



УДК 536.34

**Ю.И. Правник** – инженер, заведующий лабораторией**В.А. Казаков** – инженер**Р.А. Садыков** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплоэнергетики

Казанский государственный архитектурно-строительный университет (КазГАСУ)

**К РАСЧЁТУ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
ДИСТАНЦИОННО УПРАВЛЯЕМЫХ РЕДУКТОРОВ****АННОТАЦИЯ**

Дается вывод формулы расхода газа из допущения, что зону редуцирования редуктора можно уподобить плоскопараллельному сужающемуся соплу. Определяется коэффициент расхода, ход клапана и геометрия тракта газового редуктора. Рассматриваются колебания давления выхода, как отрыв клапана от штока. Приведены способы устранения этих колебаний.

**Ju.I. Pravnik** – engineer, head of laboratory**V.A. Kazakov** – engineer**R.A. Sadykov** – doctor of technical sciences, professor, head of Heat-Power Engineering department

Kazan State University of Architecture and Engineering (KSUAE)

**TO CALCULATION OF CONSTRUCTIONAL PARAMETERS  
OF REMOTE-CONTROLLED REDUCERS****ABSTRACT**

The development of formula of gas flow with supposition that reducing section of reducer may be approximated to plane-parallel contracting nozzle is presented. The flow coefficient, the valve's lift and tract geometry of gas-pressure reducer are defined. Exit pressure fluctuations in high-flow reducers are considered as breaking away of valve from stoke. The remedies for these fluctuations are suggested.

Конструктивные параметры дистанционно управляемых редукторов определяются заданным расходом газа. Определение расхода газа поможет найти способы устранения колебаний давления выхода редуктора, сократит необходимый объём натурных исследований и позволит подбирать из существующих типов редукторов именно тот, который отвечает требуемому режиму редуцирования.

Расчёт расхода газа ( $G$ ) ведётся из допущения, что зону редуцирования конструктивно можно рассматривать как сужающееся сопло с переменным проходным сечением, изменение которого обратно пропорционально изменению давления на входе редуктора. Известно, что расход газа через сужающееся сопло выражается формулой [1]

$$G = mmS_r \frac{P_{вых}}{\sqrt{T_{вых}}}, \quad (1)$$

где коэффициент расход газа ( $m$ ) и проходное сечение зоны редуцирования в начальный момент времени ( $S_r$ ) неизвестны, а полное давление газа на входе в редуктор ( $P_{вых}$ ) и заторможенная температура

$$T_{вых} \text{ задаются, } m = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \left( \frac{\kappa}{R} \right)^{1/2} - \text{множитель,}$$

зависящий от свойств газа [1],  $\kappa$  – показатель адиабаты,  $R$  – газовая постоянная; индексы:  $r$  – зона редуцирования,  $вх$  – вход редуктора,  $в$  – выход редуктора.

Коэффициент расхода через сужающееся сопло  $m \in (0, 1)$  можно представить как произведение двух коэффициентов [1]:

$$m = S_{kp} f, \quad (2)$$

из которых первый  $S_{kp}$  учитывает потери полного давления в сужающейся части сопла в момент завершения редуцирования:

$$S_{kp} = P_{nrm} / P_{вых}, \quad (3)$$

а второй – отражает дополнительное сужение струй за пределами среза сужающегося сопла

$$f = S_T / S_r,$$

где  $P_{вых}$  и  $P_{nrm}$ , соответственно, полное давление на входе и в зоне редуцирования,  $S_T$  – площадь за



пределами среза сужающегося сопла; индексы:  $m$  – означает момент завершения редуцирования,  $kp$  – значение параметра в критическом сечении зоны редуцирования.

В силу ряда особенностей истечения газа из зоны редуцирования поток газа имеет сложную конфигурацию [2]. Измерения расхода газа редукторов показали, что  $f$  имеет определённые для каждой конструкции значения.

Из уравнения Д. Бернулли

$$P_{nrm} = P_{rm} + \frac{W_{rm}^2}{2} r_{rm} \frac{\kappa - 1}{\kappa}, \quad (4)$$

где  $P_{rm}$  статическое давление в зоне редуцирования в момент завершения процесса.

