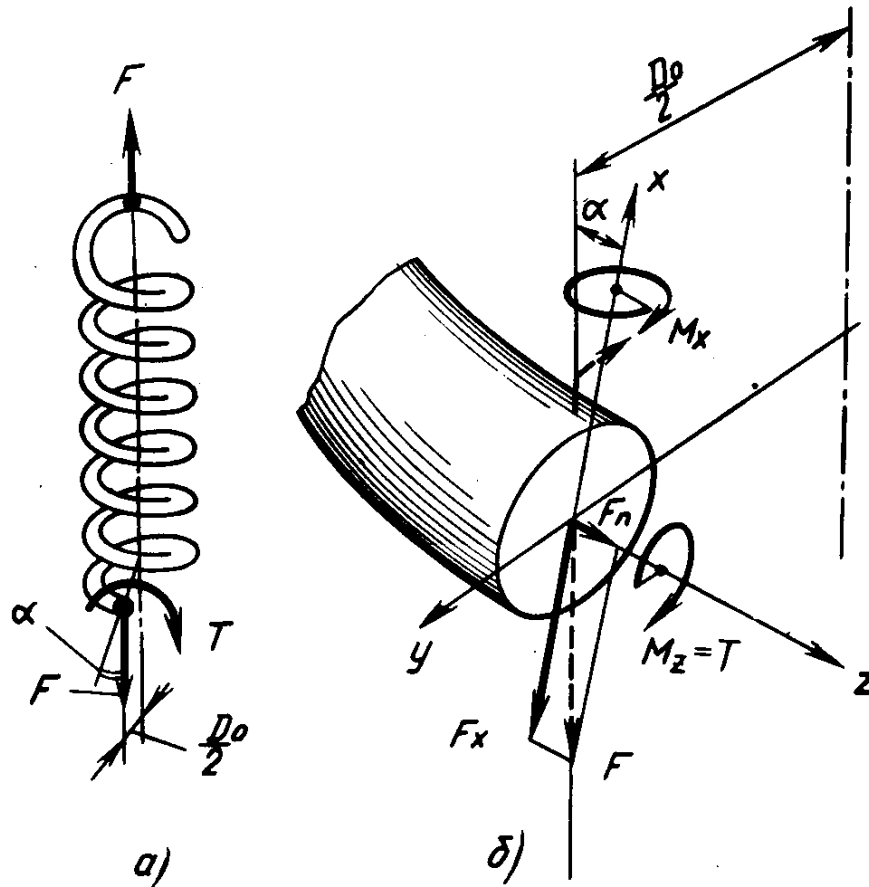
Пружины, предназначенные для работы в химически активной среде, изготавливают из цветных сплавов.

Для защиты поверхностей витков от окисления пружины ответственного назначения покрывают лаком или промасливают, а пружины особо ответственного назначения оксидируют, а также наносят на них цинковое или кадмиевое покрытие

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН

Напряжения в сечениях и перемещения витков.

Под действием осевой силы F в поперечном сечении витка пружины возникают результирующая внутренняя сила F , параллельная оси пружины, и момент $T = F D_0/2$, плоскость которого совпадает с плоскостью пары сил F . Нормальное поперечное сечение витка наклонено к плоскости момента на угол α .



