

На правах рукописи

Устинов Николай Николаевич

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТОНКОСТЕННЫХ
МАНОМЕТРИЧЕСКИХ ТРУБЧАТЫХ ПРУЖИН С ПЕРЕМЕННОЙ ПО
ПЕРИМЕТРУ СЕЧЕНИЯ ТОЛЩИНОЙ СТЕНКИ**

**05.13.18 – Математическое моделирование, численные методы и
комплексы программ**

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Тюмень – 2004

Работа выполнена на кафедре общетехнических дисциплин Тюменской государственной сельскохозяйственной академии.

Научный руководитель кандидат технических наук, доцент
Пирогов Сергей Петрович

Научный консультант кандидат технических наук, доцент
Смолин Николай Иванович

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук,
профессор
Мальцев Лев Евгеньевич
кандидат технических наук,
доцент
Буженко Виктор Ефимович

Ведущая организация Томский манометровый завод
АО «Манотомь»

Защита состоится «16» апреля 2004 года в 10 часов на заседании диссертационного совета К 212.274.01 по присуждению ученой степени кандидата наук при Тюменском государственном университете по адресу: 625003, г. Тюмень, ул. Перекопская 15а, ауд.217.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Тюменского государственного университета.

Автореферат разослан «14» марта 2004 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Бутакова Н.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Манометрические трубчатые пружины (МТП, пружины Бурдона) получили широкое распространение в качестве чувствительных элементов приборов и средств автоматики. Повышение требований к точности и надежности приборов, необходимость уменьшения габаритов приборов требует совершенствования технического уровня их чувствительных элементов.

Одним из возможных путей улучшения технических характеристик манометрических пружин является применение трубчатых пружин новых конструкций – пружин с переменной по периметру сечения толщиной стенки. Преимущество таких пружин по сравнению с пружинами с постоянной толщиной стенки было доказано в работах М.П. Шумского и С.П. Пирогова. В то же время методы и эффективные алгоритмы по проведению проектировочных расчетов пружин данных конструкций не разработаны. Остается неизученным вопрос о влиянии закона изменения толщины стенки по периметру сечения на технические параметры пружин со сложной формой средней линии. Использование математических моделей пружин с переменной толщиной стенки и разработка алгоритмов их реализации на ПЭВМ, создание прикладного программного обеспечения имеет важное значение при решении широкого спектра прикладных задач.

Объектом исследования является манометрическая трубчатая пружина (пружина Бурдона), используемая в качестве упругого чувствительного элемента приборов и средств автоматики.

Предметом исследования является напряженно-деформированное состояние манометрических пружин с различными типами сечений.

Целью диссертационной работы является разработка методики расчета и автоматического проектирования тонкостенных манометрических трубчатых пружин с переменной по периметру сечения толщиной стенки.

Исходя из указанной цели исследования, его основными задачами являются:

1. Проведение сравнительного анализа и разработка классификации существующих конструкций манометрических трубчатых пружин.
2. Разработка универсальной математической модели, позволяющей рассчитать тонкостенную трубчатую пружину с переменной по периметру сечения толщиной стенки и исследовать влияние геометрии манометрической пружины на ее напряженно-деформированное состояние.
3. Проведение анализа достоверности и точности получаемых результатов путем сравнения с результатами других авторов.
4. Исследование влияния геометрии сечений с переменной толщиной стенки на технические параметры манометрических пружин.
5. Разработка эффективного алгоритма и комплекса прикладных программ для расчета и автоматического проектирования

тонкостенных манометрических трубчатых пружин с переменной толщиной стенки.

Методологической базой исследования послужили работы Аксельрада Э.Л., Васильева Б.Н.

Методы исследования. В работе использованы методы теории оболочек, численные методы, методы теории исследования операций. Расчеты и комплекс прикладных программ выполнены в среде MATLAB.

Научная новизна. В работе впервые рассмотрен комплекс вопросов, связанных с исследованием манометрических трубчатых пружин с переменной толщиной стенки и произвольной формой сечения, включающий:

- обобщенный алгоритм расчета манометрических трубчатых пружин произвольной формы сечения и переменной по периметру толщиной стенки, основанный на решении дифференциальных уравнений, описывающих осесимметричный изгиб кривой трубы;
- уточненные и новые результаты, относящиеся к исследованию влияния геометрии сечения на напряженно-деформированное состояние трубчатой манометрической пружины;
- алгоритм автоматического проектирования манометрических трубчатых пружин с переменной по периметру сечения толщиной стенки.

Практическая значимость.

1. Разработан алгоритм и прикладное программное обеспечение для расчета и автоматического проектирования манометрических пружин с переменной толщиной стенки и произвольной формой сечения.
2. Разработаны рекомендации по рациональному проектированию манометрических пружин с переменной толщиной стенки.
3. Предложена и рассчитана новая конструкция манометрической трубчатой пружины с переменной толщиной стенки.

Созданное в рамках работы прикладное программное обеспечение для расчета и автоматического проектирования тонкостенных манометрических трубчатых пружин внедрено на Томском манометровом заводе (АО «Манотомь»).

Достоверность результатов. Достоверность результатов исследования обосновывается:

- применением известных математических методов, использовавшихся ранее при решении прикладных задач;
- соответствием полученных результатов с аналитическими, численными и экспериментальными данными, полученными другими авторами.

Апробация работы и публикации. Основные положения работы докладывались автором на двух конференциях: Международной научно-практической конференции «Проблемы эксплуатации транспортных систем в суровых условиях» (Тюмень, 2002); Международной научно-практической конференции «Нефть и газ: проблемы недропользования, добычи и транспортировки» (Тюмень, 2002); на научно-методическом семинаре кафедры «Теоретическая и прикладная механика» ТюмГНГУ (2003); на

научном семинаре кафедр факультета математики и компьютерных наук Тюменского государственного университета (2003). Основное содержание диссертации отражено в 8 печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка литературы из 101 наименования и приложения. Общий объем работы составляет 156 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность темы исследования и изложено краткое содержание работы.

В первой главе показан принцип действия МТП. На основании литературных и патентных источников разработана классификация пружин Бурдона (см. рис.1). Приведен обзор работ, непосредственно примыкающих к теме диссертации, сформулированы цель и задачи исследования.

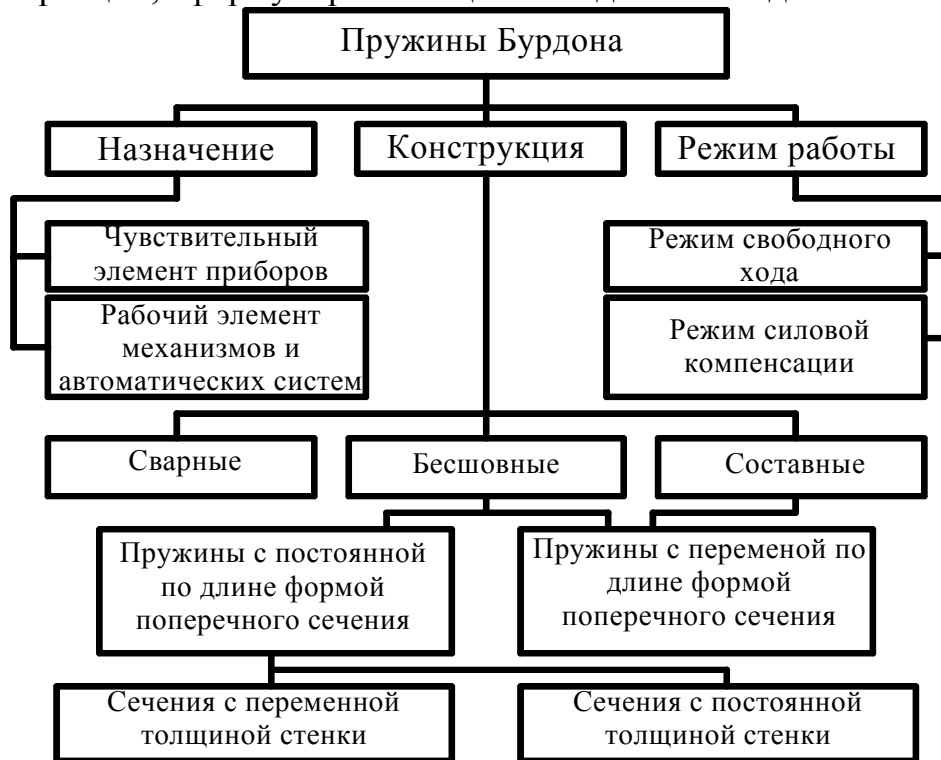


Рис.1. Классификация манометрических трубчатых пружин (пружин Бурдона)

Во второй главе рассматривается математическая модель напряженно-деформированного состояния тонкостенных МТП с произвольной формой сечения и переменной толщиной стенки.