Используя известные равенства [1]:

$$W = M \sqrt{\kappa \frac{P}{r}}, \quad (5)$$

$$r = r_o P^\kappa, \quad (6)$$

можем (4) с учётом индексации переписать в виде:

$$P_{nrm} = P_{rm} \left( 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{rm}^2 \right), \quad (7)$$

где  $M_{rm}$ ,  $W_{rm}$ ,  $r_{rm}$ ,  $r_o$  – соответственно число Маха, скорость газа и плотности газа в момент завершения редуцирования и при атмосферном давлении.

Подставляя (7) и (3) в (2), получим  $m_m$  в докритическом режиме редуцирования

$$m_m = f n_2 \left( 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{rm}^2 \right), \quad (8)$$

где  $n_2 = P_{rm} / P_{n\kappa x m}$  [2]. При  $\kappa = 1,4$ ,  $f = 0,5$  и  $n_2 = 0,624$  из газодинамических таблиц [1] следует, что  $M_{rm} = 0,85$ , а  $m_m = 0,35$ .

Для критического режима редуцирования, при  $M_{rm} = 1$  и  $P_{rm}^* / P_{n\kappa x m} = p(I)^*$  [1],

(здесь  $p(I)^*$  – газодинамическая функция критического отношения давлений, индекс «\*» – означает критический параметр), коэффициент расхода

$m_m^*$  примет вид

$$m_m^* = f p(I)^* \frac{\kappa + 1}{2}. \quad (9)$$

При  $p(I)^* = 0,528$ ,  $\kappa = 1,4$  и  $f = 0,5$  коэффициент расхода будет  $m_m^* = 0,32$ .

Площадь проходного сечения зоны редуцирования в начальный момент можно найти из условия постоянства расхода газа

$$S_r = S_{rm} \frac{W_{rm} r_{rm}}{W_r r_r}, \quad (10)$$

далее, используя (5) и (6), уравнение (10) приводится к виду:

$$S_r = S_{rm} \frac{M_{rm}}{M_r} \left( \frac{P_{rm}}{P_r} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}}. \quad (11)$$

При  $P_{rm} = P_g$ ,  $M_{rm} = M_r = 1$  и  $P_r = p(I)^* P_{n\kappa x}$ :

$$S_r^* = S_{rm} \left( \frac{1}{p(I)^*} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}} \left( \frac{P_g}{P_{n\kappa x}} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}} \quad (12)$$

При  $M_{rm} / M_r = 1$ ,  $P_g / P_r = n_4$ ,  $P_r / P_{n\kappa x} = n_2$  и  $n_1^* = n_2 n_4 = P_g / P_{n\kappa x}$  [2] из (11) получим

$$S_r = S_{rm} \left( \frac{1}{n_1^*} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}} \left( \frac{P_g}{P_{n\kappa x}} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}}. \quad (13)$$

Если учесть, что  $S = p d_y^2 / 4 = H p d_y$ , где  $d_y$  – условно-проходной диаметр зоны редуцирования,  $H$  – расстояние клапана от седла (рис. 2 и 3), то для расчёта соответствующих  $H$  с учётом равенств (12) и (13) получим:

$$H^* = H_m \left( \frac{1}{p(I)^*} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}} \left( \frac{P_g}{P_{n\kappa x}} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}}, \quad (14)$$

$$H = H_m \left( \frac{1}{n_1^*} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}} \left( \frac{P_g}{P_{n\kappa x}} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}}. \quad (15)$$

Найденные выражения  $H^*$  и  $H$  определяют ход клапана в любой момент редуцирования. При равных расходах газа и давлениях выхода  $H > H^*$ , т.к. при критическом редуцировании  $P_g / P_{n\kappa x} < p(I)^*$ , а в



докритическом –  $P_6/P_{нex} > n_1^*$  и  $n_1^* > p(I)^*$ , что объясняет причину увеличения давления выхода при переходе с критического режима редуцирования в докритический. Величины  $S_r$  и  $H$  зависят от соотношения  $(P_6/P_{ex})^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}$ , поэтому согласно (14) и (15) к моменту завершения редуцирования они увеличиваются до значений  $S_{rm}$  и  $H_m$ .

