

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗАТВОРОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ С УПЛОТНЕНИЕМ «МЕТАЛЛ-МЕТАЛЛ»

Показан многокритериальный подход к проектированию затворов трубопроводной арматуры конусного типа с начальным касанием золотника и седла вдоль полосы при действии среды «под золотник». Определяется оптимальное сочетание исходных конструктивных параметров, обеспечивающих заданные прочность, герметичность и ресурс с минимальным усилием герметизации.

Ключевые слова: многокритериальная оптимизация, вычислительный эксперимент, трубопроводная арматура, герметичность, затвор, золотник, седло

Задачи повышения качества трубопроводной арматуры (ТА) следует решать на стадии проектирования, когда необходимо и возможно всестороннее рассмотрение конструкций с точки зрения обеспечения множества часто противоречивых требований. Так, при проектировании ТА должны удовлетворяться такие требования, как минимальная масса и достаточная прочность, скорость срабатывания и минимальная динамическая нагруженность, минимальная стоимость и долговечность и т.п. Таким образом, при конструировании ТА должен быть осуществлен выбор их оптимальных параметров, наилучшим образом соответствующих предъявляемым противоречивым требованиям. При существующей практике проектирования эту задачу решают, прорабатывая несколько альтернативных вариантов с выполнением соответствующих расчетов. Результаты проработки даже очень большого количества альтернативных вариантов, основанных на традиционных подходах, не могут дать конструктору представления о возможностях конструкции. Осложняющим обстоятельством является то, что такие задачи многокритериальны с противоречивыми целевыми функциями, поэтому конструктору трудно выбрать обоснованное компромиссное решение, применяемые классические методы оптимизации предназначены, в основном, лишь для решения однокритериальных задач. Современные методы оптимального проектирования, предполагающие многокритериальный подход, подробно изложены в работах [1, 2, 3] и в настоящей работе применены для оптимального проектирования затворов ТА. Такой же подход авторы использовали в работе [4] при проектировании затворов разгруженных от действия давления рабочей среды. При этом число вычислительных экспериментов равнялось $2^5 = 32$.

Целью настоящей работы является определение оптимального сочетания конструктивных параметров затвора ТА конусного типа с начальным касанием вдоль полосы при действии среды «под золотник» (рис.1).

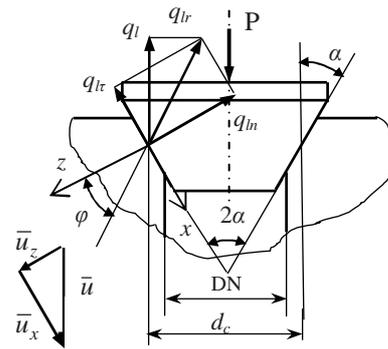


Рис.1. Схема затвора конусного типа

Исходные данные на проектирование включают: номинальный диаметр DN (или средний диаметр зоны уплотнения d_c); требуемую герметичность G_1^{**} (или Q_1^{**}); вид герметизируемой среды, ее давление p , температура T ; действие среды – «под золотник», срок службы N_c^{**} циклов «закрыто - открыто», из них ξN_c^{**} циклов при отсутствии давления под клапаном, $\xi \in [0,1]$; другие возможные характеристики и показатели.

Необходимо определить такое сочетание исходных конструктивных параметров, чтобы основные требуемые свойства – прочность, герметичность и долговечность обеспечивались минимальным усилием герметизации, что обеспечит минимальные массогабаритные характеристики. При близких значениях минимального усилия герметизации предпочтение имеет конструкция с большим значением N_c .

Используем принятые в работе [4] обозначения при формировании пространства исходных параметров, а также при введении функциональных ограничений и критериев качества:

$$\alpha_1 \equiv b, \quad \alpha_2 \equiv r, \quad \alpha_3 \equiv \alpha;$$

$$\text{где } 0 \leq \alpha_1 \leq \alpha_1^{**}, \quad \alpha_2^* \leq \alpha_2 \leq \alpha_2^{**}, \quad \varphi \leq \alpha_3 \leq \frac{\pi}{2},$$

$$\varphi = \arctg \mu_\tau.$$

* - автор, с которым следует вести переписку.