В первом параграфе приведен известный вывод системы двух дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих осесимметричный изгиб кривой трубы и используемых в дальнейшем для анализа напряженно-деформированного состояния МТП с различной геометрией сечения.

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{1}{t}\psi'\right)' + \mu\vartheta\cos\alpha &= -m\sin\alpha, \\ (t^3\vartheta') - \mu\psi\cos\alpha &= qp^\circ; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Система уравнений (1) позволяет рассчитать трубку, для которой плоскость $\eta=0, \pi$ является плоскостью симметрии формы поперечного сечения и его деформации при действии равномерного нормального давления.

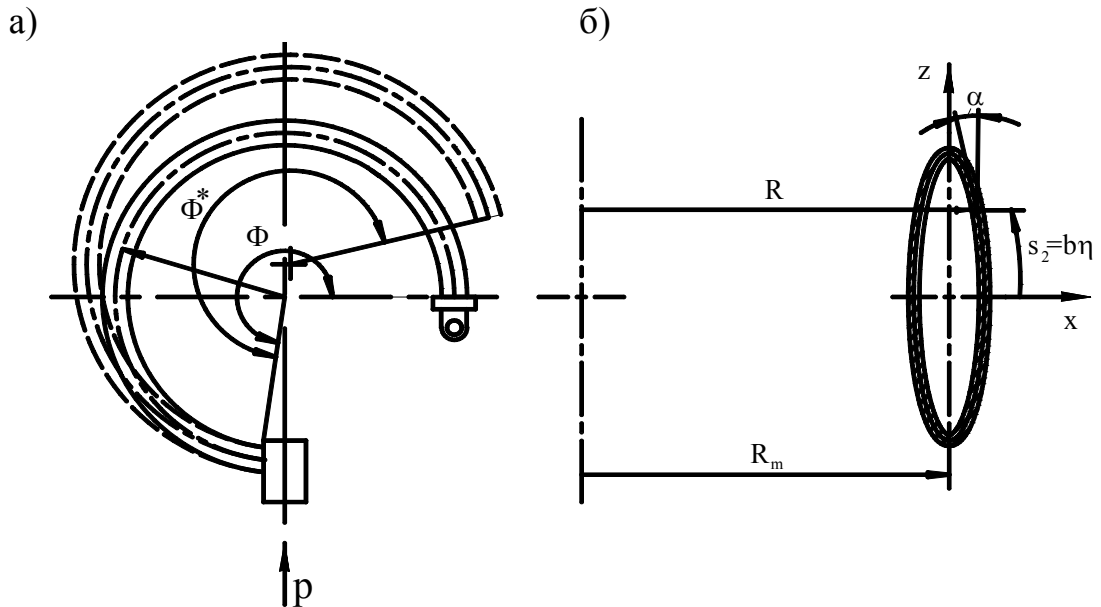


Рис.2. Манометрическая трубчатая пружина: а – деформация под действием давления; б – меридиональное сечение

Искомые функции ψ и ϑ , характеризующие соответственно напряжения в стержне и изменение начального угла наклона касательной $\alpha(\eta)$ (см. рис.2 б), имеют вид

$$\psi(\eta) = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{b}{Eh_m^2} \int_0^\eta T_1(\eta) d\eta, \quad \vartheta(\eta) = \alpha(\eta) - \alpha^*(\eta), \quad (2)$$

где η – безразмерная координата; ν – коэффициент Пуассона материала трубки; b – «приведенный радиус» сечения; T_1 – нормальное усилие на единицу длины поперечного сечения; E – модуль упругости материала трубки; h_m – толщина стенки пружины в точке с координатой $\eta=\pi/2$. Индекс * обозначает величины, характеризующие геометрию оболочки в деформированном состоянии.

Параметры q , μ и m , учитывающие соответственно нормальное давление p , кривизну оси и ее изменение, определяются следующим образом:

$$q = 12(1-\nu^2) \frac{pb^3}{Eh_m^3}, \quad \mu = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{b^2}{R_m h_m}, \quad m = \mu^* - \mu, \quad (3)$$

где R_m – радиус центральной оси трубки (см. рис.2).

Перерезывающая сила в сечении с $b=1$ от единичной нагрузки представлена в (1) функцией p° .

$$p^{\circ} = -\cos \alpha \int_0^{\eta} \cos \alpha d\eta - \sin \alpha \int_{\pi/2}^{\eta} \sin \alpha d\eta \quad (4)$$

Относительная толщина стенки $t(\eta)$ определяется следующим образом:

$$t(\eta) = h(\eta) / h_m, \quad (5)$$

где $h(\eta)$ – толщина стенки сечения.

Уравнения (1) справедливы при следующих положениях: материал трубки упругий и однородный, толщина стенок мала по сравнению с b ; угол поворота мал сравнительно с единицей; размеры поперечного сечения малы сравнительно с R_m .

В случае одновременного действия внутреннего давления p и изгибающих пар M_z , приложенных в плоскости центральной оси, функция ψ и момент M_z связаны условием

$$M_z = \frac{Eh^2 b}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \oint \psi \sin \alpha d\eta. \quad (6)$$

В зависимости от типа задачи система уравнений (1) принимает определенный вид. Возможны два основных случая: пружина под действием внутреннего давления не меняет своей кривизны (режим силовой компенсации), при этом $m=0$; свободный конец пружины имеет возможность поворачиваться и перемещаться (режим свободного хода), при этом $M_z=0$.

Во втором параграфе рассмотрен вопрос задания формы поперечного сечения МТП.

Для задания форм средней линии сечения симметричных относительно двух осей x, z (плоскоовальной, овальной, восьмеркообразной, ромбовидной) в качестве формы средней линии используем «универсальное» сечение (см. рис.3), предложенное Г.И. Тыжновым. Геометрия средней линии сечения в данном случае однозначно определяется размерами A, B, B_1 (см. рис.3).

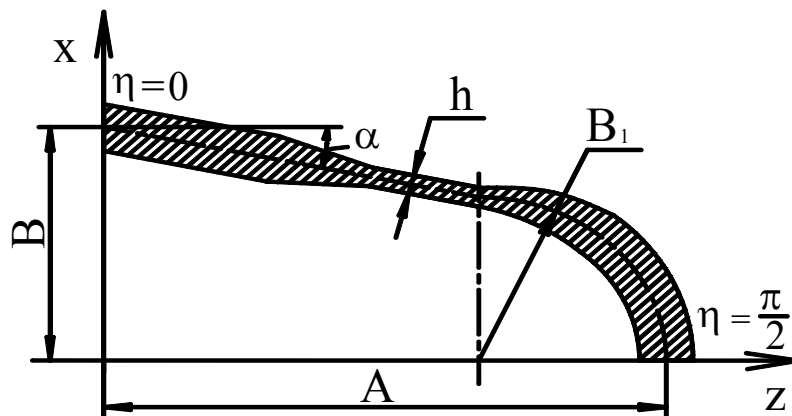


Рис.3. Модель «универсального» сечения манометрической пружины ($0 \leq \eta \leq \pi/2$)

Учитывая симметрию сечения относительно двух осей, функцию изменения толщины стенки на интервале $0 \leq \eta \leq \pi/2$ определим следующим образом:

$$h(\eta) = \begin{cases} h_{\max} & 0 \leq \eta \leq \eta_1 \\ h_{\min} + (h_{\max} - h_{\min})(\eta_2 - \eta)/(\eta_2 - \eta_1) & \eta_1 < \eta \leq \eta_2 \\ h_{\min} & \eta_2 < \eta \leq \eta_3 \\ h_{\min} + (h_{\max} - h_{\min})(\eta - \eta_3)/(\eta_4 - \eta_3) & \eta_3 < \eta \leq \eta_4 \\ h_{\max} & \eta_4 < \eta \leq \pi/2 \end{cases}, \quad (7)$$

где h_{\max} – максимальная толщина стенки сечения; h_{\min} – минимальная толщина стенки сечения; $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ – координаты, определяющие закон изменения толщины стенки по периметру сечения.

