

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЯДОВ МАНОМЕТРИЧЕСКИХ ПРУЖИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭЦВМ

М. П. ШУМСКИЙ, Ю. П. МИНЧЕНКОВ, О. С. ЗИНКЕВИЧ

(Представлена научно-техническим семинаром кафедры электрооборудования)

Метрологические характеристики манометрической пружины зависят от большого числа параметров: толщины стенки H , радиуса R_0 кривизны оси пружины, размера A большой полуоси сечения, формы сечения $y(x)$, центрального угла γ , модуля упругости E и коэффициента Пуассона μ . Число возможных конструктивных решений, соответствующих различным значениям этих параметров, велико, и для того, чтобы из всех возможных вариантов конструкции отобрать вариант, наилучшим образом отвечающий заданным условиям, необходимы определенные критерии.

Как правило, проектировщику известны предельное значение измеряемого давления p и габариты пружины, то есть радиус R_0 центральной оси и большая полуось сечения A . Потребуем, чтобы при достижении верхнего предела измеряемого давления p не нарушалось условие прочности

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]. \quad (1)$$

Все варианты, не удовлетворяющие этому условию, должны быть исключены из дальнейшего рассмотрения.

Оставшиеся пружины пригодны для измерения давления в заданном диапазоне, но имеют различные значения тягового момента M , относительного изменения центрального угла $\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$, максимального напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ и изменения объема полости ΔV . В зависимости от дополнительных требований, предъявляемых к пружине, принципы дальнейшего отбора могут быть различными. Предположим, что перемещение λ конца пружины с помощью механизма с передаточным отношением i должно быть преобразовано в перемещение стрелки. Обычно один передаточный механизм используется с рядом пружин, измеряющих разное давление. Поэтому необходимо потребовать, чтобы проектируемая пружина удовлетворяла данному механизму. Полагая для простоты, что величина центрального угла γ задана*, получим следующее условие: при максимальном давлении p должно выполняться условие

$$\left(\frac{\Delta\gamma}{\gamma}\right)_{\text{ном}} - \Delta \leq \frac{\Delta\gamma}{\gamma} \leq \left(\frac{\Delta\gamma}{\gamma}\right)_{\text{ном}} + \Delta, \quad (2)$$

* Вопрос о выборе оптимальной величины центрального угла пружины рассмотрен в работе [1].

здесь

$\left(\frac{\Delta\gamma}{\gamma}\right)_{\text{ном}}$ — номинальное значение относительного угла разгиба, соответствующее заданному механизму и шкале;
 $\pm \Delta$ — допуск на отклонение величины $\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$ от среднего значения.

Отбросив варианты, не удовлетворяющие условию [2], получим группу вариантов, отличающихся значениями тягового момента M , максимального напряжения σ и изменения объема ΔV . Предположим, что к измеряемой пружине не предъявляется требований по величине изменения объема ΔV . В этом случае остается проанализировать влияние на качество проектируемого прибора величин M и σ .

Передаточный механизм оказывает сопротивление перемещению конца пружины. Это сопротивление обусловлено натяжением волоска и трением. Натяжение волоска приводит к незначительному изменению жесткости системы, которым можно пренебречь. Поскольку при серийном и массовом производстве приборов отдельные пружины изготавливаются с отклонениями характеристик от номинальных значений, обычно предусматривается возможность регулировки передаточного отношения механизма прибора. Если ход конца пружины превышает номинальное значение, передаточное отношение должно быть уменьшено настолько, чтобы сохранить заданный угол поворота стрелки, и наоборот. Таким образом, между ходом λ конца пружины и передаточным отношением j механизма существует обратно пропорциональная зависимость

$$j \cdot \lambda = j_0 \cdot \lambda_0,$$

здесь

j_0 и λ_0 — номинальные значения передаточного отношения и чувствительности.

Обозначим через ΔM приведенный к оси стрелки момент трения в механизме;

φ — угол поворота стрелки, соответствующий верхнему пределу измеряемого давления.

Тяговый момент, развиваемый пружиной, после приведения к оси стрелки будет иметь величину $\frac{M}{j}$. Наличие момента трения ΔM вызовет изменение угла поворота стрелки на величину $\Delta\varphi$. Можно записать

$$\frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \frac{\Delta M}{M} = j_0 \lambda_0 \frac{\Delta M}{M\lambda}. \quad (3)$$

Отношение $\Delta\varphi/\varphi$ есть относительная погрешность угла поворота стрелки, обусловленная трением. Из полученной формулы следует, что относительная погрешность, обусловленная трением, будет тем меньше, чем больше произведение $M\lambda$.