Возможно введение других параметров характеризующих конструктивные особенности затвора (например, толщину покрытия, шероховатость поверхности, физико-механические свойства материалов золотника и седла). Важное влияние на напряженное состояние контактирующих тел оказывает коэффициент трения, однако его не используем в качестве исходного параметра, так как он определяется параметрами шероховатости, физико-механическими свойствами, контактными напряжениями и может быть определен либо расчетным путем, либо экспериментально.

Выбор пробных точек в трехмерном пространстве параметров производим с помощью равномерно распределенных ЛПТ-последовательностей [2, 3], отличающимися наилучшими свойствами равномерности. В этом случае пробные точки на любую координатную ось различны и расположены квазиравномерно. Число пробных точек для каждого параметра равно числу испытаний – вычислительному эксперименту для каждого сочетания исходных конструктивных параметров. Согласно [2, 3]

$$\alpha_j^i = \alpha_j^* - (\alpha_j^{**} - \alpha_j^*)q_{ij}, \quad j = 1, 3;$$

$$\alpha_2^i = \alpha_2^* + (\alpha_2^{**} - \alpha_2^*)q_{i2};$$

$$q_{ij} = \sum_{k=1}^m 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^m [2 \cdot \{z\} \cdot 2^{-l}] \cdot [2 \cdot \{r_j^{(l)}\} \cdot 2^{k-1-l}] \right\},$$

$$m = 1 + \left[\frac{\ln i}{\ln 2} \right];$$

здесь $[z]$ - целая часть, $\{z\}$ - дробная часть числа

$$z; r_j^{(l)} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 3 & 5 & 15 & 1 & 51 & 85 & 255 & 257 \\ 1 & 1 & 7 & 11 & 1 & 61 & 67 & 79 & 46 \end{pmatrix}.$$

Для каждого набора исходных параметров α_n определяем напряженно-деформированное состояние. Вначале определяем q_l , обеспечивающее заданную интенсивность утечки Q_i^{**} . Используя данные работы [4] и с учетом того, что $l = 2(b+a) = 2c$, имеем

$$\int_{-1}^1 \exp(2,3(k_{oi}k_r\theta_n(X) - b_{oi}))dX = \frac{R_{\max}^3 p^2 C_{uo}}{8\mu c Q_i} \quad (1)$$

Для затворов с симметричными просветами сечений профилей золотника и седла распределение нормального контактного давления и ширина зоны контакта определяются выражением [4].

$$\theta_{q_n}(X) = \frac{c}{2\pi r} \left\{ \sqrt{1-X^2} 2 \arccos B + (X+B) \ln \left| \frac{B+X}{1+BX + \sqrt{(1-X^2)(1-B^2)}} \right| - (X-B) \ln \left| \frac{B-X}{1-BX + \sqrt{(1-X^2)(1-B^2)}} \right| \right\} \quad (2)$$

Ширину зоны контакта определяем из уравнения [4]

$$\frac{c}{r} \left(\arccos \frac{b}{c} - \frac{b}{c} \sqrt{1 - \frac{b^2}{c^2}} \right) = \frac{2\theta_{q_{ln}}}{c} \quad (3)$$

Выражения (1), (2), (3) с учетом того, что

$$q_{ln} = c \int_{-1}^1 q_n(X) dX = \frac{q_l}{\sin \alpha + \mu_\tau \cos \alpha}, \quad (4)$$

составляют замкнутую систему уравнений, позволяющую для каждого набора параметров α_n определить значение q_l , обеспечивающее заданную герметичность Q_i^{**} . После определения q_l следует произвести проверку следующего функционального ограничения – статической прочности. Учитывая, что согласно исходным условиям закрытие (нагружение) затвора может происходить при отсутствии давления среды, проверку на статическую прочность следует производить при общей нагрузке $P = P_q + P_p$, где $P_p = \frac{\pi d_c^2 p}{4}$, что соответствует удельной нагрузке

$$q_{l\Sigma} = q_l + \frac{P_p}{\pi d_c} = q_c + \frac{d_c p}{4}.$$

Условие статической прочности

$$\sigma_{\text{экв}}(\alpha_n, q_{l\Sigma}) \leq [\sigma] \equiv \sigma^{**}, \quad (5)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ - максимальное эквивалентное напряжение согласно [4].