Далее, подставляя в (1)  $m$  и  $S_r$  выражения (8), (9) и (12), (13), найдём:

$$G^* = \left[ fp(I)^* \frac{\kappa+1}{2} \left( \frac{1}{p(I)^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left( \frac{P_6}{P_{нex}} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \right] m \frac{pd_y^2}{4} \frac{P_{нex}}{\sqrt{T_{нex}}}, \quad (16)$$

$$G = \left[ fn_2^* \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{rm}^2 \right) \left( \frac{1}{n_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left( \frac{P_6}{P_{нex}} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \right] m \frac{pd_y^2}{4} \frac{P_{нex}}{\sqrt{T_{нex}}} q, \quad (17)$$

где  $q$  – газодинамическая функция безразмерной плотности тока, определяется по отношению  $P_6/P_{ex}$  из таблиц газодинамических функций [1]. Обозначая множители в квадратных скобках  $m_r^*$  и  $m_r$ , получим:

$$G^* = m_r^* m \frac{pd_y^2}{4} \frac{P_{нex}}{\sqrt{T_{нex}}}, \quad (18)$$

$$G = m_r m \frac{pd_y^2}{4} \frac{P_{нex}}{\sqrt{T_{нex}}} q. \quad (19)$$

Из уравнений (18) и (19) следует, что по мере падения  $P_{нex}$  коэффициенты расхода  $m_r^*$  и  $m_r$  увеличиваются соответственно до  $m_{rm}^*$  и  $m_{rm}$ .

При инженерных расчётах обычно задают: расход газа в редукторе, давление входа ( $P_{ex}^*$ ) и выхода ( $P_6$ ), температуры газа в источнике и окружающей среде. В этом случае по выражениям (16) и (17) можно определить  $d_y$ , а далее по уравнению неразрывности можно найти диаметры входа –  $D_{ex}$  и выхода –  $D_6$  в докритическом и критическом режимах редуцирования по следующим формулам:

$$D_{ex} = d_y \sqrt{\frac{M_r}{M_{ex}}} \cdot (n_2)^{\frac{\kappa+1}{4\kappa}} \quad \text{и} \quad D_6 = d_y \sqrt{\frac{M_r}{M_6}}, \quad (20)$$

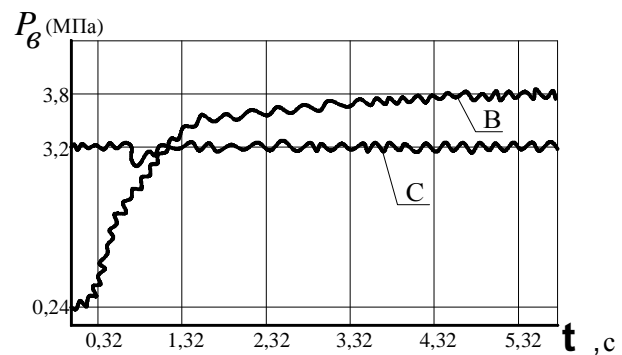
$$D_{ex}^* = d_y \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{4(\kappa-1)}} \frac{1}{\sqrt{M_6}} \quad \text{и} \quad D_6^* = d_y \frac{1}{\sqrt{M_6}}. \quad (21)$$

При  $k=1,4$ ,  $M_{ex}=0,2$ ,  $M_r=0,85$ ,  $M_6=0,17$ ,  $n_2=0,624$ ,  $P_{rm}=P_6$  и  $M_r=1$ , получим  $D_{ex}=1,7d_y$ ,  $D_6=2,2d_y$  и  $D_{ex}^*=1,7d_y$ ,  $D_6^*=2,4d_y$ .

При работе с дистанционно управляемыми мембранными редукторами, имеющими тарельчатый клапан, несвязанный конструктивно со штоком, наблюдаются колебания  $P_6$  (рис.1а, б). Колебания обычно проявляются при расходах газа и  $P_6$  значительно ниже расчётных. При этом значение отношения давлений  $P_6/P_{ex} \ll p(I)^*$ .