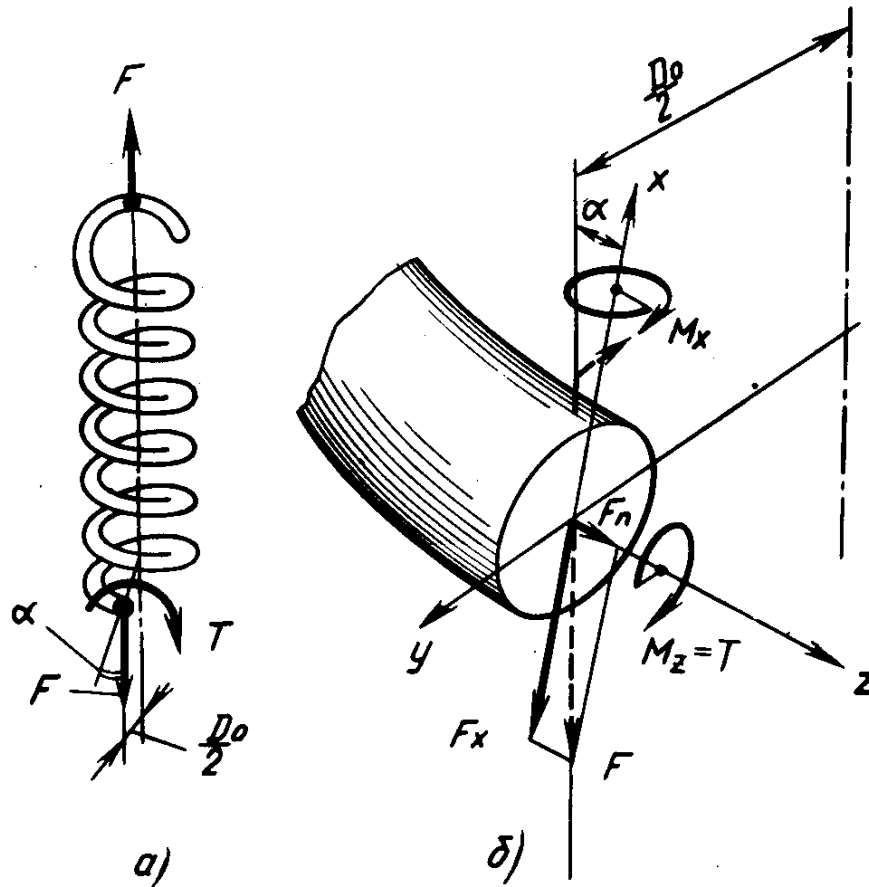
Силовые факторы в сечении нагруженной пружины

проектируя на оси x , y и z , связанные с нормальным сечением витка, силу F и момент T , получим

$$F_x = F \cos \alpha; \quad F_n = F \sin \alpha$$

$$T = M_z = 0,5 F D_0 \cos \alpha;$$

$$M_x = 0,5 F D_0 \sin \alpha;$$

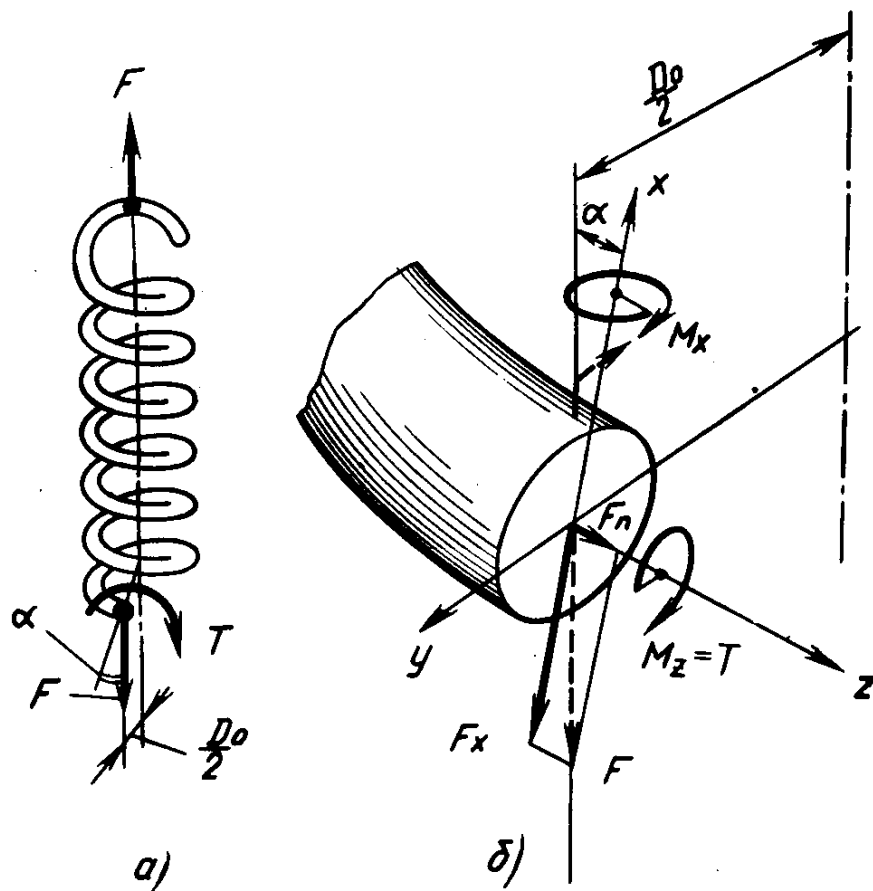


Угол подъема витков мал (обычно $\alpha \leq 12^\circ$). Поэтому можно считать, что сечение пружины работает на кручение, пренебрегая остальными силовыми факторами.

