

**МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ
В ТРУБЧАТЫХ МАНОМЕТРИЧЕСКИХ ПРУЖИНАХ**

Г. И. ТЫЖНОВ

(Представлено научным семинаром кафедры сопротивления материалов)

Возникновение остаточных напряжений в трубчатых манометрических пружинах является следствием пластических деформаций металла на гибочной операции, которую проходят пружины в процессе изготовления. Величина и характер остаточных напряжений влияют на предел пропорциональности, усталостную прочность, релаксацию и коррозионную стойкость пружин [1]. Наличие остаточных напряжений подтверждает простой опыт с вырезкой кольцевых полосок из стенки пружины (рис. 1).

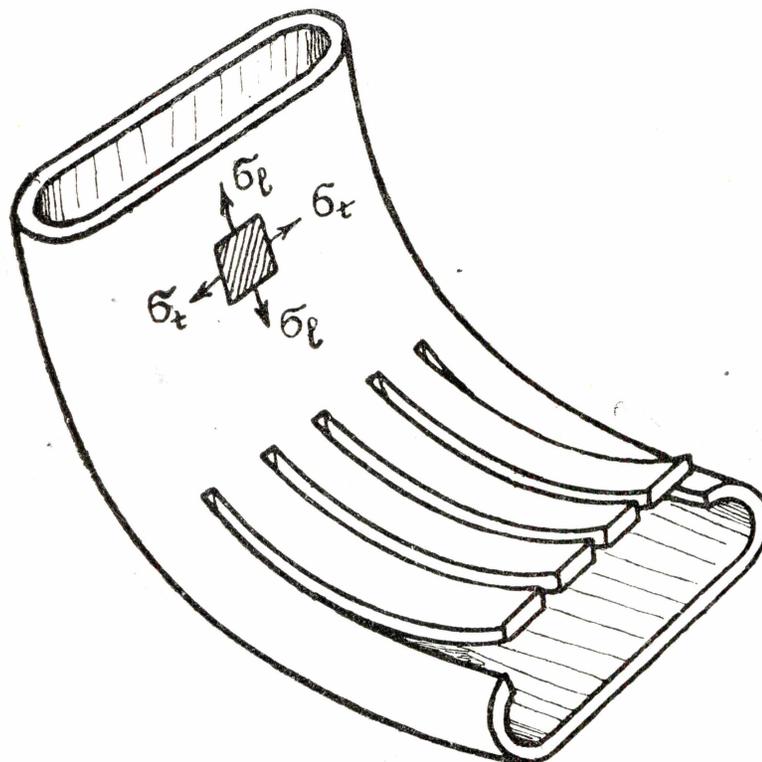


Рис. 1.

Для изучения остаточных напряжений в манометрических пружинах, с некоторыми изменениями, использовался известный метод исследова-

дования остаточных окружных напряжений на кольцевых образцах [2, 3]. Этот метод заключается в том, что с поверхности предварительно разрезанного кольца последовательно снимаются слои металла травлением в кислоте или механической обработкой; после каждой такой операции измеряется изменение диаметра оставшегося кольца и толщина удаленного слоя. Зная величину изменения диаметра, толщину слоя и предполагая, что остаточные напряжения были равномерно распределены по сечению слоя и длине кольца, можно вычислить величину напряжения, которую имел удаленный слой. Полное напряжение в n -ом слое определяется суммой

$$\sigma_n = \sigma_{1n} + \sigma_{2n} + \sigma_{3n}, \quad (1)$$

где σ_{1n} — напряжение в n -ом слое, снятое разрезкой кольца;

σ_{2n} — напряжение, оставшееся в этом слое перед его удалением;

σ_{3n} — напряжение, вызванное деформацией кольца вследствие удаления предыдущих напряженных $n-1$ слоев.