Подробно рассмотрен вопрос задания сегментообразного поперечного сечения и сечения с продольными гребнями (гофрами).

В третьем параграфе получено численное решение системы (1), которое, в отличие от решения Б.Н. Васильева, позволяет по единому алгоритму рассчитать пружину с произвольной формой средней линии и переменной толщиной стенки при условии симметрии сечения относительно оси x .

Введем обозначения $\frac{1}{t}\psi' = \varphi$, $t^3\vartheta' = u$ и приведем систему уравнений (1) к эквивалентной системе уравнений первого порядка, в результате имеем:

$$\begin{cases} \varphi' = \mu \cos \alpha \vartheta - m \sin \alpha \\ u' = -\mu \cos \alpha \psi - q\rho^\circ \\ \psi' = t\varphi \\ \vartheta' = \frac{1}{t^3}u \end{cases}. \quad (8)$$

Рассмотрим решение системы в двух случаях. В первом случае, когда сечение симметрично относительно двух осей x и z (см. рис.2.5), система уравнений дополнена граничными условиями:

$$\begin{cases} \psi(0) = 0 \\ \vartheta(0) = 0 \end{cases}, \begin{cases} \psi'(\pi/2) = 0 \\ \vartheta(\pi/2) = 0 \end{cases}. \quad (9)$$

Во втором случае, когда сечение симметрично относительно оси x , граничные условия имеют вид

$$\begin{cases} \psi(0) = 0 \\ \vartheta(0) = 0 \end{cases}, \begin{cases} \psi(\pi) = 0 \\ \vartheta(\pi) = 0 \end{cases}. \quad (10)$$

Для решения полученной краевой задачи применим метод стрельбы. В соответствии с этим методом краевая задача (8),(9) заменяется задачей Коши для той же самой системы уравнений (8) и с начальными условиями, заданными в точке $\eta=0$:

$$\begin{cases} \psi(0) = 0 \\ \vartheta(0) = 0 \end{cases}, \begin{cases} \varphi(0) = c \\ u(0) = d \end{cases}. \quad (11)$$

При решении задачи Коши значения функций ψ' и \mathcal{G} при $\eta=\pi/2$ будут зависеть от c и d . Поскольку уравнения и начальные условия линейны, то зависимость $\psi'(\pi/2)$ и $\mathcal{G}(\pi/2)$ от c и d тоже линейная. Например, в первом случае будем иметь

$$\left. \begin{aligned} \psi'(\pi/2, c, d) &= A_1 + B_1 c + E_1 d \\ \mathcal{G}(\pi/2, c, d) &= A_2 + B_2 c + E_2 d \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Для определения коэффициентов $A_1, A_2, B_1, B_2, E_1, E_2$ выбираем три набора констант: $c_0=0, d_0=0$; $c_1=1, d_1=0$; $c_2=0, d_2=1$. В первом случае, решая задачу Коши для каждого из этих условий, получим

$$\begin{aligned} A_1 &= \varphi(\pi/2, c_0, d_0), & A_2 &= \mathcal{G}(\pi/2, c_0, d_0), \\ B_1 &= \varphi(\pi/2, c_1, d_1) - A_1, & B_2 &= \mathcal{G}(\pi/2, c_1, d_1) - A_2, \\ E_1 &= \varphi(\pi/2, c_2, d_2) - A_1, & E_2 &= \mathcal{G}(\pi/2, c_2, d_2) - A_2. \end{aligned}$$

Для определения значений c и d , при которых выполняются условия (9), решаем систему уравнений (12). При найденных значениях c и d ещё раз решаем задачу Коши, решение которой совпадает с решением краевой задачи, при этом выполняются условия (9). Совершенно аналогично решается задача в случае граничных условий (10). Для решения задачи написана программа в среде МАТАВ, интегрирование задач Коши проводилось методом Рунге-Кутты 4 порядка точности с использованием стандартного решателя ode45.

В четвертом параграфе получены аналитические выражения для определения технических параметров пружин Бурдона.

В линейном приближении искомые функции представим в виде суммы двух частей, пропорциональных соответственно параметру изменения кривизны m и параметру нормального давления q :

$$\psi = m\psi_m + q\psi_q, \quad \mathcal{G} = m\mathcal{G}_m + q\mathcal{G}_q. \quad (13)$$

В результате подстановки выражений (13) в систему (1), получим две системы:

$$\left\{ \begin{aligned} \left(\frac{1}{t} \psi'_m \right)' - \mu \mathcal{G}_m \cos \alpha &= -\sin \alpha \\ \left(t^3 \mathcal{G}'_m \right) + \mu \psi_m \cos \alpha &= 0 \end{aligned} \right. , \quad \left\{ \begin{aligned} \left(\frac{1}{t} \psi'_q \right)' - \mu \mathcal{G}_q \cos \alpha &= 0 \\ \left(t^3 \mathcal{G}'_q \right) + \mu \psi_q \cos \alpha &= -p^\circ \end{aligned} \right. \quad (14)$$

Используя алгоритм решения системы (1), определяем из систем (14) функции $\psi_m, \psi_q, \mathcal{G}_m, \mathcal{G}_q$.

Выражения для вычисления продольных и поперечных напряжений в любой точке наружного и внутреннего контура сечения имеют вид

$$\frac{\sigma_1}{p} = \frac{b^2 \sqrt{12(1-\nu^2)}}{h_m^2 t} \left(\frac{\psi'}{q} \right) \pm \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \frac{bt}{h_m} \left(\frac{m}{q} \right) \cos \alpha \pm \frac{6t\nu b}{h_m} \left(-\frac{\mathcal{G}'}{q} \right), \quad (15)$$

$$\frac{\sigma_2}{p} = -\mu \sin \alpha \frac{b}{h} \left(\frac{\psi}{q} \right) \pm t^2 \nu \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \frac{b}{h} \left(\frac{m}{q} \right) \cos \alpha \pm 6t^3 \left(\frac{b}{h} \right)^2 \left(-\frac{g'}{q} \right). \quad (16)$$

Относительный угол раскрытия $\Delta\Phi/\Phi$, коэффициент Кармана K , тяговый момент M_T , работоспособность при номинальном давлении $A_{ном.}$ определяются следующим образом:

$$\frac{\Delta\Phi}{\Phi p} = -\frac{12(1-\nu^2)}{\mu E} \left(\frac{b}{h_m} \right)^3 \frac{\oint \psi_q \sin \alpha d\eta}{\oint \psi_m \sin \alpha d\eta}, \quad K = \frac{h b^2 \oint \psi_m \sin \alpha d\eta}{\oint x^2 h d\eta},$$

$$\frac{M_T}{p} = \frac{b^4 \sqrt{12(1-\nu^2)}}{h_m} \oint \psi_q \sin \alpha d\eta,$$

$$A_{ном.} = \frac{6(1-\nu^2) R[\sigma]^2 b^5 \Phi}{(\sigma_{экв. max} / p)^2 E h_m^3} \cdot \frac{\oint \psi_q \sin \alpha d\eta \oint \psi_q \sin \alpha d\eta}{\oint \psi_m \sin \alpha d\eta}, \quad (17)$$

где Φ – центральный угол пружины (рис.2); x – координата точки средней линии сечения (см. рис.3); $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала пружины; $\sigma_{экв. max}$ – максимальное эквивалентное напряжение.

В *пятом параграфе* проведена проверка достоверности предложенной математической модели путем сравнения расчетных данных по чувствительности и напряжениям с экспериментальными и расчетными данными других авторов.

