

УДК 621.646

Ю. С. Анисимкин, Ю. М. Кравченко, В. В. Чибизов

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УНИФИЦИРОВАННЫХ РЕДУКТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

В целях сокращения многообразия конструкций редукторов разрабатываются унифицированные конструкции газовых редукторов избыточного давления на основе параметрического отраслевого стандарта [1]. В качестве базовой унифицированной конструкции взята серийный редуктор, в котором заменой регулировочной пружины или ее настройкой, при соответствующем входном давлении, достигается любое значение выходного давления (из таблицы параметрического ОСТа).

Целью данной работы является исследование статических характеристик унифицированных редукторов и определение оптимальных значений конструктивных и настроечных параметров, при которых эти характеристики, с учетом многообразия объектов регулирования и широкого диапазона эксплуатационных параметров, соответствуют требованиям ОСТа на регулируемое давление.

В соответствии с расчетной схемой унифицированных редукторов (рис. 1), установившийся режим их работы описывается следующими уравнениями:

уравнением неразрывности —

$$G_1 = G_2; \tag{1}$$

уравнением равновесия регулирующего органа —

$$P_1 f_1 + P_2 F_2 - R_n + l x - P_0 F_0 - R_r \pm F_T = 0, \tag{2}$$

где

$$G_1 = \mu_1 S_1(x) \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \begin{cases} \sqrt{\frac{2 g k}{(k-1) R} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} & \text{при } \frac{P_2}{P_1} > \beta_k \\ \sqrt{\frac{g k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & \text{при } \frac{P_2}{P_1} \leq \beta_k \end{cases}$$

$$G_2 = \mu_2 S_2 \frac{P_2}{\sqrt{T_2}} \begin{cases} \sqrt{\frac{2 g k}{(k-1) R} \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} & \text{при } \frac{P_3}{P_2} > \beta_k \\ \sqrt{\frac{g k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & \text{при } \frac{P_3}{P_2} \leq \beta_k \end{cases}$$

В приведенных уравнениях P_1, P_2, P_3, P_0 — давление газа соответственно на входе и выходе редуктора, на выходе из объекта регулирования и давление окружающей среды; T_1, T_2 — температура газа на входе и выходе редуктора; G_1, G_2 — секундный весовой расход газа соответственно через редуцирующее сечение редуктора и из объекта регулирования; f_1, f_2 — площади клапана, находящиеся под действием входного и выходного давления; F_2, F_0 — соответственно площадь чувствительного элемента, находящаяся под действием выходного давления и давления окружающей среды; x, x_0 — координата чувствительного элемента и наибольшая высота подъема клапана над седлом; R_{Σ} — суммарное усилие затяжки пружины редуцирующего клапана и регулировочной пружины (при $x = 0$); I — суммарная жесткость пружины редуцирующего клапана, регулировочной пружины и сильфона; d_c — диаметр седла регулирующего органа; μ_1, μ_2 — коэффициент расхода

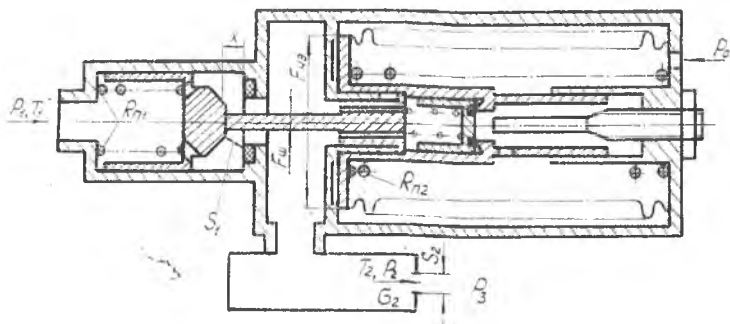


Рис. 1. Расчетная схема унифицированных редукторов давления газа

в дросселирующих сечениях редуктора и объекта регулирования; S_1, S_2 — дросселирующие сечения редуктора и объекта регулирования; R_r — усилие герметизации, возникающее в месте контакта регулирующего органа с седлом, на безрасходном режиме; F_T — сила трения в подвижных элементах редуктора; k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная;

$\beta_k = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ — критическое отношение давлений на входе и выходе дросселирующего сечения.

Закон изменения дросселирующего сечения в зависимости от координаты регулирующего органа определяется по формуле, приведенной в работе [2]:

$$S_1(x) = \pi d_c x (\sin \alpha - \frac{x}{d_c} \sin^2 \alpha \cos \alpha). \quad (5)$$

Величины усилий герметизации R_r определялись по эмпирическим зависимостям для редукторов:

низкого давления ($P_2 = 0,125 \div 0,4$) Мн/м², $R_r = 30$ н;

среднего давления ($P_2 = 0,4 \div 1,25$) Мн/м², $R_r = 100$ н;

высокого давления ($P_2 = 1,6 \div 15$) Мн/м², $R_r = 100$ н.