Обычно для измерения изменения диаметра колец применяют оптиметры, либо специальные устройства с датчиками сопротивления [2, 4]. Оказалось, что для таких тонкостенных деталей, какими являются манометрические пружины, эти способы применять нельзя из-за малой жесткости и имеющихся обычно отклонений от правильной кольцевой формы. Поэтому для измерения диаметра пружин при изучении остаточных напряжений предложен другой способ, по которому за величину изменения диаметра приближенно принимается изменение расстояния L между оплавленными концами стеклянных указателей, приклеенных клеем БФ-2 к поверхности пружины (рис. 2). Измерения производились на компараторе ИЗА-2 и на измерительном микроскопе УИМ-21 с точностью отсчетов $\pm 0,001$ мм. С учетом погрешности наводки общая погрешность в опытах оказалась равной $\pm 0,002$ мм. Подсчитаем систематическую ошибку предлагаемого метода. Для этого введем общепринятые допущения: 1) после удаления слоя кольцевая форма деформированной пружины сохраняется; 2) пружина испытывает только деформацию изгиба, т. е. длина нейтрального слоя не меняется. Предположим, что после удаления слоя диаметр пружины D_0 увеличился до значения D_1 , а расстояние между концами указателей L_0 — до L_1 (рис. 3). На основании принятых допущений длина пружины между двумя указателями

$$l = \varphi_0 \frac{D_0}{2} = \varphi_1 \frac{D_1}{2}, \quad (2)$$

где φ_0 и φ_1 — центральные углы между указателями до и после травления.

Согласно рис. 3,

$$\frac{\Delta L}{2} = A_1 O_1 \cos \frac{\Delta \varphi}{2} - A_0 O_0. \quad (3)$$

Имея в виду, что

$$\frac{\Delta \varphi}{2} = \frac{\varphi_0 - \varphi_1}{2},$$

и принимая $\varphi_0 = \pi$, при совместном решении уравнений (2) и (3) получим

$$D_1 \sin \frac{\pi D_0}{2D_1} = D_0 \pm 2b \left(1 - \sin \frac{\pi D_0}{2D_1} \right) \pm \Delta L, \quad (4)$$

где b — длина указателя; положительные знаки берутся в том случае,

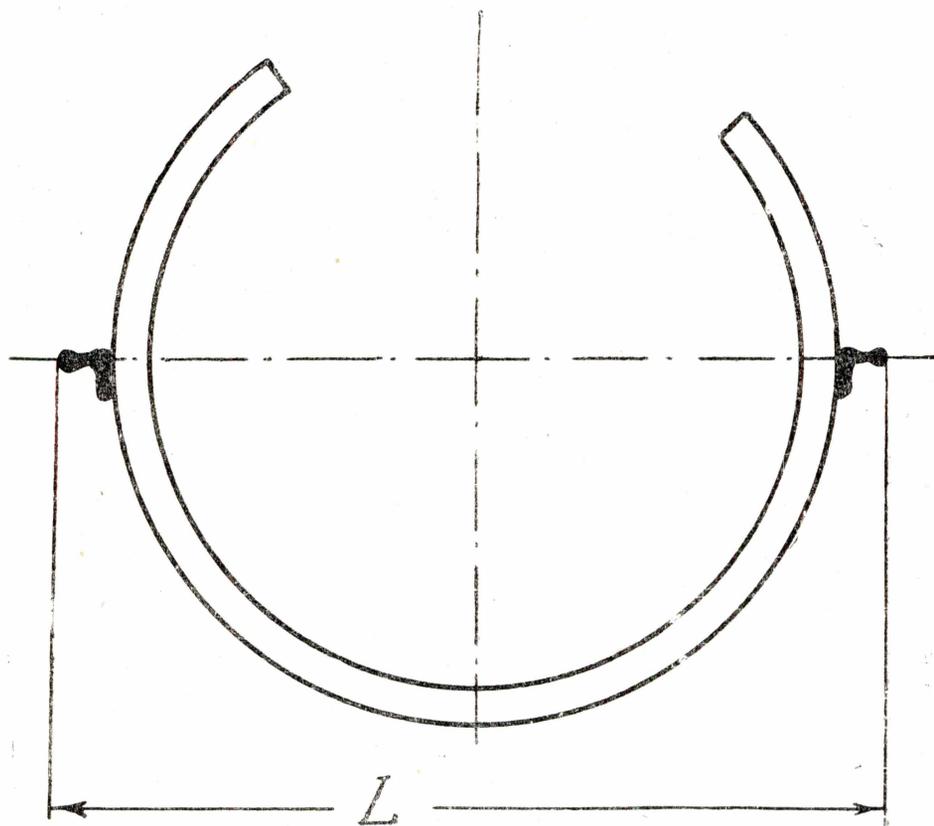


Рис. 2.