При заданной величине центрального угла γ и радиуса центральной оси пружины R_0 ход λ пропорционален относительному углу разгиба. Чтобы погрешность, обусловленная трением в механизме, не превышала допустимой величины, должно быть выполнено условие:

$$M \cdot \frac{\Delta\gamma}{\gamma} \geq \left(M_r \cdot \frac{\Delta\gamma}{\gamma} \right)_{\text{доп}}. \quad (4)$$

Варианты, оставшиеся после выполнения условия (4), могут быть оценены на основе следующих соображений: 1) чем больше произведение

$M \cdot \Delta\gamma/\gamma$, тем точнее прибор; 2) чем меньше напряжение, тем больше срок службы и точность прибора.

Таким образом, приходим к условию

$$\frac{M \cdot \frac{\Delta\gamma}{\gamma}}{\sigma_{\text{эКВ}}} = \left(\frac{M \cdot \frac{\Delta\gamma}{\gamma}}{\sigma_{\text{эКВ}}} \right)_{\text{max}}. \quad (5)$$

Конструкцию пружин, отвечающую всем перечисленным требованиям, будем считать оптимальной. Схема поиска оптимального варианта конструкции должна изменяться с изменением требований к пружине. Так, для пружин, работающих по принципу силовой компенсации, отпадает необходимость в условии (2). Его необходимо заменить таким:

$$M_{\text{опт}} - \delta \leq M_T \leq M_{\text{опт}} + \delta. \quad (6)$$

Для приборов, погрешность которых зависит от изменения объема полости ΔV пружины, одним из основных при проектировании пружин будет условие, что отношение $\frac{\Delta\gamma}{\gamma} / \Delta V$ или $M/\Delta V$ достигает максимального значения (в зависимости от того, производится ли измерение по кинематической схеме или по схеме силовой компенсации). Итак, схема поиска оптимального конструктивного варианта пружины, во-первых, содержит большое число условий, во-вторых, должна видоизменяться в зависимости от целевого назначения пружины.

В свете изложенного очевидна недостаточность для решения задачи оптимального проектирования универсального критерия качества манометрических пружин, предложенного Г. И. Тыжновым [2] и использованного Б. Н. Васильевым [3] для сравнительной оценки пружин с различной формой сечения. Согласно [2], «качество» пружины тем выше, чем больше величина $\frac{\Delta\gamma}{\gamma} \frac{E}{(1-\mu^2) \cdot \text{max}\sigma_{\text{эКВ}}}$.

Л. Е. Андреевой [4] для пружины плоскоовального сечения построена серия номограмм, позволяющих выбирать параметры пружины по заданным требованиям к ней. Однако с усложнением формы сечения возрастает число параметров, которое необходимо учесть при построении номограмм, следовательно, возрастает число номограмм, использование их становится мало эффективным. Эти затруднения могут быть преодолены с помощью электронных цифровых вычислительных машин. Наличие стандартной программы оптимального проектирования позволяет осуществлять проектирование в короткие сроки, с необходимой точностью учесть влияние различных факторов, исключить ошибки, связанные с индивидуальными особенностями проектировщика.

По предложенной схеме решено несколько конкретных задач оптимального проектирования. В качестве возможных форм сечения выбраны: овальная, плоскоовальная и восьмеркообразная. Программа вычисления относительного угла разгиба $\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$, максимального эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{эКВ}}$ и тягового момента M_T составлена на основе решения задачи о пружине с произвольной формой сечения, изложенного в работе [5].

Первая задача формулируется следующим образом.

Требуется определить оптимальные значения геометрических параметров ряда пружин, предназначенных для измерения давления от $0,6 \text{ кг/см}^2$ до 100 кг/см^2 (табл. 1).

Форма сечения овальная или восьмеркообразная. Заданы радиус центральной оси пружины $R_0 = 55 \text{ мм}$ и большая полуось сечения

Таблица 1

<i>N</i> группы <i>i</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Давл. p_i кг/см ²	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Ход λ_i мм (откл. $\pm 20\%$)	6	5,8	5,6	6,35	5,15	4,9	4,7	4,5	4,3	4,1	3,85	3,65

$A = 17$ мм. Материал Бр. БНТ—1,7, модуль упругости материала $E = 1,28 \cdot 10^6$ кг/см². Геометрические параметры сечения могут принимать следующие дискретные значения:

$$b = b_n = 0,08n, \quad n = 1, 2, 3, \dots, 6;$$

$$r = r_{n+1} = \frac{r_n}{1,18 + 0,02n}, \quad r_1 = 0,50, \quad n = 1, 2, 3, \dots, 14;$$

$$|b - r| \geq 0,1;$$

$$H = 0,1 \cdot n, \quad n = 1, 2, 3, \dots, 25.$$

Общее число вариантов формы сечения равно 2100.