Исследования показали, что клапан редуктора, конструктивно не связанный со штоком, отделялся от него под действием силы, нарушающей динамическое равновесие. Этой силы не доставало для удержания клапана в новом положении (переставала действовать сила от штока при отрыве от него клапана) и он «шлёпался» снова на шток, повторяя подскоки. Внешне

а)



б)

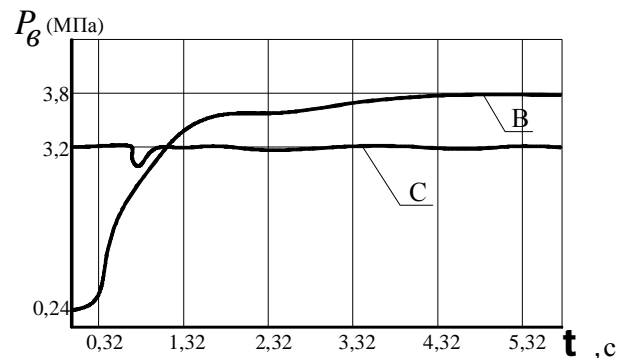


Рис. 1. а – кривые давления выхода стандартных редукторов: воздуха (В), углекислого газа (С); б – кривые давления выхода усовершенствованных стандартных редукторов: по воздуху (В) – «станком», по углекислому газу (С) – «догрузкой»

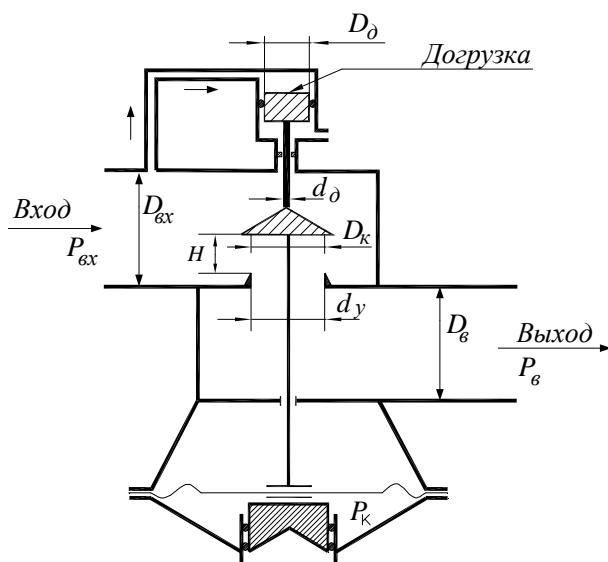


Рис. 2. Усовершенствованный стандартный редуктор с «догрузкой»

это проявлялось шумом от удара клапана о шток. На режимах ниже расчётных они совершаются рядом с седлом, что проявляется в колебаниях  $P_g$ . Силой ( $F$ ), вызывающей подскоки клапана, является давление среды в зоне редуцирования, помноженное на площадь торца клапана,

$$F = P_{\text{вх}} \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \frac{P}{4} D_k^2, \quad (22)$$

где  $D_k$  – диаметр клапана.

Сила  $F$  может быть уравновешена силой «догрузки» ( $F_d$ ), которая прижимает клапан к штоку (рис. 2), тогда

$$F_d = P_{\text{вх}} \frac{P}{4} (D_d^2 - d_d^2), \quad (23)$$

где  $D_d$  – диаметр поршня догрузки,  $d_d$  – диаметр штока догрузки.

Из (22) и (23) следует

$$D_d = \sqrt{d_d^2 + \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} D_k^2}. \quad (24)$$

На практике диаметр штока  $d_d$  догрузки рассчитывается на сжатие, а при больших длинах проверяется и на устойчивость [3].