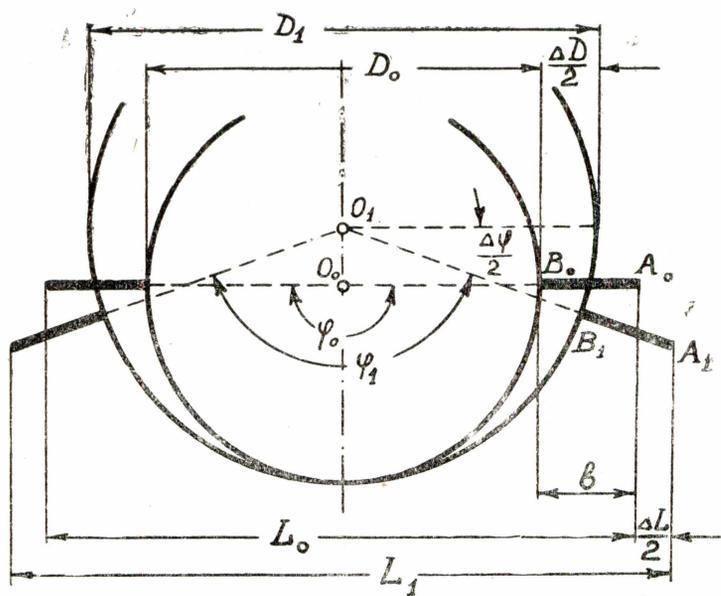


Рис. 3.

если указатель приклеен снаружи, а диаметр пружины после удаления слоя увеличился. Уравнение (4) точного решения не имеет. Результаты приближенного графического решения при $D_0 = 100$ мм и $b = 10$ мм приведены в таблице. Обычно $\Delta L < 0,5$ мм, поэтому, принимая $\Delta D = \Delta L$, допускаем ошибку не более 0,6 %.

ΔL мм	0,5	1	2	5	10
ΔD мм	0,503	1,015	2,06	5,40	11,9
$\Delta D/\Delta L$	1,006	1,015	1,03	1,08	1,19

Автором определялись остаточные напряжения σ_l в поверхностных слоях манометрических пружин. Перед травлением в азотной кислоте соответствующая часть поверхности пружины покрывалась слоем лака для защиты от травления. Удаление напряженного поверхностного слоя вызывало изменение диаметра пружины. Если удаляется растянутый слой с внутренней поверхности пружины, то последняя, очевидно, увеличит диаметр. Зная величину изменения диаметра, можно определить величину напряжения, которую имел удаленный слой. Удаление напряженного слоя равносильно приложению к оставшемуся сечению центрально растягивающей силы ΔP и изгибающего момента $M_0 = \Delta P \cdot e$ (рис. 4) [2]. Оставляя в стороне действие растягивающей силы, так как она не вызывает изменения кривизны пружины, учтем только изгибающий момент M_0 , который можно найти по известной формуле сопротивления материалов

$$\Delta D = \frac{2M_0 R^2}{EI}, \quad (5)$$

где ΔD — изменение диаметра пружины от приложенных по ее концам моментов M_0 ; R — радиус пружины; EI — жесткость. Полагая, что напряжения σ_l были равномерно распределены по слою, можно записать

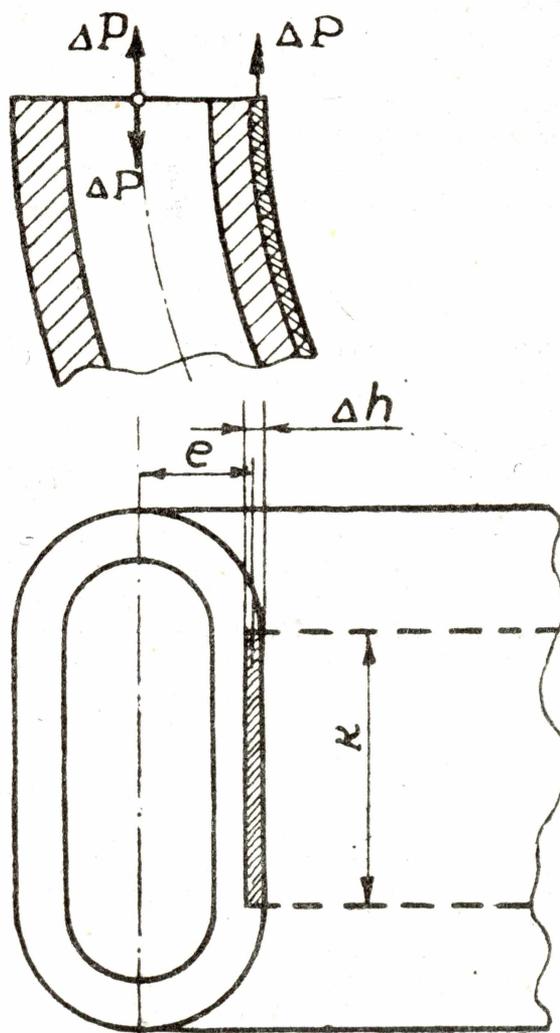


Рис. 4.