Проверка объемной усталостной прочности производится по выражению

$$N_y = \left(\frac{\sigma_{\text{экв}}}{\sigma^o} \right)^{\frac{1}{n}} \leq N^{**} \quad (6)$$

где σ^o, n - константы для данной марки материала (табл.1)

Таблица 1

№ п/п	Марка материала	$\sigma_{\text{экв}}^0$, МПа	n	σ_B , МПа	σ_T , МПа	E , ГПа
1	сталь30X13	2820	0,0625	850	710	223
2	сталь38ХНМА	1830	0,0965	1080	930	213
3	сталь40ХН2МА	1755	0,058	1080	930	215

Следующим функциональным ограничением является условие долговечности. Число циклов нагружений, при котором сохраняются требования по герметичности, определяется кривой фрикционной усталости затвора, которая описывается уравнением

$$\left(\frac{q_{n\max}}{\sigma_0}\right)^m N_c = N_o \quad (7)$$

где $N_o = 10^4$ - базовое число циклов; $m = 1,5...2,5$ - параметр кривой выносливости, где меньшее значение соответствует применению более высококачественных материалов без существенных динамических нагрузок; σ_0 - реальный предел выносливости детали при пульсирующем цикле нагружения, МПа; $\sigma_0 = \frac{2\sigma_{-1}\epsilon_\sigma\beta}{(1+\psi_\sigma)K_\sigma S_\sigma}$, где σ_{-1} - предел контактной выносливости материала при симметричном цикле нагружения (рис. 2); ϵ_σ - коэффициент, учитывающий масштабный фактор (рис 3); β - коэффициент, характеризующий качество поверхности (рис 4); $\psi_\sigma = 0,2...0,3$ - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружений; K_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений, $K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1)$; $q_\sigma = 0,6...0,9$ - коэффициент, характеризующий чувствительность материала к концентрации напряжений; $\alpha_\sigma = q_{n\max}/q_m$ - теоретический коэффициент концентрации напряжений; q_m - среднее контактное давление; $S_\sigma = 1,25...2,2$ коэффициент безопасности, принимаемый в зависимости от уровня ответственности арматуры, условий эксплуатации и обслуживания.

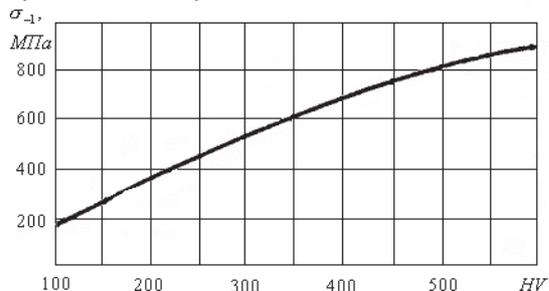


Рис. 2. Зависимость предела контактной выносливости от твердости материала

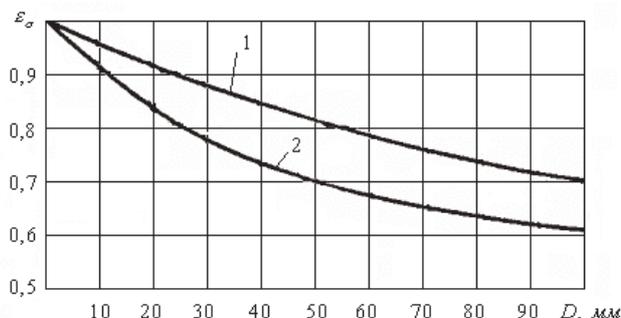


Рис. 3. Влияние габаритных размеров на коэффициент ϵ_σ :