В сечении витка максимальное касательное напряжение

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_k};$$

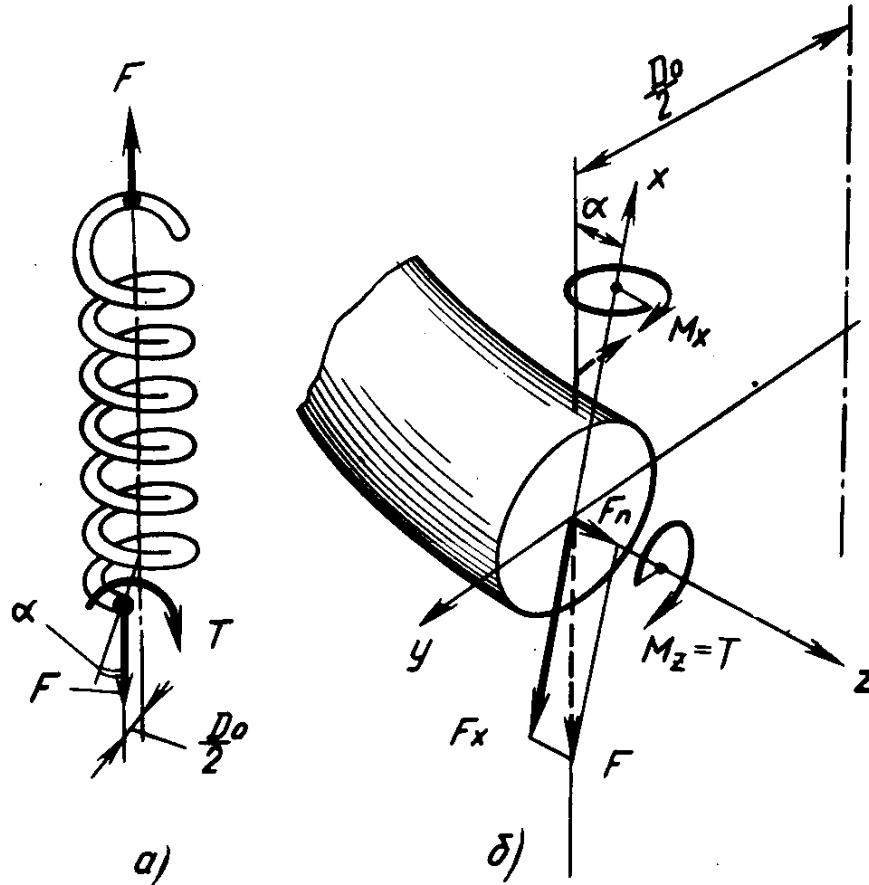
где W_k — момент сопротивления кручению сечения витка



Учитывая кривизну витков и равенство получим

$$\tau_{max} = \frac{kF \cdot D_0}{2W_k} \leq [\tau_k];$$

где F — внешняя нагрузка (растягивающая или сжимающая); D_0 —средний диаметр пружины; k — коэффициент, учитывающий кривизну витков и форму сечения (поправка к формуле для кручения прямого бруса); $[\tau_k]$ —допускаемое карательное напряжение при кручении.



Значение коэффициента k для пружин из круглой проволоки при индексе $c \geq 4$ можно вычислять по формуле

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,65}{c}.$$

Если учесть, что для проволоки круглого поперечного сечения $W_k = \pi d^3 / 16$, то

$$\tau_{max} = \frac{8 \cdot k \cdot F \cdot D_0}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot k \cdot F \cdot c}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau_k];$$

У пружины с углом подъема $\alpha \leq 12^\circ$ осевое перемещение

$$\delta = \lambda F,$$

где λ — коэффициент осевой податливости пружины.

Податливость пружины наиболее просто определяется из энергетических соображений.

Потенциальная энергия пружины:

$$U = \frac{1}{2} F \cdot \delta = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{T^2}{G \cdot J_k} dz;$$

где T — крутящий момент в сечении пружины от силы F ,

$G \cdot J_k$ — жесткость сечения витка на кручение ($J_k \approx 0,1 d^4$);

$l \approx \pi D_0 n$ — полная длина рабочей части витков.