Порядок отбора.

Для рассматриваемого варианта вычисляются напряжения и ход $\lambda(p_i)$ ($i = 1, 2, \dots, 12$).

Если $\sigma(p_i) \leq [\sigma]$, $0,8\lambda_i \leq \lambda(p_i) \leq 1,2\lambda_i$, то вариант относится к i группе. Варианты, не вошедшие ни в одну из 12 групп, отбрасываются. Для оставшихся вычисляется величина

$$X = M_T \cdot \frac{\lambda}{\sigma}.$$

В каждой группе отбирается 10 вариантов, имеющих наибольшее значение X .

Часть результатов расчетов при $[\sigma] = 3430$ кг/см² приведена в табл. 2. Для каждой ступени давления (за исключением $p = 0,6$ и $p = 1$) было отобрано 10 вариантов, расположенных в порядке убывания величины $\frac{M_T \cdot \lambda}{\sigma}$. При давлениях $p = 0,6$ и $p = 1$ число вариантов,

удовлетворяющих заданным условиям, оказалось меньше десяти.

В области низких давлений (от 0,6 кг/см² до 10 кг/см²) отобранные на ЭЦВМ оптимальные конструкции имеют сечение овальной формы, причем радиус R_1 закругления на концах большой оси сечения тем меньше, чем меньше измеряемое давление. Начиная с давления 16 кг/см²; оптимальные конструкции имеют восьмеркообразное сечение, причем малая полуось B сечения уменьшается с увеличением измеряемого давления. Идеально плоскоовальные пружины были исключены из рассмотрения. Анализ результатов показывает, что формы сечения, близкие к плоскоовальной, соответствуют давлениям 10 кг/см² и 16 кг/см².

Результаты оптимального проектирования на ЭЦВМ подтверждают установившееся мнение о том, что для измерения малых давлений наиболее пригодны пружины овального сечения, а для измерения высоких давлений — пружины восьмеркообразного сечения. Плоскоовальные пружины, получившие широкое распространение вследствие их технологичности, а также вследствие отсутствия четких рекомендаций об области применения тех или иных форм сечений, в преобладающем большинстве случаев не выдержали сравнения с овальными и восьмеркооб-

разными. В связи с этим следует отметить, что вывод, сделанный в работе [3], согласно которому «пружины с плоскоовальным поперечным сечением обладают рядом преимуществ в сравнении с пружинами дру-

Таблица 2

Давление p	№ вариан- та	Размеры сечения			$\frac{\Delta\gamma}{\gamma} \cdot 10^4$	$\sigma_{\text{экв}}$	M_T
		$b = \frac{B}{A}$	$r_1 = \frac{R_1}{A}$	H			
кг/см ²	—	—	—	мм	—	кг/см ²	кг·см
0,6	1	0,24	0,0546	0,3	0,0176	2806	5,31
	2	0,24	0,0396	0,3	0,0191	3223	5,23
1	1	0,24	0,0995	0,4	0,0169	1658	9,33
	2	0,32	0,219	0,2	0,0181	2709	12,9
1,6	1	0,32	0,219	0,3	0,0186	2154	20,6
	2	0,24	0,0995	0,5	0,0197	1866	14,8
2,5	1	0,32	0,219	0,5	0,0159	1603	31,7
	2	0,24	0,0995	0,7	0,0182	1822	22,7
4	1	0,32	0,219	0,7	0,0157	1656	49,9
	2	0,24	0,0995	0,9	0,0180	2047	35,4
6	1	0,32	0,219	0,9	0,0165	1943	73,1
	2	0,32	0,219	1,0	0,0137	1710	72,2
10	1	0,32	0,219	1,2	0,0152	2173	166
	2	0,40	0,275	0,9	0,0169	3314	138
16	1	0,40	0,50	0,8	0,0140	3086	274
	2	0,32	0,50	0,8	0,0123	2657	267
25	1	0,32	0,50	1,0	0,0148	3155	410
	2	0,32	0,50	1,1	0,0130	2805	405
40	1	0,24	0,50	1,3	0,0145	3241	611
	2	0,32	0,50	1,4	0,0145	3357	625
60	1	0,16	0,50	1,7	0,0137	3368	832
	2	0,08	0,50	1,5	0,0139	3333	795
100	1	0,08	0,50	2,4	0,0112	3428	1195
	2	0,08	0,50	2,5	0,0104	3303	1179

гих типов профилей (оно обеспечивает наибольший ход при номинальном давлении и сравнительно большой тяговый момент и работоспособ-