На некоторых редукторах был использован способ перекрытия излишка проходного сечения зоны редуцирования «стаканом» (рис. 3). В этом случае

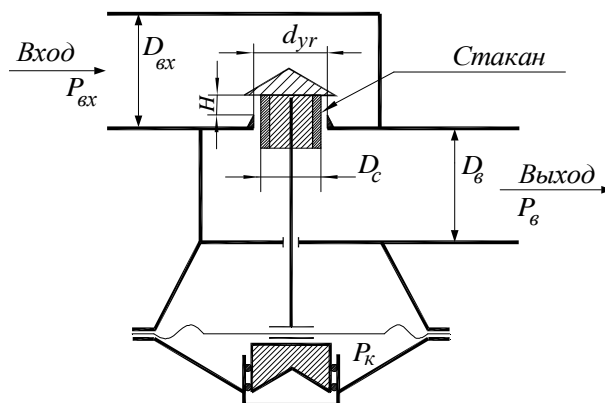


Рис. 3. Усовершенствованный стандартный редуктор со «стаканом»

условный диаметр в рабочем режиме ( $d_{yp}$ ) может быть найден из (16) по формуле:

$$d_{yp} = \sqrt{\frac{4G^* \sqrt{T_{\text{нexp}}}}{fp(I)^* \frac{\kappa + 1}{2} \left( \frac{1}{p(I)^*} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}} \left( \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{нexp}}} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2\kappa}} mp P_{\text{нexp}}}}, \quad (25)$$

где индекс « $p$ » означает рабочий режим.

Разность площадей зоны редуцирования при расчетном режиме работы редуктора  $S_r = p d_{yr} H_{mr}$  и рабочим режимом  $S_p = p d_{yp} H_{mp}$  даст площадь, перекрываемую «стаканом»  $S_r - S_p = S_c$  ( $S_c = p D_c / 4$ ).

Тогда диаметр стакана ( $D_c$ ) будет

$$D_c = \sqrt{d_{yr}^2 - d_{yp}^2} \quad (26)$$

Из (24) и (26) следует, что диаметры догрузки и стакана не зависят от давления газа. Результаты проведённых расчетов для различных газов сведены в таблицу: на А (азот) и С (углекислота) использовалась «догрузка», на В (воздух) – «стаканы», а на Г (гелий) – оба способа попеременно.

Из рис. 1б видно, что после усовершенствования конструкции редуктора давление  $P_g$  значительно уменьшило колебания. Изучение вышеизложенных причин колебания давления на выходе редуктора привело к разработке его новой конструкции [4], которая устраняет эти колебания.



Таблица

Газ	Кол-во Ред.	$P_{вхр}^* / P_{вхр}^*$	$P_{вр} / P_{вр}$	$G_r / G_p$	$H_{ор} / H_{mr}$	$H_{оп} / H_{mp}$	$D_{\delta} / D_c$
$B_{m=0,396}^{\kappa=1,4}$	2	200 / 200	40 / 37	70 / 27,5	12,5 / 28,7	4,95/12,1	$D_{\delta} / 60,5$
$A_{m=0,396}^{\kappa=1,4}$	2	200 / 200	80 / 19	8,31 / 1,2	5,04 / 6,4	0,9/3,9	$32,7 / D_c$
$C_{m=0,487}^{\kappa=1,33}$	2	200 / 150	80 / 6	9,67/12	4,92 / 6,4	0,31/2,9	$33 / D_c$
$\Gamma_{m=0,154}^{\kappa=1,6}$	1	200 / 100	40 / 15	13,2 / 2,15	8,9 / 18,9	2,9/7,75	$63/38,6$

Изложенные результаты исследований и предлагаемые расчёты могут быть использованы при проектировании систем газообеспечения теплоэнергетических установок, в жилищно-коммунальном хозяйстве, авиа- и машиностроении, химической и других отраслях промышленности.

#### Литература

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Правник Ю.И., Казаков В.А., Садыков Р.А. Редуцирование газа в дистанционно управляемых редукторах большого расхода. // Известия КазГАСУ, 2008, №1 (9). – С. 152–158.
3. Яковлев К.П. Краткий физико-технический справочник. Т. 2. – М.: Физматгиз, 1960. – 412 с.
4. Садыков Р.А., Правник Ю.И., Давлетбаева Ф.И. Редуктор, положительное решение о выдаче патента на изобретение по заявке №20071274/28 (030463) от 20.07.2007.