Откуда

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial F} = F \cdot n \frac{\pi \cdot D_0}{4 \cdot G \cdot J_k};$$

и коэффициент осевой податливости пружины

$$\lambda = n \cdot \frac{\pi \cdot D_0^3}{4G \cdot J_k} = \lambda_1 \cdot n;$$

где λ_1 — осевая податливость одного витка (осадка в миллиметрах при действии силы $F = 1\text{Н}$),

определяемая по формуле

$$\lambda_1 = \frac{\pi \cdot D_0^3}{4G \cdot J_k} = \frac{8D_0^3}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot c^3}{G \cdot d};$$

где $G = E/[2(1+\nu)] \approx 0,384 E$ — модуль сдвига (E — модуль упругости материала пружины).

Таким образом, коэффициент податливости пружины возрастает при увеличении числа витков (длины пружины), ее индекса (наружного диаметра) и уменьшении модуля сдвига материала.

Расчет диаметра проволоки ведут из условия прочности.

При заданном значении индекса c

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k \cdot F_2 c}{[\tau_k]}};$$

где F_2 — наибольшая внешняя нагрузка.

Допускаемые напряжения $[\tau_k]$ для пружин из сталей 60С2, 60С2Н2А и 50ХФА принимают: 750 МПа — при действии статических или медленно изменяющихся переменных нагрузок, а также для пружин неответственного назначения; 400 МПа — для ответственных динамически нагруженных пружин. Для динамически нагруженных ответственных пружин из бронзы $[\tau_k]$ назначают (0,2—0,3)σв; для неответственных пружин из бронзы — (0,4—0,6) σв.

Необходимое число рабочих витков определяют из соотношения по заданному упругому перемещению (ходу) δ пружины. Если пружина сжатия установлена с предварительной затяжкой (нагрузкой) F_1 , то

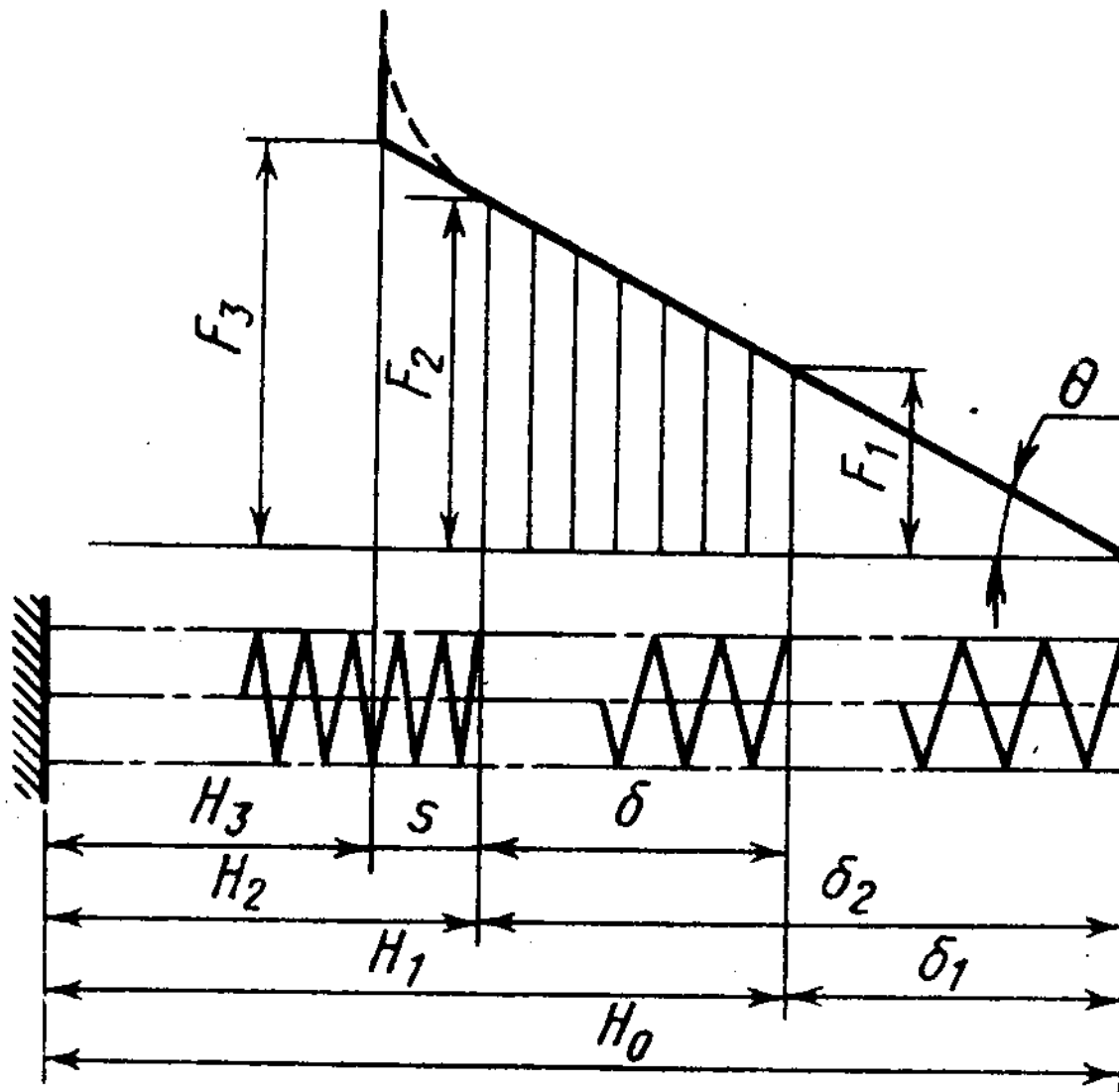
$$n = \frac{\delta}{\lambda(F_2 - F_1)};$$