Таблица 3

Давление P $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	Требования к проектируемым пружинам			Пружины, изготовленные на ЭЦВМ						Пружины, взятые из проект. нормы					
	$\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$	$A_{уд}$ $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	$\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	размеры сечения			расчетные значения			размеры сечения			расчетные значения		
				$b = \frac{B}{A}$	$r_1 = \frac{R_1}{A}$	$H_{н.м}$	$\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$	$\sigma_{\text{экв}}$	$A_{уд}$	$b = \frac{B}{A}$	$r_1 = \frac{R_1}{A}$	$H_{н.м}$	$\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$	$\sigma_{\text{экв}}$	$A_{уд}$
0,6	0,0206	0,115		0,24 0,32	0,0396 0,0546	0,3 0,2	0,0191 0,0208	3223 5760	0,10 0,139	0,194	0,0246	0,2	0,0266	7076	0,157
1	0,0200	0,204		0,32 0,032	0,219 0,0546	0,2 0,3	0,0181 0,0206	2709 4724	0,233 0,228	0,181	0,0293	0,3	0,0300	5705	0,236
1,6	0,0189	0,358		0,32	0,219	0,3	0,0186	2154	0,383	0,31	0,0927	0,35	0,0239	5650	0,461
2,5	0,0178	0,587		0,32 0,48	0,131 0,171	0,5 0,4	0,0193 0,0175	3312 4665	0,552 0,642	0,43	0,18	0,45	0,0173	3930	0,590
4	0,0172	0,511		0,40	0,0995	0,7	0,0168	3440	0,857	0,062	0,062	0,6	0,0285	3180	0,399
6	0,0165	0,02		0,32	0,219	0,9	0,0165	1943	1,21	0,124	0,124	0,9	0,0155	2190	0,502

ность)», нуждается в конкретизации. В рассмотренном примере оптимального проектирования этот вывод подтвердился в 2-х случаях (для давлений 16 кг/см^2 и 10 кг/см^2) и не подтвердился в 10 случаях (для всех остальных давлений от $0,6 \text{ кг/см}^2$ до 100 кг/см^2).

Критерии отбора в рассмотренной задаче в диапазоне давлений от $0,6 \text{ кг/см}^2$ до 6 кг/см^2 примерно соответствуют условиям, принятым Смоленским филиалом НИИТеплоприбор при разработке нормали на пружины с внутренним диаметром $D_{\text{вн}} = 100 \text{ мм}$ из дисперсионно-твердеющего сплава Бр. БНТ — 1,7. В табл. 3 приведены для сравнения основные расчетные данные пружин, вошедших в проект нормали, и пружин, отобранных по заданной программе на ЭЦВМ.

Проектирование с применением ЭЦВМ на основе изложенной в настоящей работе теории отличается следующими преимуществами:

1. Отобранные на ЭЦВМ пружины, удовлетворяя всем предъявленным требованиям, имеют большой запас прочности. Если для пружин из проекта нормали наибольшее расчетное напряжение достигает 7076 кг/см^2 , то для пружин, отобранных на ЭЦВМ, оно равно 5760 кг/см^2 . При некотором ослаблении требований можно выбрать пружины, наибольшее значение напряжения для которых не превышает 3440 кг/см^2 .

2. Требования к величине работоспособности выполнены во всех случаях, тогда как пружины для измерения давления 4 кг/см^2 и 6 кг/см^2 из проекта нормали имеют расчетные значения работоспособности ниже заданного.

3. Требования к величине относительного угла разгиба выполнены с большой точностью, тогда как расчетные значения относительного угла разгиба для пружин из проекта нормали значительно отклоняются от заданных как в большую, так и в меньшую сторону.

4. Высокая производительность. В рассмотренной задаче рассчитано 2100 вариантов и отобрано около 120 (по 10 лучших вариантов для каждой из 12 ступеней измеряемого давления); на это затрачено 8 минут машинного времени на ЭЦВМ М-20. Как можно заключить из приведенного выше сравнения результатов машинного и обычного проектирования, варианты, отобранные машиной, требуют минимальных затрат на экспериментальную доработку.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. И. Копытов, М. П. Шумский. К вопросу о рациональной длине пружины Бурдона. Изв. Томского политехнического ин-та, т. 133, 1965.
 2. Г. И. Тыжнов. Деформации и напряжения в трубчатых манометрических пружинах. Автореферат диссертации, Томский политехнический ин-т, 1964.
 3. Б. Н. Васильев. Расчет тонкостенных манометрических пружин Бурдона. Автореферат диссертации, ЛИИЖТ, Л., 1966.
 4. Л. Е. Андреева. Упругие элементы приборов. Машгиз, 1960.
 5. М. П. Шумский. Расчет манометрических пружин. Изв. вузов СССР.— Приборостроение, № 5, 1966.
-