$$M_0 = \Delta P \cdot e = \sigma_l \cdot \Delta h \cdot k \cdot e.$$

После подстановки этого выражения в (5) получим

$$\sigma_l = \pm \frac{\Delta DEI}{2R^2 ke \Delta h}. \quad (6)$$

Здесь ΔD — изменение диаметра пружины после удаления слоя, k — ширина и Δh — толщина слоя, EI — жесткость сечения пружины, e — расстояние от центра тяжести сечения до середины удаленного слоя; знак плюс относится к травлению изнутри, а минус — к травлению снаружи.

Деформация изгиба тонкостенных кривых труб значительно больше вычисленной в соответствии с обычной теорией изгиба [5], т. е. действительная жесткость сечения оказывается меньше расчетной. Кроме того, нужно принять во внимание, что жесткость труб зависит от направления деформации: при загибе она меньше, чем при разгибе. Это мало известное, на первый взгляд странное, поведение кривых труб обусловлено особенностью деформации сечения [6, 7]. Вследствие того, что теоретической оценки это явление до сих пор не получило, для увеличения точности определения остаточных напряжений действительную жесткость сечения лучше определять опытным путем. Для этого пружина в простом приспособлении нагружалась сосредоточенными диаметрально приложенными силами, после чего измерялось изменение ее диаметра. Действительная жесткость сечения вычислялась по формуле, соответствующей для данного способа загрузки кривого бруса малой кривизны,

$$EI = \frac{\pi PR^3}{2\Delta D_p}. \quad (7)$$

Теперь, подставляя значение найденной жесткости в формулу (6), получим

$$\sigma_l = \pm \frac{\pi \Delta DPR}{4\Delta D_p ke \Delta h}, \quad (8)$$

где P — величина сосредоточенной силы, а ΔD_p — изменение диаметра пружины от этой силы. Остальные обозначения прежние. Исследование точности предлагаемого метода определения остаточных напряжений в поверхностных слоях, в пределах допущений, принятых выше, показало, что общая максимальная ошибка не будет больше 10%. Основным источником ошибок является операция измерения изменения диаметра (4%). Опытами было обнаружено, что величина остаточных напряжений в поверхностных слоях латунных манометрических пружин из сплава Л-62 зависит от способа изготовления пружин и от последующей термообработки. У пружин, не прошедших термообработку, величина остаточных напряжений в поверхностных слоях толщиной 0,03—0,05 мм может достигать ± 20 кг/мм².

Изучалось также распределение остаточных напряжений по толщине стенки пружины манометра на вырезанных из пружины полосках методом последовательного удаления слоев металла. В проведении таких опытов и в последующих расчетах имеются некоторые отличия от известных способов определения остаточных напряжений в замкнутых кольцах. Критерием правильности определения остаточных напряжений в этом случае является равенство положительной и отрицательной частей площади эпюры напряжений, так как из условия равновесия мысленно отсеченной части момент и равнодействующая остаточных напряжений должны равняться нулю.

Особенность методики определения остаточных напряжений в манометрических пружинах заключается в том, что вырезаемая полоска является лишь частью сечения и поэтому для нее, вообще говоря, момент и равнодействующая не должны равняться нулю. Это положение можно пояснить рис. 5. Пусть, например, вырезаемая из пружины полоска сечением AA_1B_1B неравномерно растянута (за счет сжатия остальной части сечения) и эпюра остаточных напряжений имеет вид трапеции.