В зависимости от назначения пружины сила $F_1 = (0,1—0,5) F_2$.

Изменением значения F_1 можно регулировать рабочую осадку δ пружины.

Число витков округляют до полувитка при $n \leq 20$ и до одного витка при $n > 20$.

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ



Полное число витков

$$n_1 = n + (1,5..2,0).$$

Дополнительные 1,5..2 витка идут на поджатие для создания опорных поверхностей у пружины.

Полная длина ненагруженной пружины

$$H_0 = H_3 + n(t - d),$$

где $H_3 = (n_1 - 0,5)d$ — длина пружины, сжатой до соприкосновения соседних рабочих витков; t — шаг пружины.

Полное число витков уменьшено на 0,5 из-за сошлифовки каждого конца пружины на $0,25d$ для образования плоского опорного торца.

Максимальная осадка пружины, т. е. перемещение торца пружины до полного соприкосновения витков, определяется по формуле

$$\delta_3 = \delta_2 + s = n \cdot \lambda_1 \cdot F_3 = [\tau_k] \frac{\pi \cdot D_0^2 \cdot n}{G \cdot k \cdot d}.$$

Шаг пружины определяется в зависимости от значения δ_3 из следующего приближенного соотношения:

$$t = d + \frac{(1,1 \div 1,2)}{n} \delta_3;$$

Необходимая для изготовления пружины длина проволоки

$$L = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n}{\cos \alpha} \approx 3,2 D_0 n;$$

где $\alpha = 6 - 9^\circ$ — угол подъема витков ненагруженной пружины.

Для предотвращения выпучивания пружины от потери устойчивости ее гибкость H_0/D_0 должна быть менее 2,5.

Если по конструктивным соображениям это ограничение не выполняется, то пружины, как указано выше, следует ставить на оправках или монтировать в гильзах.

Установочная длина пружины, т. е. длина пружины после затяжки ее силой F_1 , определяется по формуле