1 – для среднелегированных сталей; 2 – для высоколегированных сталей

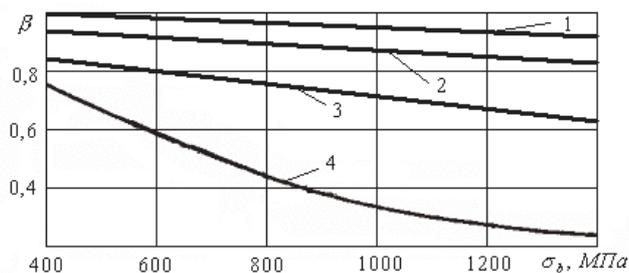


Рис. 4. Влияние качества поверхностей на коэффициент β :

1 – притирка; 2 – тонкое шлифование; 3 – тонкое точение

В соответствии с условием поставленной задачи срок службы затвора составляет N_c^{**} циклов «закрыто – открыто», где $\xi \in [0,1]$. Таким образом, $(1-\xi)N_c^{**}$ циклов площадка контакта нагружается удельным усилием q_l , а ξN_o циклов – удельным усилием $q_{l\Sigma}$. С использованием кинетического суммирования повреждаемости допустимое значение погонной нагрузки q_{ln}^{**} , при которой обеспечиваются исходные условия по долговечности для затворов с начальным контактом вдоль линии, определяется из уравнения

$$q_{ln}^{**} = \pi r \sigma_0 \left[\frac{N_o}{N_c^{**} (1-\xi + \xi K_1^{m/2})} \right]^{2/m}, \quad (8a)$$

где $K_1 = 1 + \frac{d_c p}{4q_{ln}^{**}}$.

Для затворов с начальным контактом вдоль полосы допускаемое контактное давление определяется из уравнения

$$q_n^{**} = \sigma_o \left[\frac{N_o}{N_c^{**} (1 - \xi - \xi K_2^m)} \right]^{1/m}, \quad (86)$$

где $K_2 = 1 + \frac{d_c p}{4k_{\text{эф}} b q_n^{**}}$; $k_{\text{эф}} = c_{\text{эф}} / b$

Для затворов с начальным контактом вдоль линии функциональное ограничение по обеспечению заданной долговечности

$$q_l \leq q_l^{**}, \quad (9a)$$

для затворов с начальным контактом вдоль полосы

$$q_{n\text{max}} \leq q_n^{**}. \quad (9б)$$

Согласно условию поставленной задачи одним из критериев качества является удельное усилие герметизации. Введение этого критерия вполне оправдано, так как именно этой характеристикой во многом определяются материалоемкость и энергоемкость конструкции, ее габариты.

Поэтому

$$\Phi_1(A) = q_l \rightarrow \min, \quad (10)$$

а соответствующий нормированный критерий качества

$$\lambda_1(A) = \frac{\Phi_1(A)}{\Phi^{**}} = \frac{q_l}{q_l^{**}} \rightarrow \min; \quad \lambda_1(A) < \lambda_1^{**} = 1.$$

Если затворы имеют одинаковые значения q_l , то предпочтение следует отдавать тем, у которых больше запас по долговечности, поэтому следующим критерием качества для точек множества $G = \{A(5), (6), (9)\}$ при линейном начальном контакте является $\Phi_2(A) = N_c =$

$$= \frac{N_o}{\left(\frac{q_{ln}}{\sigma_o \pi r} \right)^{m/2} \left(1 - \xi + \xi \left(1 + \frac{d_c p}{4q_{ln}} \right)^{m/2} \right)} \rightarrow \max \quad (11a)$$

или при начальном контакте вдоль полосы

$$\Phi_2(A) = N_c = \frac{N_o}{\left(\frac{q_{n\text{max}}(X)}{\sigma_o} \right)^m \left(1 - \xi + \xi \left(\frac{d_c p}{4bk_{\text{эф}} q_{n\text{max}}(X)} \right)^m \right)} \rightarrow \max \quad (11б)$$