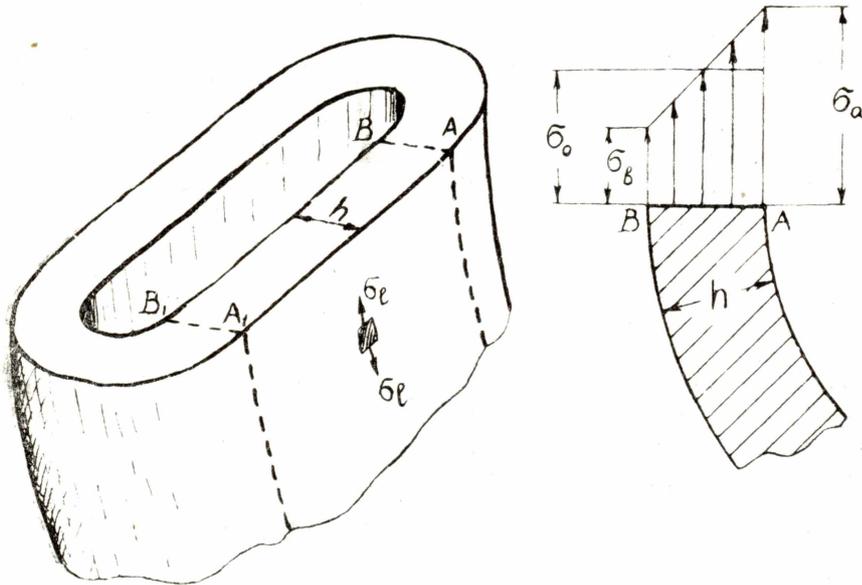


Рис. 5.

После вырезки полоска испытывает двойную деформацию: укоротится — за счет освобождения равномерно распределенной составляющей σ_0 и изменит радиус кривизны — за счет освобождения момента остаточных напряжений. Следовательно, величину остаточных напряжений в данном случае нельзя определять только по деформации изгиба, потому что в этом случае теряется составляющая σ_0 . Для изучения распределения остаточных напряжений в части сечения пружины сперва на одной партии одинаковых пружин определялась величина поверхностных остаточных напряжений σ_a (описанным выше способом), а на другой партии пружин вырезались кольцевые полоски, измерялись изменения их диаметров после вырезки из пружины и вычислялась составляющая σ_1 в уравнении (1); затем последовательным травлением определялись σ_{2n} и σ_{3n} , после чего строилась эпюра распределения напряжений. Эта эпюра должна иметь равенство площадей положительных и отрицательных напряжений. Построенную эпюру смещали до совпадения ее начала со значением σ_a , определенной ранее, и, таким образом, получили полную эпюру остаточных напряжений на участке AA_1B_1B сечения манометрической пружины (рис. 5). Следовательно, полное напряжение в некоторой части сечения криволинейной детали будет

$$\sigma_n = \sigma_0 + \sigma_{1n} + \sigma_{2n} + \sigma_{3n}. \quad (9)$$

Не приводя здесь вывода отдельных составляющих этой формулы, который производится на основании обычных рассуждений, принятых в сопротивлении материалов, запишем ее в развернутом виде

$$\sigma_n = \sigma_0 \pm \frac{\Delta D_0 \alpha E (h - 2y_n)}{D_1 D_2} \pm \frac{\alpha E y_n^2 \Delta D_n}{3 D_n^2 \Delta y_n} \pm$$

$$\pm \frac{\alpha E}{3} \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\Delta D_i y_i}{D_i^2} \mp \alpha E \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\Delta D_i}{D_i^2} (y_i - 2y_n). \quad (10)$$

Верхние знаки соответствуют случаю стравливания слоев изнутри, а нижние—снаружи; ΔD_0 —изменение диаметра полоски после вырезки ее из тела пружины, $\Delta D_0 = D_1 - D_2$; y_n, y_i —координаты, отсчитанные до соответствующего слоя от нестравливаемой стороны полоски; $\Delta D_n, \Delta D_i$ —изменения диаметра кольца, получающиеся после удаления n -ого и i -го слоев; при увеличении диаметра ΔD_n и ΔD_i берутся с положительным знаком, а при уменьшении—с отрицательным; D_n, D_i —средний диаметр оставшегося сечения кольца после удаления n -ого или i -го слоя. Коэффициент цилиндрической жесткости

$$\alpha = \frac{1}{1 - \nu^2}.$$

Его вводят тогда, когда толщина полоски h мала по сравнению с шириной k , т. е. $h \leq 0,2 k$ [3]. От известной формулы Н. Н. Давиденкова [2] формула (10) отличается тем, что в нее введен член σ_0 , определяемый опытным путем, пренебрежением влияния кривизны вырезанной полоски и заменой интегралов конечными суммами.