$$H_1 = H_0 - \delta_1 = H_0 - n \lambda F_1$$

при действии наибольшей внешней нагрузки длина пружины

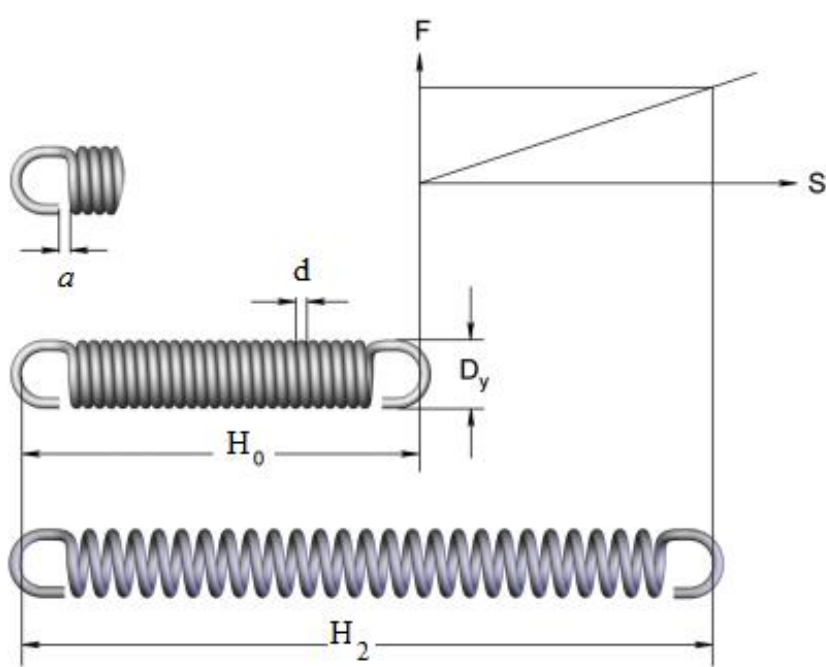
$$H_2 = H_0 - \delta_2 = H_0 - n \lambda F_2$$

и наименьшая длина пружины будет при силе F_3 , соответствующей длине

$$H_3 = H_0 - \delta_3$$

Угол θ наклона прямой $F = f(\delta)$ к оси абсцисс определяется из формулы

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F_3}{\delta_3} = \frac{F_2}{\delta_2} = \frac{F_1}{\delta_1} = \frac{1}{n \cdot \lambda}.$$



В ненагруженном состоянии
длина пружин растяжения

$$H_0 = n d + 2 h_3;$$

где $h_3 = (0,5 — 1,0) D_0$ — высота
одного зацепа.

При максимальной внешней нагрузке длина пружины растяжения

$$H_2 = H_0 + n \lambda (F_2 — F_1^*)$$

где F_1^* — сила первоначального сжатия витков при навивке.

Длина проволоки для изготовления пружины растяжения
определяется по формуле

$$L = \frac{n \cdot d \cdot D_0}{\cos \alpha} + 2l_3 \approx 3,3 \cdot D_0 n + 2l_3 ;$$

где l_3 — длина проволоки для одного прицепа.

Расчет на прочность

При действии статических нагрузок пружины могут выходить из строя вследствие пластических деформаций в витках. По пластическим деформациям запас прочности

$$n_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{max}} > 1,3;$$

где τ_{max} — наибольшие касательные напряжения в витке пружины.

РАСЧЕТ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

Пружины, длительно работающие при переменных нагрузках, необходимо рассчитывать на сопротивление усталости. Для пружин характерно асимметричное нагружение, при котором силы изменяются от F_1 до F_2 . При этом в сечениях витков напряжения

$$\tau_{max} = \frac{8kD_0}{\pi d^3} F_2; \quad \tau_{min} = \frac{8kD_0}{\pi d^3} F_1.$$

амплитуда и среднее напряжение цикла

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}.$$

По касательным напряжениям запас прочности

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{K_{\tau d}} + \psi_\tau \tau_m} \geq 2.$$

где $K_{\tau d}$ — коэффициент масштабного эффекта (для пружин из проволоки $d \leq 8$ мм равен 1); $\psi_\tau = 0,1..0,2$ — коэффициент асимметрии цикла.

Предел выносливости τ_{-1} проволоки при переменном кручении по симметричному циклу: 300..350 МПа — для сталей 65, 70, 55ГС, 65Г; 400..450 МПа—для сталей 55С2, 60С2А; 500..550 МПа — для сталей 60С2ХФА и др.

При определении запаса прочности принимают эффективный коэффициент концентрации напряжений $K_\tau = 1$. Концентрацию напряжений учитывают коэффициентом k в формулах для напряжений.

В случае резонансных колебаний пружин (например, клапанных) может происходить возрастание переменной составляющей цикла при неизменном τ_m . В этом случае запас прочности по переменным напряжениям

$$n_{\alpha\tau} = \frac{\tau_{-1} - \psi_\tau \cdot \tau_m}{\tau_a} > 2$$

Для повышения сопротивления усталости (на 20..50%) пружины упрочняют дробеструйной обработкой, создающей в поверхностных слоях витков сжимающие остаточные напряжения. Для обработки пружин используют шарики диаметром 0,5—1,0 мм. Более эффективной оказывается обработка пружин шариками малых диаметров при высокой скорости полета.