соответствующий нормированный критерий

$$\lambda_2(A) = \frac{\Phi_2^*}{\Phi_2(A)} = \frac{N_c^{**}}{N_c} \rightarrow \min, \\ \lambda_2(A) < \lambda_2^{**} = 1$$

Предполагая габариты конструкции затвора минимальными, в качестве критерия можно вве-

сти коэффициент запаса прочности n , считая, что чем меньше значение коэффициента запаса прочности, тем меньше габариты конструкции. Таким образом

$$\Phi_3(A) = n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{s^{**}}{s_{\text{ЭКВ}}} \rightarrow \min. \quad (12)$$

Нормированный критерий $\lambda_3(A)$ можно представить в виде

$$\lambda_3(A) = \frac{[\sigma] - \sigma_{\text{ЭКВ}}}{[\sigma]} = 1 - \frac{1}{n} = \frac{n-1}{n} \rightarrow \min; \\ \lambda_3(A) < \lambda_3^{**} = 1$$

Таким образом, определено пространство исходных параметров и назначены параметрические, функциональные и критериальные ограничения, т.е. произведена постановка задачи оптимизации затворов с уплотнением металл-металл.

Следующим этапом является составление таблиц испытаний (вычислительных экспериментов) в соответствии с выбранными математическими моделями. Вначале определяют зависимость $C_u = C_u(F_q)$, затем находят параметры аппроксимации k_{oi} и b_{oi} , зависимости $c(F_q) = b_{oi} - k_i F_q$, где $c = \lg(C_u / C_{uo})$. Решая систему уравнений (1), (2), (3), (4) для каждого набора исходных параметров находят: удельное усилие q_l , обеспечивающее заданную герметичность; ширину зоны контакта; распределение контактного давления $q_n(X)$. Далее определяют $\max \sigma_{\text{ЭКВ}}(x, z)$ и проверяют условия (5) и (6), находят q_{ln}^{**} (или q_n^{**}) и проверяют условие (9), а также условие заедания.

Для точек пространства параметров, удовлетворяющих функциональным ограничениям, рассчитывают критерий качества (10) – (12). После составления таблицы испытаний, если заданы критериальные ограничения, проверяется разрешимость задачи и при необходимости уточняются критериальные ограничения. Затем исследуется зависимость критериев и производится набор оптимальных параметров по нескольким важнейшим критериям. Таблица испытаний ранжируются по величине удельного усилия (интенсивности нагрузки) q_l .

Пример результатов вычислительных экспериментов для $d_c = 40$ мм и $p = 20$ МПа представлены в таблице 2.

Шероховатость каждой из контактирующих поверхностей соответствовала $R_{ai} = 0,32$ мкм (или $R_{\text{max}i} = 2$ мкм) и $R_{qi} = 0,50$ мм. Интенсивность допустимой утечки $Q_i = 0,2785 \text{ см}^3 / (\text{мин} \cdot \text{мм})$, что соответствует классу герметичности B_1 по ГОСТ 9544-2005 при испытании воздухом номи-

нальным давлением (кгс/см²) PN200 для номинального диаметра DN20. При определении $\sigma_{\text{экв}}$ (столбец №4 табл.2) учитывалась нагрузка, необходимая для компенсации действия давления среды при подаче ее «под золотник». В таблице 2 приведены основные фрагменты протокола вычислительных экспериментов (в частности удовлетворяющие функциональному ограничению $N_c^{**} = 3000$).

Анализ полной таблицы вычислительных экспериментов позволил сделать следующие выводы:

1. Разброс значений q_l , обеспечивающих заданную интенсивность допустимой утечки испытательной среды, для всех экспериментов составляет более порядка, что свидетельствует о хорошей чувствительности предлагаемого метода.

2. При заданных параметрических ограничениях и значениях q_l , обеспечивающих заданную интенсивность утечки, статическая прочность обеспечивается, так как все максимальные значения $\sigma_{\text{экв}}$ не достигали предела текучести материала (для стали 38ХНМА $\sigma_T = 930$ МПа).