В таблице приведены результаты сопоставления результатов расчетной чувствительности МТП с переменной толщиной стенки с экспериментальными данными и результатами расчета С.П. Пирогова энергетическим методом.

Таблица

Сравнение полученных результатов по чувствительности с экспериментальными и расчетными данными С.П. Пирогова

№	А, мм	В, мм	h _{max} , мм	h _{min} , мм	R _m , мм	Φ°	Е, МПа	Относительный угол раскрытия $\Delta\Phi/(\Phi p) \cdot 10^{-2}$, 1/ МПа				
								Эксперимент	Расчет С.П. Пирогова	Δ, %	Расчет по (17)	Δ, %
1	9,05	1,81	1,88	1,13	55,0	216	10 ⁵	0,29	0,26	10,0	0,26	10,90
2	9,26	1,97	1,46	0,88	48,0	242	10 ⁵	0,51	0,51	1,2	0,49	5,40
3	9,30	1,98	1,45	0,87	46,6	243	10 ⁵	0,49	0,52	-5,0	0,50	-0,20
4	9,33	1,76	1,88	1,31	53,0	231	10 ⁵	0,26	0,27	-8,2	0,26	-0,75
5	9,34	2,03	1,44	1,01	53,7	233	10 ⁵	0,46	0,44	6,4	0,48	-4,34

На рис.4 представлены графики, позволяющие оценить точность расчета при помощи предложенной методики по напряжениям путем сравнения с расчетными данными Л.Е. Андреевой.

В результате установлено, что точность расчета при помощи предложенного решения следует считать приемлемой для оценки напряженно-деформированного состояния МТП.

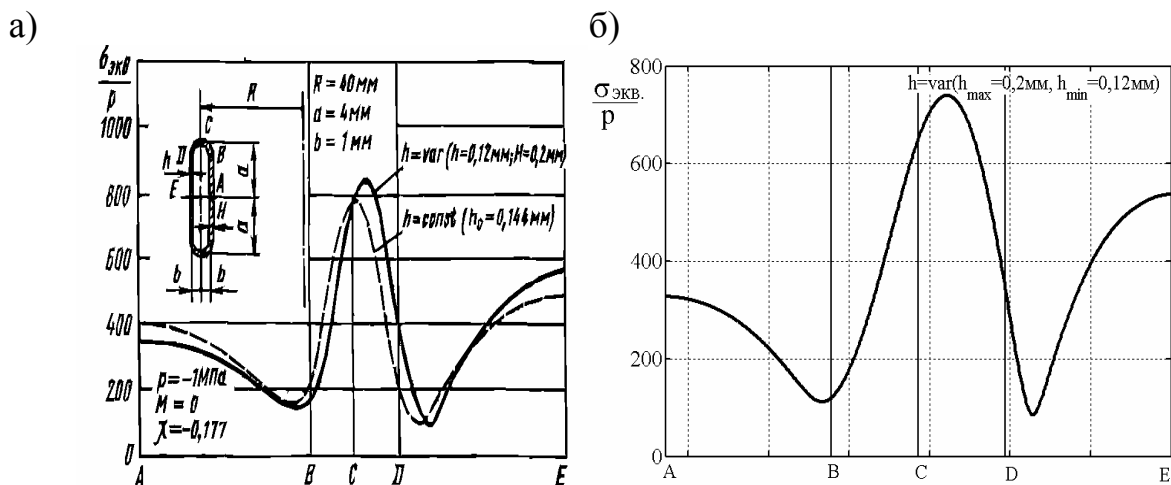


Рис.4. Сравнение результата расчета по напряжениям с расчетными данными Л.Е. Андреевой для трубки плоскоовального сечения с учетом технологической разностенности: а – расчетные данные Л.Е. Андреевой; б – расчетные напряжения по предложенной методике

В шестом параграфе приведена реализация пакета прикладных программ для расчета и анализа напряженно-деформированного состояния МТП. Пакет прикладных программ (свидетельство №2003611920) разработан в среде MATLAB.

При разработке пакета предусмотрены следующие виды расчета: расчет МТП с переменной по периметру сечения толщиной стенки и плоскоовальной, овальной и восьмеркообразной формой средней линии; расчет МТП плоскоовальной, овальной и восьмеркообразной формы с учетом технологической разностенности; расчет МТП с сегментообразной формой поперечного сечения; расчет МТП с продольными гребнями (гофрами).

Пакет программ обеспечивает выполнение следующих функций:

- визуальный контроль геометрии поперечного сечения рассчитываемой пружины;
- визуализация решения дифференциальных уравнений, описывающих напряженно-деформированное состояние МТП;
- определение технических параметров пружины при заданном и номинальном давлении;
- построение эпюр продольных, поперечных и эквивалентных напряжений на внутреннем и наружном контуре сечения пружины;

- построение трехмерного изображения сегмента манометрической трубки с функциональной окраской, соответствующей значениям эквивалентных напряжений на внутреннем и наружном контуре пружины (см. рис.5).

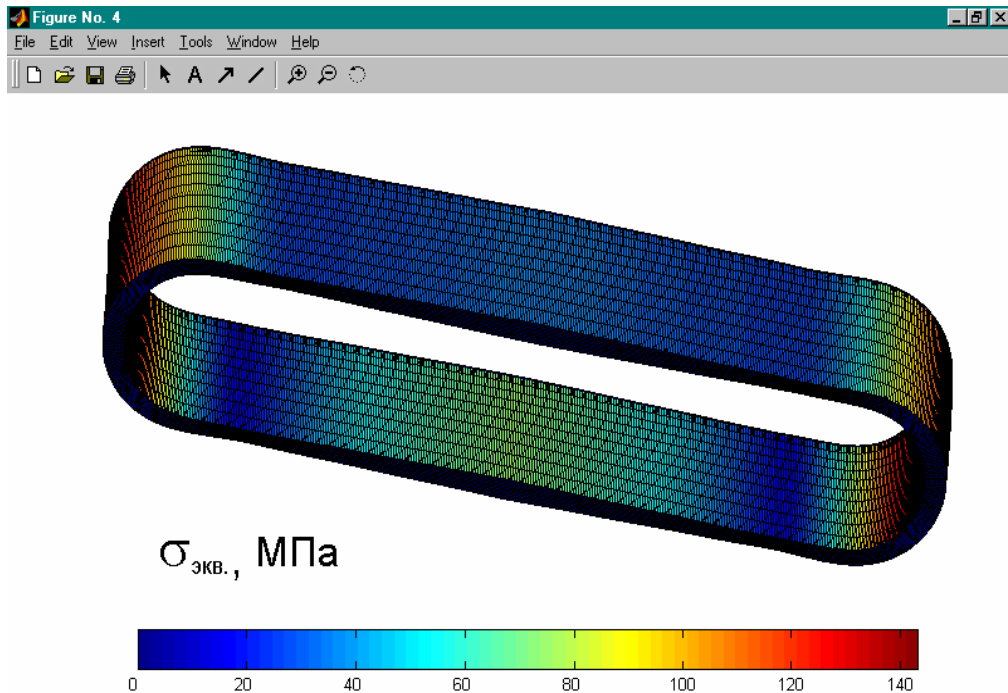


Рис.5. Визуальная оценка напряженного состояния пружины с параметрами $A=10\text{мм}$, $A/B=4$, $h_{\max}=0,5\text{ мм}$, $h_{\min}=0,3\text{ мм}$, $R_m=50\text{ мм}$, $\Phi=200^\circ$, $E=1,14\cdot 10^5\text{ МПа}$, $\nu=0,3$, $p=0,4\text{ МПа}$

В третьей главе проведено исследование влияния геометрии сечения стенки на напряженно-деформированное состояние и технические параметры МТП.

В первом параграфе определены параметры геометрии средней линии сечения, обеспечивающие пружине при прочих равных условиях наибольшую изгибную жесткость, тяговый момент, работоспособность.

Для выяснения влияния параметров A/B и B/B_1 на технические параметры пружин рассмотрим возможность изготовления пружин из трубки-заготовки по ГОСТу 2622 с наружным диаметром $d=16\text{ мм}$, толщиной стенки $h=0,7\text{ мм}$.