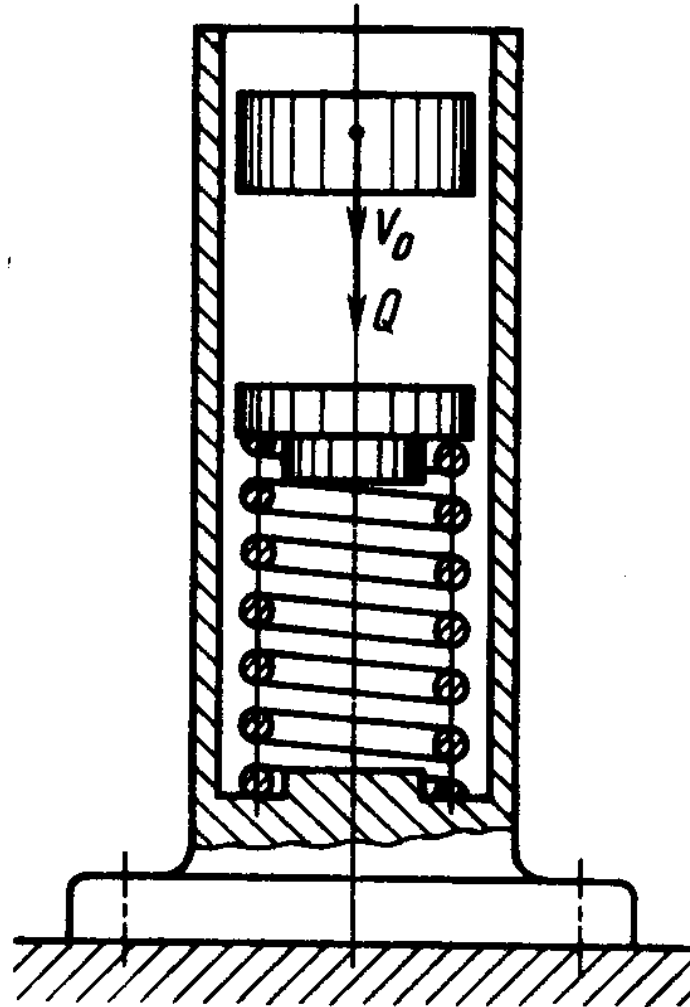
РАСЧЕТ НА УДАРНУЮ НАГРУЗКУ

В ряде конструкций (амортизаторы и др.) пружины работают при ударных нагрузках, прикладываемых почти мгновенно (с высокой скоростью) с известной энергией удара. Отдельные витки пружины получают при этом значительную скорость и могут опасно соударяться.

Расчет реальных систем на ударную нагрузку связан со значительными трудностями (учет контактных, упругих и пластических деформаций, волновых процессов и т. д.); поэтому для инженерного приложения ограничимся энергетическим методом расчета.

Основной задачей расчета на ударную нагрузку является определение динамической осадки (осевого перемещения) и статической нагрузки, эквивалентной ударному воздействию на пружину с известными размерами.

Расчетная схема пружины



Рассмотрим удар штока массой m по пружинному амортизатору. Если пренебречь деформацией поршня и принять, что после удара упругие деформации мгновенно охватывают всю пружину, можно записать уравнение баланса энергии в виде

$$K + F_{\delta} \cdot \delta_{\delta} = \frac{\delta_{\delta}^2}{2 \cdot \lambda};$$

где F_{δ} — сила тяжести штока; K — кинетическая энергия системы после соударения, определяемая по формуле

$$K = \frac{v_0^2}{2} \cdot \frac{m}{1 + \chi \frac{m_1}{m}};$$

где v_0 — скорость движения поршня; χ — коэффициент приведения массы пружины к месту соударения

Если принять, что скорость перемещения витков пружины изменяется линейно по ее длине, то $\chi = 1/3$.

В уравнении $K + F_{\delta} \cdot \delta_{\delta} = \frac{\delta_{\delta}^2}{2 \cdot \lambda};$

второе слагаемое левой части выражает работу поршня после соударения при динамической осадке $\delta_{\text{д}}$ пружины.