При другом плане вычислительного эксперимента (здесь не представленного) для минимальных значений ширины зоны контакта b , радиуса r и угла α° эти требования не выполнялись

3. Условие объемной усталости для всех экспериментов выполняется, диапазон разброса N_y составляет от десятков тысяч до десятков миллионов. Уточнение по этому условию, как и в предыдущем пункте, требуется при сочетании исходных параметров, соответствующих их минимальным значениям.

4. Разброс максимальных значений q_n составляет $\pm 10\%$ от среднего значения. При этом данные по числу циклов N_c в течении которых сохраняются заданная герметичность значительно отличаются. Например, в полной таблице 2 N_c принимает значение от 141 цикла (строка № 66 эксперимент № 1) до 6777 циклов (строка № 4 эксперимент № 128).

Если назначить $N_c^{**} = 1000$, то допустимое множество точек D , удовлетворяющее этому критерию качества составит 80, при $N_c^{**} = 2000$ $D = 31$, при $N_c^{**} = 3000$ $D = 19$, при $N_c^{**} = 4000$ $D = 10$, при $N_c^{**} = 5000$ $D = 6$.

5. Для лучших сочетаний исходных параметров по критерию q_l характерна узкая ширина начальной зоны контакта b . Например, для данных таблицы 2 для пяти лучших точек $b \leq 0,205$ мм, при этом $r = 2,3 \dots 7,95$ мм, а угол $\alpha = 17,3 \dots 86,5^\circ$. Обращают внимание эксперимент № 64 (строка № 3 табл. 2), для которого угол α составляет почти $\pi/2$, и эксперимент № 128 (строка № 4

табл. 2) для которого $N_c = 6777$, что является наибольшим значением N_c в таблице.

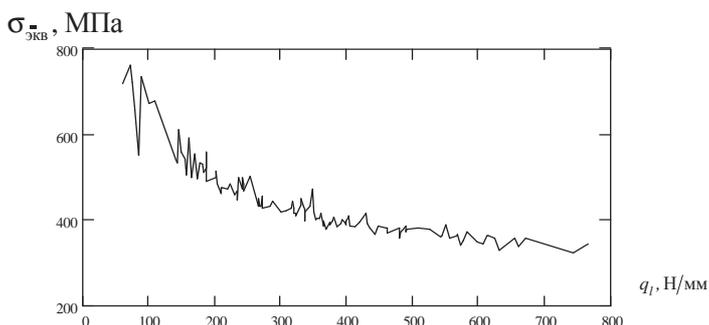


Рис. 5. Связь максимальных эквивалентных напряжений с ранжированными по увеличению значениями интенсивности нагрузки q_l , обеспечивающих заданные нормы герметичности.

6. При увеличении в таблице значений q_l имеется тенденция уменьшения значений максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$. На рис. 5 представлена зависимость $\sigma_{\text{экв}}(q_l)$, построения по данным таблицы 2.

7. С ростом коэффициента трения наблюдается незначительный рост значений q_l и более существенное увеличение значений $\sigma_{\text{экв}}$. Например, для тех же условий таблицы 2. при изменении коэффициента трения с 0,2 до 0,3 для лучших вариантов сочетания исходных параметров q_l увеличивается на 5 %, а $\sigma_{\text{экв}}$ - на 20 %.

8. Наиболее значительным параметром, влияющим на число точек допустимого множества D является доля ξ общего числа циклов «открыто-закрыто» при котором при закрытии нет избыточного давления среды. Для лучших вариантов сочетания исходных параметров при изменении ξ от 0,2 до 1 число циклов N_c может уменьшиться в 2...3 раза. На рис. 6 представлена зависимость $N_c = N(\xi)$.