На рис. 6 показаны эпюры остаточных напряжений σ_i по сечению стенки манометрической пружины из сплава Л-62 после гибочной опе-

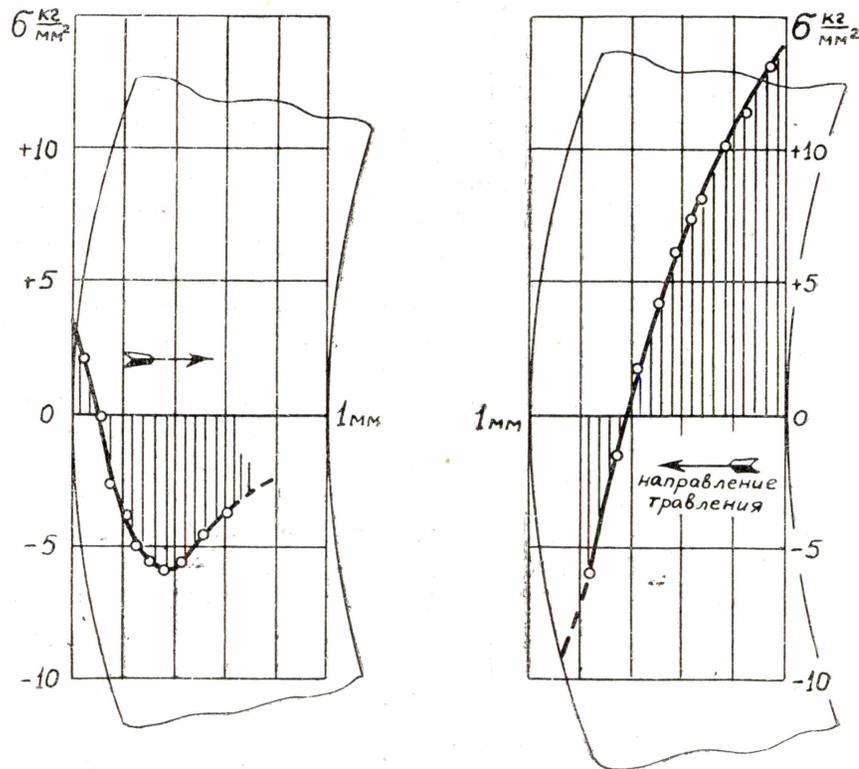


Рис. 6.

рации. Эпюры были построены описанным выше способом; расчет напряжений в каждом удаленном слое производился по формуле (10)

Выводы

Для исследования остаточных напряжений в кольцевых тонкостенных деталях предлагается способ измерений диаметра с помощью наклеенных стеклянных указателей. Систематическая ошибка этого способа при увеличении изменения диаметра возрастает, однако, при встречающихся обычно на практике величинах таких изменений систематическая ошибка не превышает 0,6%. Гораздо большие погрешности вносят ошибки измерения и измерительного прибора.

На основе метода определения остаточных напряжений в замкнутых кольцах, предложенного акад. Н. Н. Давиденковым, разработан комбинированный метод определения остаточных напряжений в части сечения манометрической трубки. По предлагаемому методу на одной партии пружин предварительно определяется величина поверхностных остаточных напряжений; из другой партии таких же пружин вырезают кольцевые полоски и на них изучается распределение остаточных напряжений, зависящее от моментной составляющей; полная эпюра остаточных напряжений является результатом графического совмещения полученной эпюры с величиной поверхностного остаточного напряжения, полученной ранее.

Для облегчения расчетов и увеличения точности действительную жесткость сечения пружины лучше определять опытным путем.

Опытами доказано наличие остаточных напряжений в манометрических пружинах; величина их может достигать 20 кг/мм².

ЛИТЕРАТУРА

1. А. В. Бобылев. Коррозийное растрескивание латуни. Металлургиздат, Москва, 1956.
2. Н. Н. Давиденков. Измерение остаточных напряжений в трубах. Ж.Т.Ф. т. 1, вып. 1, 1931.
3. М. А. Бабичев. Методы определения внутренних напряжений в деталях машин. АН СССР, 1955.
4. П. Е. Дьяченко и А. Н. Добычина. Вестник машиностроения, № 10, 1951.
5. С. Д. Пономарев и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 1, Машгиз, 1956.
6. С. П. Тимошенко и Д. Лессельс. Прикладная теория упругости. ГНТИ, 1930.
7. В. И. Феодосьев. Упругие элементы точного приборостроения. Оборонгиз, 1949.