На рис.6 представлены графики, иллюстрирующие взаимное влияние параметров A/B (A/B_1 для восьмеркообразного профиля) и B/B_1 на технические параметры пружин при фиксированном значении кривизны пружины $\mu=6$. Семейства кривых G^* , $A_{\text{ном.}}E/(\Phi b^3[\sigma]^2)$ определяют соответственно изгибную жесткость и работоспособность пружин при данной степени вытянутости сечения A/b .

* Жесткость пружины на изгиб G представляет собой $G=KJ_zE$, где J_z – момент инерции сечения относительно оси z .

В результате исследования установлено, что при фиксированном значении A/b : наибольшей жесткостью к действию внешних сил будут обладать пружины овального профиля с $V/V_1=1,2\dots1,5$; наиболее работоспособными при номинальном давлении следует считать пружины с восьмёркообразным профилем при $V/V_1=0,6\dots0,8$; наибольшей тяговой способностью и чувствительностью обладают пружины ромбовидного сечения.

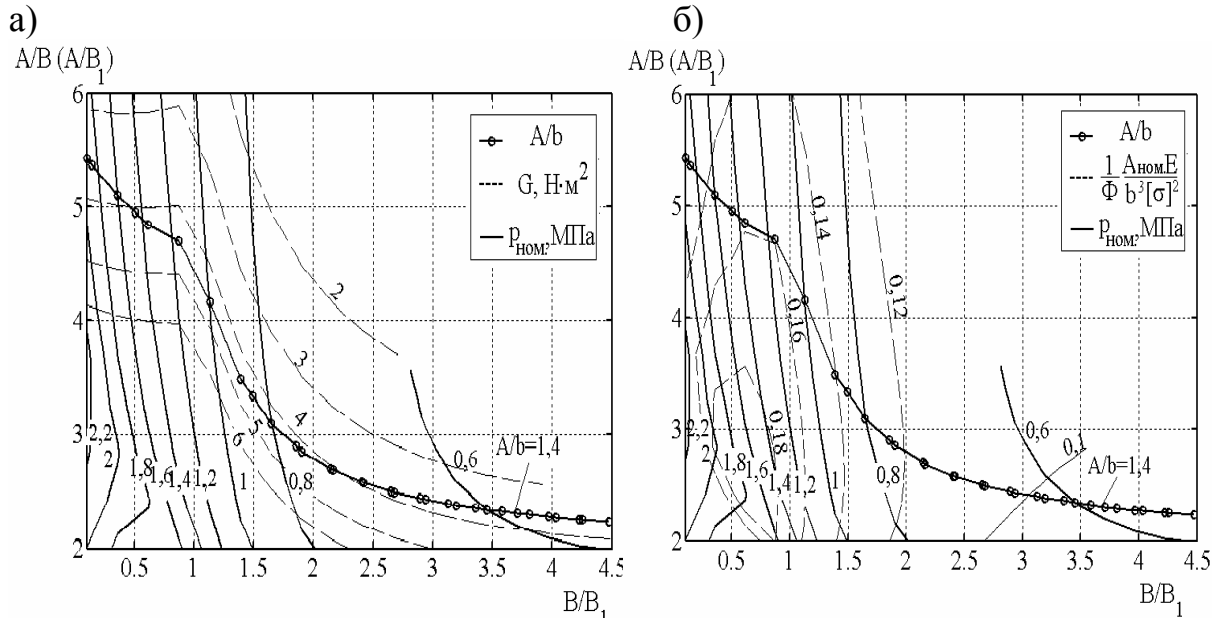


Рис.6. Влияние A/B (A/B_1) и V/B_1 на изгибную жесткость (а) и работоспособность (б) пружины

Во втором параграфе с позиции возможности улучшения технических параметров МТП за счет изменения толщины стенки по периметру сечения, исследовано напряженно-деформированное состояние пружин с тремя различными законами изменения толщины стенки (см. рис.7), которые могут быть изготовлены из плоскоовальной трубки-заготовки по ГОСТу 2622 с параметрами $A=10\text{мм}$, $A/B=4$, $h_{\max}=0,7\text{ мм}$, $R_m=50\text{ мм}$, $\Phi=270^\circ$, $E=1,14\cdot 10^5\text{ МПа}$, $\nu=0,3$.

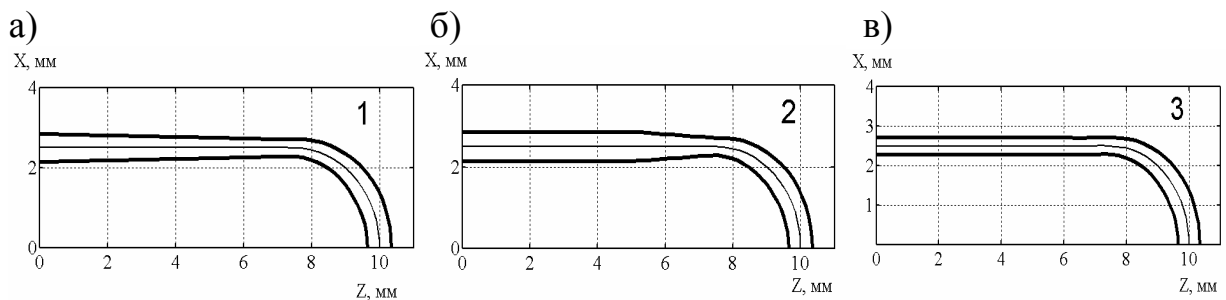


Рис.7. Сечения манометрических пружин с переменной толщиной стенки при $A=10\text{мм}$, $A/B=4$, $h_{\max}=0,7\text{ мм}$, $h_{\min}/h_{\max}=0,6$ ($0 \leq \eta \leq \pi/2$): 1 – $\eta_1=0$, $\eta_2=\eta_3=1,953$, $\eta_4=\pi/2$; 2 – $\eta_1=0$, $\eta_2=\eta_3=0,92$, $\eta_4=1,953$; 3 – $\eta_1=\eta_2=0$, $\eta_3=1,953$, $\eta_4=1,4047$

Исследование прочности пружин с данными типами сечений, как функции параметров h_{\min}/h_{\max} и μ , позволяет заключить следующее:

1. Для пружин с сечением первого типа, предложенным С.П. Пироговым для увеличения чувствительности МТП, при малой кривизне пружины $\mu \leq 3$ можно определить значение h_{\min}/h_{\max} , при котором прочность исходной пружины с постоянной толщиной стенки равна прочности пружины с переменной толщиной стенки.
2. Для пружины второго типа при более высоких значениях μ можно определить значение h_{\min}/h_{\max} , при котором прочность исходной пружины с постоянной толщиной стенки равна прочности пружины с переменной толщиной стенки. Причем при $\mu < 6,67$ в данном случае наблюдается эффект увеличения прочности пружины (см. рис.8).
3. Пружины с сечением третьего типа уступают по прочности исходному сечению с постоянной толщиной стенки при любых значениях h_{\min}/h_{\max} и μ , то есть уменьшение толщины стенки на средних участках не может быть использовано для улучшения характеристик пружин без уменьшения прочности.