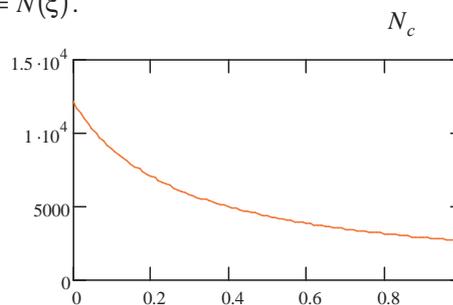


Рис. 6. Зависимость величины ресурса N_c от параметра ξ для лучшего сочетания исходных параметров (табл. 2. эксперимент № 32)

Таблица 2

Протокол вычислительных экспериментов для затворов:
 при $d_c = 40$ мм; $p = 20$ МПа; $Q_l = 0,2785$ см³/(мин. мм); $R_{\max} = 4$ мкм

№ эксп.	b , мм	r , мм	α°	$\sigma_{\text{экр}}$, МПа	N_y , цикл.	$q_{n\max}$, МПа	N_c , цикл.	q_l , Н/мм	
0	1	2	3	4	5	6	7	8	
0	32	0.166	5.156	17.34	717.1	1.645·10 ⁴	496	5.908·10 ³	61.7
1	96	0.127	2.367	53.09	759.8	9.041·10 ³	528.3	3.565·10 ³	74.16
2	112	0.205	4.227	23.79	720.4	1.569·10 ⁴	504	5.015·10 ³	74.96
3	64	0.088	3.297	86.48	657.1	4.072·10 ⁴	514.9	4.368·10 ³	79.51
4	128	0.049	7.945	49.57	550.9	2.527·10 ⁵	479.7	6.777·10 ³	85.05
5	16	0.322	1.438	47.81	734.9	1.276·10 ⁴	548.6	1.836·10 ³	90.21
6	76	0.907	1.711	17.93	722.8	1.517·10 ⁴	541.2	1.078·10 ³	91.6
7	40	0.556	2.203	27.89	671.7	3.24·10 ⁴	530.7	1.926·10 ³	102.7
8	120	0.361	1.383	73.01	678.8	2.905·10 ⁴	550.2	1.667·10 ³	108.9
9	56	0.4	5.484	34.92	540.2	3.099·10 ⁵	492.9	4.849·10 ³	143
10	88	0.439	6.305	29.65	533.1	3.553·10 ⁵	487.1	5.16·10 ³	143.4
11	18	2.349	1.219	22.03	612.2	8.475·10 ⁴	555.3	346.5	145.1
12	72	0.595	3.023	41.37	559.3	2.161·10 ⁵	517.5	2.429·10 ³	151.1
13	54	1.647	3.734	16.17	543.1	2.933·10 ⁵	508.5	1.403·10 ³	157
14	60	0.712	7.672	20.86	504.3	6.323·10 ⁵	478.8	4.694·10 ³	158.3
15	52	1.024	1.109	63.05	591.2	1.217·10 ⁵	559.3	646.2	162
16	48	0.244	7.016	60.7	497.2	7.326·10 ⁵	483	6.755·10 ³	165.5
17	100	1.141	2.039	37.85	553.9	2.392·10 ⁵	533.9	1.062·10 ³	170.1
18	80	0.283	6.086	83.55	495.5	7.582·10 ⁵	488.8	5.923·10 ³	175
19	126	1.296	2.695	30.82	532	3.631·10 ⁵	522.2	1.249·10 ³	179
20	86	1.686	1.055	48.4	529.5	3.814·10 ⁵	561.4	402.2	182.7
21	24	0.478	3.844	68.91	509.3	5.705·10 ⁵	507.6	3.375·10 ³	184.8
22	4	1.257	2.75	33.75	522.7	4.362·10 ⁵	521.4	1.304·10 ³	187.5
23	103	3.012	1.164	28.48	558.8	2.18·10 ⁵	557.2	264.1	187.8
24	116	0.985	5.758	26.13	488.9	8.72·10 ⁵	490.6	3.036·10 ³	189.4
25	124	0.673	3.57	58.95	497.7	7.248·10 ⁵	510.6	2.59·10 ³	202.6
26	28	0.79	2.531	82.97	511.9	5.417·10 ⁵	524.9	1.715·10 ³	203.3
27	104	0.517	4.664	65.98	484	9.677·10 ⁵	499.5	3.778·10 ³	204.9
28	90	1.998	3.242	24.96	461.8	1.575·10 ⁶	514.4	1.047·10 ³	209.9
29	11	3.441	2.313	19.69	475.3	1.168·10 ⁶	528.5	468.5	210.5