Правая часть уравнения—потенциальная энергия деформации пружины (с податливостью λ), которая может быть возвращена при постепенной разгрузке деформированной пружины.

Учитывая эти соотношения, а также зависимость $\delta = \lambda F$, получим

$$\delta_{\delta} = \delta_{\square} + \delta_{\square} \sqrt{1 + \frac{v_0^2}{g \cdot \delta_{\square} \left(1 + \frac{\chi \cdot m_1}{m} \right)}};$$

откуда коэффициент динамичности (динамического усиления)

$$K_{\delta} = \frac{\delta_{\delta}}{\delta_{\square}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{v_0^2}{g \cdot \delta \left(1 + \frac{\chi \cdot m_1}{m} \right)}}$$

Если массой пружины можно пренебречь по сравнению с массой штока, то вся кинетическая энергия штока перейдет в потенциальную энергию пружины. При этом динамическая осадка

$$\delta_{\delta} = \delta_{\square} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{v_0^2}{g \cdot \delta_{\square}}} \right)$$

При мгновенном приложении нагрузки

$$v_0 = 0; \delta_\partial = 2\delta_{cm}.$$

Статическая нагрузка, эквивалентная по эффекту ударному воздействию, может быть вычислена из соотношения

$$F_\partial \equiv F = \frac{\delta_\partial}{\lambda}.$$

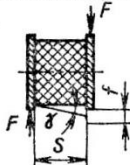
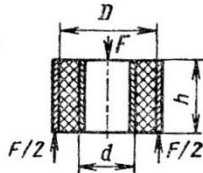
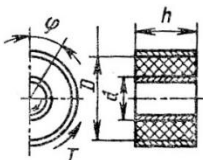
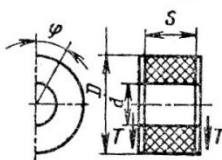
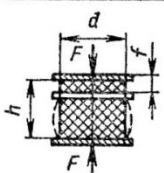
РЕЗИНОВЫЕ УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Резиновые упругие элементы применяют в конструкциях упругих муфт, вибро- и шумоизолирующих опорах и других устройствах для получения больших перемещений. Такие элементы обычно передают нагрузку через металлические детали (пластины, трубки и т. п.).

Преимущества резиновых упругих элементов: электроизолирующая способность; высокая демпфирующая способность (рассеяние энергии в резине достигает 30— 80%); способность аккумулировать большее количество энергии на единицу массы, чем пружинная сталь (до 10 раз). В табл. 1 приведены расчетные схемы и формулы для приближенного определения напряжений и перемещений для резиновых упругих элементов.

Материал элементов — техническая резина с пределом прочности ($\sigma_s \geq 8$ МПа; модуль сдвига $G = 500..900$ МПа).

В последние годы получают распространение пневмоэластичные упругие элементы.

Расчетная схема элемента	Напряжения	Перемещения	Допуска- емые напря- жения, МПа													
			стати- ческие	дина- миче- ские												
	$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2}$	$f = S \operatorname{tg} \left(\frac{F}{GA} \right)$	1,5	0,4												
	$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2F}{\pi (D+d)h}$	$f = \frac{F \ln \left(\frac{D}{d} \right)}{2\pi Gk}$														
	<table><tr><td>$\frac{f}{D-d}$</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td></tr><tr><td>k</td><td>1</td><td>0,93</td><td>0,89</td><td>0,84</td><td>0,81</td><td>0,8</td></tr></table>	$\frac{f}{D-d}$			0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	k	1	0,93	0,89	0,84	0,81
$\frac{f}{D-d}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5										
k	1	0,93	0,89	0,84	0,81	0,8										
	$\tau = \frac{2T}{\pi d^2 h}$	$\varphi = \frac{T}{\pi h G \left(\frac{1}{d^2} - \frac{1}{D^2} \right)}$	2,0	0,7												
	$\tau = 5,1 \frac{TD}{(D^4 - d^4)}$	$\varphi \approx 10,2 \frac{T}{G(D^4 - d^4)}$														
	$\sigma = \frac{F}{A}$	$f = \frac{Fh}{6,5 GA}$	3,0	1,0												

Примечание. Допускаемые напряжения для резиновых элементов упругих муфт $[\sigma] = 2,0$ МПа.

**СПАСИБО
ЗА ВНИМАНИЕ**