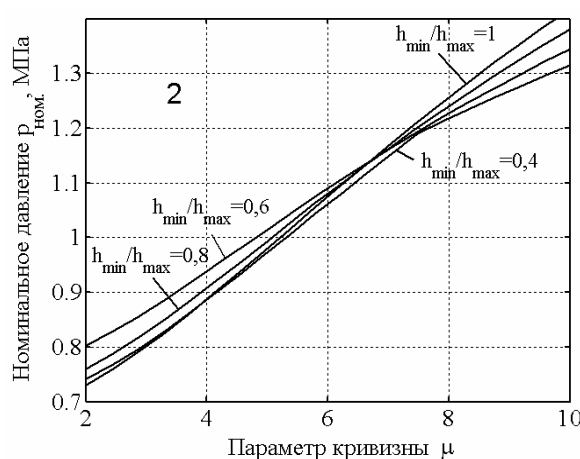


Рис.8. Зависимость номинального давления от параметра кривизны для пружин с формой сечения второго типа

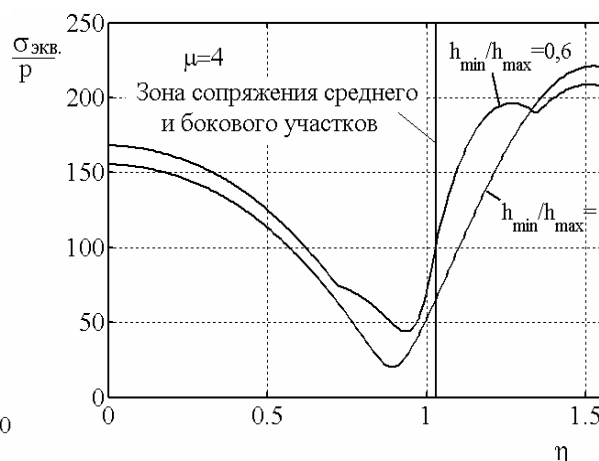


Рис.9. Распределение эквивалентных напряжений на внутреннем контуре сечения второго типа ($0 \leq \eta \leq \pi/2$) при $\mu=4$

Таким образом, установлено, что наиболее выгодным сечением с переменной толщиной стенки следует признать сечение второго типа, так как в широком диапазоне значений μ позволяет найти отношение h_{\min}/h_{\max} , при котором прочность исходной пружины с постоянной толщиной стенки равна прочности пружины с переменной толщиной стенки.

Эффект увеличения прочности пружины с сечением второго типа при уменьшении толщины стенки в зоне сопряжения средних и боковых участков сечения при малых значениях μ связан с разгрузкой участков на концах большой оси сечения (см. рис.9).

Исследовано влияние параметра h_{\min}/h_{\max} для пружины с сечением второго типа на ее чувствительность, изгибную жесткость, тяговый момент и работоспособность. В результате установлено следующее:

1. Уменьшение отношения h_{\min}/h_{\max} ведет к увеличению чувствительности и работоспособности пружины при любом значении μ . Так, например, при $\mu=6$ уменьшение толщины стенки с $h_{\min}/h_{\max}=1$ до $h_{\min}/h_{\max}=0,4$ приводит к увеличению чувствительности на 30%, а работоспособности при номинальном давлении – на 25% (рис.10).
2. Величина тягового момента при уменьшении отношения h_{\min}/h_{\max} при $\mu=4\dots 10$ не изменяется, исключение составляют пружины с $\mu=2\dots 4$, для которых наблюдается незначительное увеличение тягового момента. Следовательно, использование пружин с переменной толщиной стенки при работе в режиме силовой компенсации нецелесообразно.
3. Изгибная жесткость пружин при уменьшении отношения h_{\min}/h_{\max} уменьшается при любой кривизне пружины.

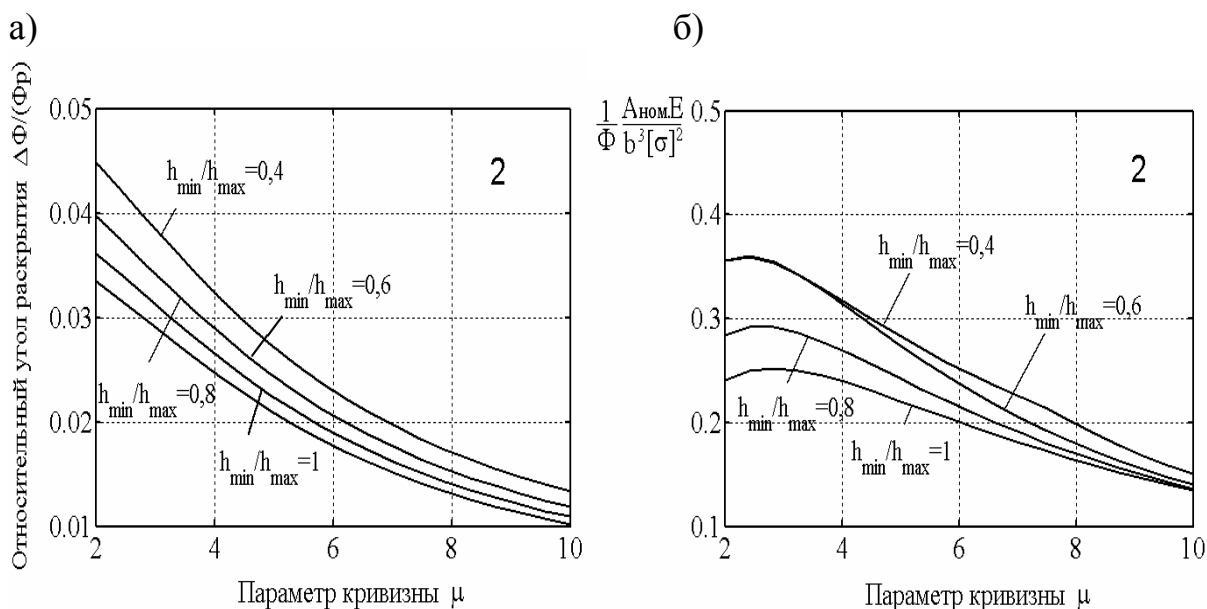


Рис.10. Изменение чувствительности (а) и работоспособности (б) пружин с сечением второго типа при уменьшении h_{\min}/h_{\max}

Таким образом показано, что для повышения чувствительности и работоспособности пружины без уменьшения прочности, наиболее эффективным является применение сечения второго типа.

В третьем параграфе предложен новый тип поперечного сечения МТП с восьмеркообразной формой средней линии и уменьшением толщины стенки в местах сопряжения средних и боковых участков (см. рис.11).

На рис.12 показаны кривые распределения эквивалентного напряжения на внутреннем контуре сечения пружин с восьмеркообразной формой средней линии ($d=16$ мм, $h_{\max}=0,7$ мм, $A/b=1,4$, $A/B_1=4,94$, $B/B_1=0,5$, $\mu=6$, $E=1,14 \cdot 10^5$ МПа, $\nu=0,3$) при уменьшении толщины стенки в зоне сопряжения средних и боковых участков. Представленные кривые позволяют утверждать,

что уменьшение толщины стенки при $h_{\min}/h_{\max}=0,6\dots0,8$ приводит к увеличению прочности пружины; следовательно, для сечений данного типа можно найти такое отношение h_{\min}/h_{\max} , при котором прочность пружины с переменной толщиной стенки будет соответствовать прочности пружины с постоянной толщиной стенки.

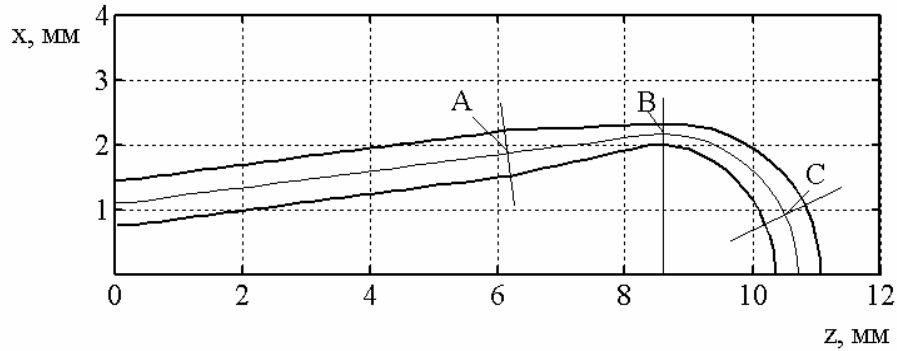


Рис.11. Форма поперечного сечения пружины с параметрами $d=16$ мм, $h_{\max}=0,7$ мм, $A/b=1,4$, $A/B_1=4,94$, $B/B_1=0,5$, $\eta_1=0,81$, $\eta_2=\eta_3=1,12$, $\eta_4=1,44$, ($0 \leq \eta \leq \pi/2$)