30	92	0.751	4.992	43.71	476.8	1.131·10 ⁶	496.6	3.21·10 ³	211.8
31	70	1.842	4.773	22.62	473.5	1.213·10 ⁶	498.3	1.615·10 ³	220.4
32	30	1.413	3.406	36.09	484.4	9.6·10 ⁵	512.4	1.453·10 ³	224.2
33	95	2.622	5.867	15.59	459.3	1.664·10 ⁶	489.6	1.474·10 ³	229.9
34	44	0.868	4.391	51.33	467.1	1.397·10 ⁶	501.9	2.617·10 ³	234.5
35	117	4.103	3.133	16.76	447.5	2.178·10 ⁶	515.7	542.4	235.7
36	81	4.805	1.93	20.27	499.6	6.958·10 ⁵	536	287.8	235.9
37	47	2.739	3.516	23.2	471.9	1.258·10 ⁶	511	867.4	242.5
38	46	1.491	1.766	79.45	498.2	7.168·10 ⁵	539.8	742.9	243
39	58	1.959	2.422	39.61	485.4	9.391·10 ⁵	526.6	802.7	244
40	61	3.83	1.547	30.23	468.1	1.367·10 ⁶	545.3	283	245
41	35	3.675	1.328	37.27	501.6	6.679·10 ⁵	551.7	251.7	255.8
42	98	2.388	7.289	19.1	431.3	3.193·10 ⁶	480.6	1.949·10 ³	266.5
43	6	1.881	1.875	61.87	449	2.105·10 ⁶	537.3	646.9	267.2
...
...
120	125	3.791	6.195	68.32	363.9	1.857·10 ⁷	487.3	1.14·10 ³	612.6
121	3	3.752	6.25	71.25	363.3	1.891·10 ⁷	486.9	1.16·10 ³	616.4
122	53	4.142	7.234	53.67	357.9	2.207·10 ⁷	480.8	1.229·10 ³	624.9
123	43	3.363	7.891	88.83	329.5	5.202·10 ⁷	477.2	1.591·10 ³	632.3
124	29	3.908	6.906	73.59	356.6	2.291·10 ⁷	482.7	1.234·10 ³	655.9
125	57	4.454	5.922	77.11	335.8	4.278·10 ⁷	489	949.5	662.9
126	89	4.493	6.742	62.46	356.1	2.329·10 ⁷	483.7	1.07·10 ³	671.5
127	113	4.727	7.508	82.38	323.6	6.276·10 ⁷	479.2	1.138·10 ³	744.9
128	129	4.981	7.973	66.86	344.2	3.307·10 ⁷	476.7	1.153·10 ³	766.7

Из особой важности параметра ξ следует необходимость регламентирования процесса «закрытие – открытие». Например, при закрытии поджимать золотник с усилием F , где

$$N_q < F < N_q + \varphi N_p,$$

$\varphi \in \overline{0,1}$ и выбирается из условия обеспечения заданного ресурса N_c^{**} , при $\xi = 1$.

Литература

1. Фролов, К. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения / К. В. Фролов. – М.: Машиностроение, 1984. – 224с.
2. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М Соболев, Р.Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 111 с.
3. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М.: Дрофа, 2006. – С. 175.
4. Белокобыльский, С. В. Многокритериальный подход к проектированию затворов трубопроводной арматуры / С. В. Белокобыльский, П. М. Огар, В. А. Тарасов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование : науч. журн. / Иркут. гос. у-нт путей сообщения. – 2007. - №3(15). –С. 6-10.