На основании статистических данных была принята величина сухого трения F_T в подвижных парах редукторов низкого и среднего давления ± 10 н, в редукторах высокого давления ± 50 н.

При теоретическом исследовании статических характеристик унифицированных редукторов принято, что расход газа через редуктор задан эффективной площадью дроссельной шайбы, установленной на выходе из объекта регулирования, и истечение из него происходит в атмосферу. Коэффициент расхода для дроссельной шайбы $\mu_2 = 0,8$.

Статические характеристики рассчитывались по уравнениям (1) — (5). Так как значения переменных в исходных уравнениях заданы неявно, решение проводилось методом подбора корней [3] с использованием ЭЦВМ М-222. Точность определения регулировочного давления $\epsilon = 0,001 \div 0,003$.

Вид статической характеристики (рис. 2) и ее положение относительно поля допуска в расходном режиме определялись по соотношению конструктивных и настроечных параметров $F_2, d_c, \alpha, S_2, R_n, l$. На безрасходном режиме ($S_2 = 0$) статическая характеристика имеет вид прямой, угол наклона которой определяется соотношением площадей f_1 и f_2 , а положение ее относительно поля допуска — величиной предвари-

тельной затяжки регулировочной пружины. Сравнение расчетной и экспериментальной статических характеристик показывает их удовлетворительную сходимость. На безрасходном режиме погрешность не превышает 1%, а на расходном режиме — 5%. Анализ значений статических ошибок для всех редукторов при номинальных значениях температур рабочей среды показал, что на безрасходном режиме статическая

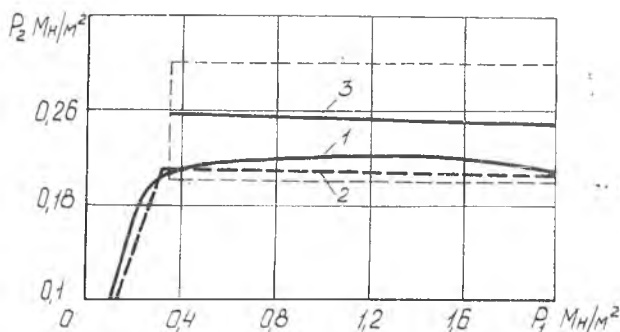


Рис. 2. Экспериментальная 1 и расчетная 2 статические характеристики редуктора низкого давления на расходном и безрасходном 3 режимах

ошибка для рассматриваемых редукторов составляет 9—31% от поля допуска. На расходном режиме она составляет: для редукторов высокого давления — 30—70%; среднего давления — 9—15%; низкого давления — 90—180%. Для предельных значений температур рабочей среды статические характеристики смещаются относительно номинала на 3—7% (рис. 3).

Анализ полученных статических характеристик редукторов показал, что для принятых конструктивных и настроечных параметров и при рассчитанных значениях предварительной затяжки регулировочной пружины все типоразмеры унифицированных редукторов удовлетворяют техническим требованиям ОСТА по выходному давлению на безрасходном режиме.

Статические характеристики редукторов среднего давления удовлетворяют техническим требованиям ОСТА на расходном и безрасходном режимах во всем диапазоне температур рабочей среды, при этом суммарная статическая ошибка составляет не более 52%.

Статические характеристики редукторов высокого и низкого давления не удовлетворяют техническим требованиям ОСТА, так как на расходном режиме они не входят в поле допуска и статические ошибки по расходу составляют 125—280%. Однако при увеличении диаметра седла, угла конус-

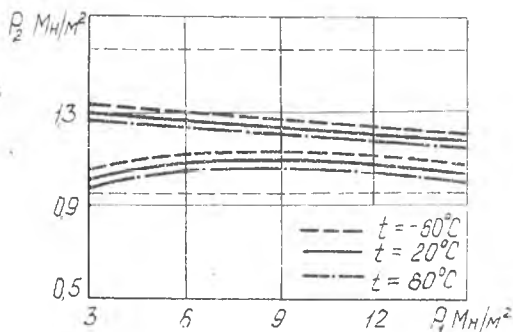


Рис. 3. Влияние на статические характеристики редуктора среднего давления изменения температуры рабочей среды на безрасходном (верхние кривые) и расходном (нижние кривые) режимах

ности клапана, площади чувствительного элемента и снижении жесткости пружин величина статических ошибок унифицированных редукторов уменьшается, что на расходном режиме обуславливает их соответствие требованиям ОСТА. При этом пропускная способность редукторов не снижается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Редукторы избыточного давления для воздуха и азота. Отраслевой стандарт ОСТ 100503—71.
2. Раздолин М. В., Сурнов Д. Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. М., «Машиностроение», 1972.
3. Гутер Р. С., Овчинский Б. В., Резниковский П. Ф. Программирование и вычислительная математика. М., «Наука», 1965.