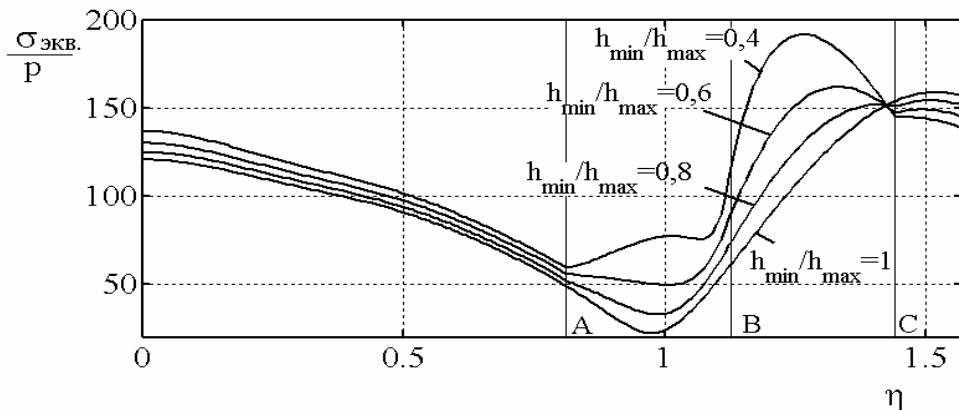


Рис. 12. Распределение эквивалентных напряжений на внутренней поверхности пружины с восьмеркообразной формой средней линии сечения при различных значениях h_{\min}/h_{\max} ($\mu=6$)

На рис.13 представлены кривые изменения относительного угла раскрытия (а) и безразмерного параметра $A_{\text{ном.}} E / (\Phi b^3 [\sigma]^2)$ (б), как функции параметра кривизны μ при различных отношениях h_{\min}/h_{\max} . Как видно из графиков, уменьшение отношения h_{\min}/h_{\max} позволяет значительно повысить чувствительность и работоспособность пружины, при этом наибольшей работоспособностью будут обладать пружины с $h_{\min}/h_{\max}=0,6\dots0,8$.

Таким образом, предложенный тип поперечного сечения можно применять вместо восьмеркообразного сечения с постоянной толщиной стенки. В этом случае, как показано выше, возможно существенное увеличение чувствительности и работоспособности пружины без уменьшения прочности.

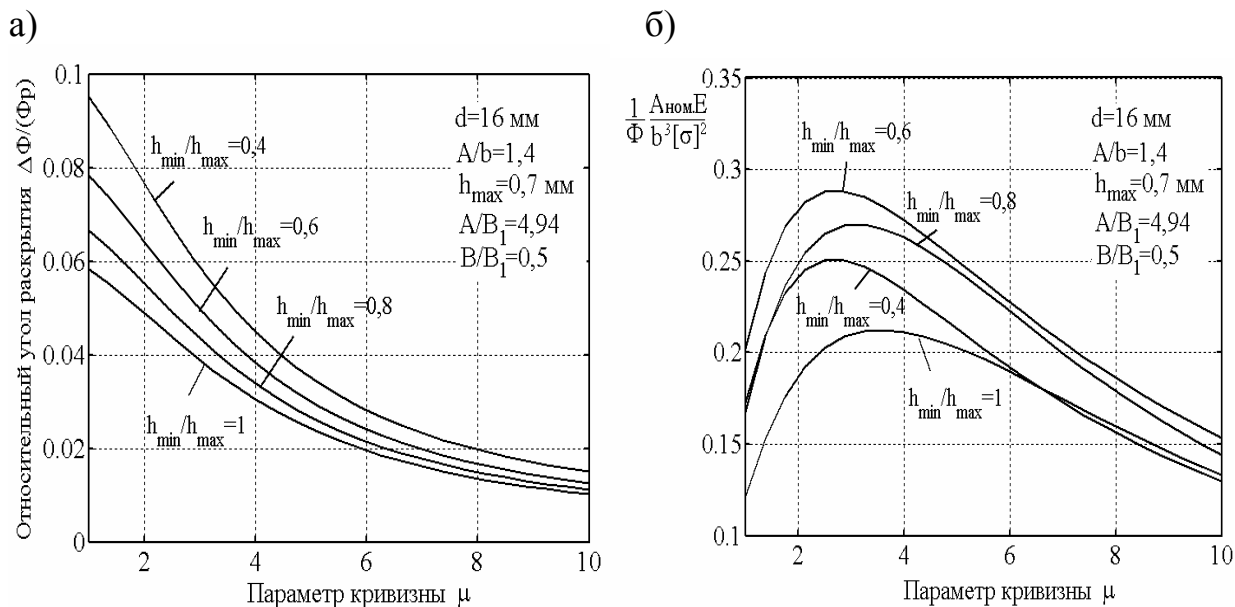


Рис.13. Изменение чувствительности (а) и работоспособности (б) пружин с восьмеркообразной формой средней линии при уменьшении h_{\min}/h_{\max}

В четвертой главе разработан алгоритм и программное обеспечение для автоматического проектирования МТП с переменной по периметру сечения толщиной стенки.

В первом параграфе проведен анализ критериев оптимизации конструкций МТП, использующихся при решении задач проектирования. Показано, что для выбора пружины при заданном рабочем давлении и величине рабочего хода необходимо оптимизировать конструкцию одновременно в двух направлениях обеспечивающих максимальную жесткость пружины на изгиб и максимальную работоспособность при номинальном давлении.

Во втором параграфе разработан алгоритм автоматического проектирования МТП.

Рассмотрено решение задачи выбора оптимального варианта конструкции пружины. Как было показано, наилучшей конструкцией пружины (в режиме свободного хода) будет та, которая удовлетворяет одновременно двум критериям:

$$A(k) \rightarrow \max, \quad (18)$$

$$G(k) \rightarrow \max, \quad (19)$$

где k – вектор конструктивных характеристик проектируемой пружины.

Для решения данной задачи рассмотрим широко используемую гипотезу, позволяющую свести многокритериальную задачу к однокритериальной. Предположим, что решение системы однокритериальных задач (18), (19) найдено, при этом определены значения векторов k_G , k_A , доставляющие максимальные значения соответственно критериям $G(k)$, $A(k)$:

$$G(k_G) = \hat{G}, \quad A(k_A) = \hat{A}. \quad (20)$$

Совокупность величин \hat{G} , \hat{A} определяет в пространстве критериев некоторую точку, так называемую точку «абсолютного максимума». Тогда скалярная величина

$$f = \sqrt{(G(k) - \hat{G})^2 + (A(k) - \hat{A})^2} \quad (21)$$

определяет евклидово расстояние от точки $(G(k), A(k))$ до точки (\hat{G}, \hat{A}) в пространстве критериев.

В качестве нового критерия принимаем функцию (21), минимизация которой позволяет найти конструкцию пружины с параметрами G , A предельно близкими к точке «абсолютного максимума».

Укрупненный алгоритм автоматического проектирования пружины (для работы в режиме свободного хода) построен следующим образом:

1. Для стандартной трубки-заготовки при известных значениях толщины стенки h , диаметра трубки-заготовки d , A подбираются возможные варианты геометрия сечения (при помощи «универсального» сечения), то есть для заданной степени вытянутости сечения определяются все возможные варианты параметров A/B и B/B_1 .
2. Из найденных вариантов геометрии пружины при фиксированных значениях d , A , $r_{\text{ном}}$ и наружного диаметра пружины D определяется форма сечения с постоянной толщиной стенки, которая удовлетворяет условию прочности $\sigma_{\text{экв. max}} \leq [\sigma]$.
3. Проверяется возможность улучшения технических параметров пружины за счет уменьшения толщины стенки в зоне плавного сопряжения средних и боковых участков сечения без уменьшения прочности пружины, то есть определяется соотношение $h_{\text{min}}/h_{\text{max}}$, при котором прочность пружины с постоянной толщиной стенки равна прочности пружины с переменной толщиной стенки.
4. Для найденной пружины, удовлетворяющей условию прочности, определяется величина рабочего хода λ и проверяется, попадает ли найденное значение в интервал $\lambda_{\text{min}} \dots \lambda_{\text{max}}$. Это позволяет привязать вновь разрабатываемые пружины к уже существующим механизмам.
5. Рассматривая возможность изготовления пружины из трубок-заготовок различного диаметра d и толщины стенки h , а также меняя значения степени вытянутости сечения A/b , наружного диаметра пружины D , рабочего центрального угла $\Phi_{\text{раб}}$ в заданном диапазоне, создаем базу данных пружин на заданное давление с величиной рабочего хода в интервале от λ_{min} до λ_{max} , посредством многократного повторения вышеописанных операций.
6. Из множества конструктивных решений выбирается оптимальный вариант пружины.

Аналогичным образом построен алгоритм проектирования пружин для работы в режиме силовой компенсации. В этом случае при проектировании пружины на заданное давление с величиной тягового момента M_T в

интервале от $M_{T.min}$ до $M_{T.max}$ возможность улучшения технических параметров за счет изменения толщины стенки по периметру сечения не рассматривается.

В третьем параграфе приведена программная реализация алгоритма автоматического проектирования тонкостенных МТП с переменной по периметру сечения толщиной стенки.

Программа обеспечивает выполнение следующих функций:

- автоматический подбор геометрии пружины на заданное давление для работы в режимах свободного хода и силовой компенсации, с учетом требований к чувствительности (тяговой способности);
- выбор оптимального варианта конструкции с учетом следующих требований: максимальная изгибная жесткость, максимальная тяговая способность, максимальная работоспособность, максимальная изгибная жесткость и работоспособность;
- построение множества предельных возможностей в плоскости критериев $G(k)$, $A(k)$ для режима свободного хода и в плоскости критериев $G(k)$, $M_T(k)$ для режима силовой компенсации;
- визуализация результатов проектирования.

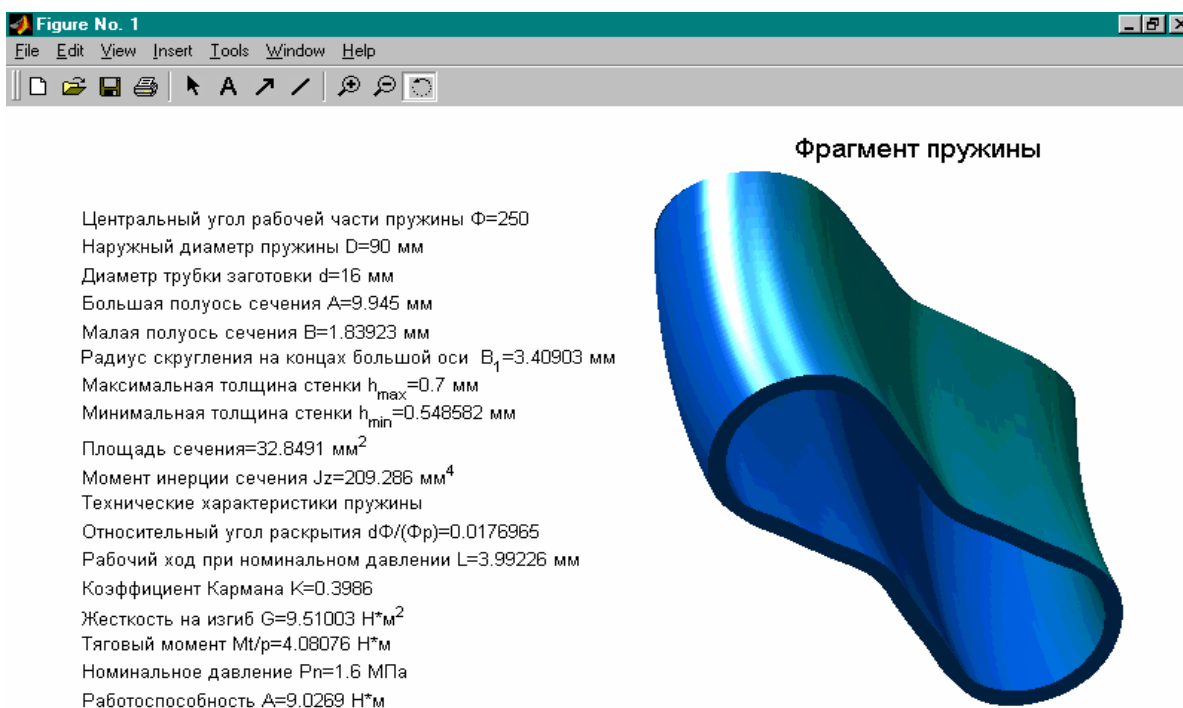


Рис. 14. Пример визуализации результатов проектирования

В качестве возможных вариантов средней линии рассматривается возможность проектирования пружин с плоскоовальной, овальной, восьмеркообразной, ромбовидной формой средней линии сечения. Закон изменения толщины пружины по периметру сечения может быть

произвольным, при условии сохранения симметрии сечения относительно осей x и z .

В заключении кратко изложены обладающие научной новизной положения диссертации и наиболее значимые результаты, полученные в работе:

1. Проведен анализ состояния актуальной проблемы, связанной с расчетом и проектированием существующих и перспективных конструкций трубчатых манометрических пружин с переменной по периметру сечения толщиной стенки.
2. На основании проведенных патентных исследований и обзора литературных источников предложена классификация манометрических трубчатых пружин.
3. Разработан обобщенный алгоритм расчета манометрических трубчатых пружин произвольной формы сечения и переменной по периметру толщиной стенки, на основании дифференциальных уравнений, описывающих осесимметричный изгиб кривой трубы.
4. Разработан алгоритм численного исследования и пакет прикладных программ для расчета манометрических пружин и исследования влияния геометрии пружин на их технические параметры.
5. Достоверность и эффективность результатов, получаемых с помощью прикладных программ, подтверждена сопоставлением с экспериментальными и расчетными данными других авторов.
6. Получены новые и уточненные результаты, относящиеся к влиянию геометрии манометрических трубчатых пружин с переменной толщиной стенки на их технические параметры.
7. На основе теоретических исследований предложен новый, защищенный авторским свидетельством тип сечения манометрической трубчатой пружины с восьмеркообразной формой средней линии, использование которого позволяет без уменьшения прочности повысить чувствительность и работоспособность пружины.
8. Разработаны алгоритм и программа для автоматического проектирования манометрических трубчатых пружин с переменной по периметру сечения толщиной стенки.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Пирогов С.П., Самакалев С.С., Устинов Н.Н. Исследование чувствительности и жесткости манометрических пружин с различной формой поперечного сечения // Проблемы эксплуатации транспортных систем в суровых условиях: Матер. Междун. Науч.- практ. конф. Ч.1. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2002. – С.79 – 85.
2. Пирогов С.П., Устинов Н.Н. Расчет и проектирование манометрических трубчатых пружин // Нефть и газ: проблемы недропользования, добычи и транспортировки: Матер. Междун. Науч.- практ. конф. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2002. – С.181 – 182.

3. Устинов Н.Н. Расчет и теоретическое исследование тонкостенных манометрических пружин с переменной по периметру сечения толщиной стенки // Естественные и технические науки. – 2003. – № 3(6) – С.68 – 85.
4. Устинов Н.Н., Пирогов С.П. Исследование характеристик манометрических трубчатых пружин универсального сечения // Известия вузов. Нефть и газ. – 2003. – №4. – С.71 – 77.
5. Заявка №2002135680/28(037839), МПК G01L 7104, 7102. Манометрическая трубчатая пружина / Н.Н.Устинов С.П.Пирогов, Н.И. Смолин – Заявл. 30.12.2002; отчет об информационном поиске от 23.06.2003.
6. Расчет манометрических трубчатых пружин (пружин Бурдона): №2003611920/ Устинов Н.Н., Пирогов С.П., Смолин Н.И. – Заявл. 24.06.2003// Программы для ПЭВМ. Базы данных. Топологии интегральных микросхем. – 2004. – №4. – С.76-77.
7. Манометрическая трубчатая пружина: RU 25795 U1 / С.П. Пирогов, С.С.Самакалев, Н.Н.Устинов – заявка № 2002109091; Заявл. 09.04.2002; Оpubл. 20.10.2002; – Бюл. №29. – 2с.
8. Манометрическая трубчатая пружина: RU 221001 C2 / С.П.Пирогов, Н.П. Митягин, Н.Н. Устинов, С.С. Самакалев– №2001122276/28; Заявл. 08.08.2001; Оpubл. 10.11.2003; – Бюл. №.31 – 4 с.