

РАСЧЁТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВЫХ РЕДУКТОРОВ БОЛЬШИХ РАСХОДОВ

Приводится вывод формулы расхода газа через редуктор, формул проходных сечений входа и выхода редуктора. Решается проблема колебаний давления выхода. Дается объяснение зависимости работы редуктора от времени года.

Ключевые слова: расход газа, коэффициент расхода, ход клапана, проходное сечение, колебание давления выхода.

ВВЕДЕНИЕ

Новая конструкция начинается с расчётов. Редукторы – не исключение. Для этого нужны метод решения и формулы расчётов. К сожалению, систематического решения этого вопроса не было найдено. Поэтому в статье делается попытка устранить этот пробел. Здесь приводится вывод формулы расчёта расхода газа, который вместе с давлением выхода в процессе редуцирования поддерживается постоянным, не смотря на убывающее давление входа. Выводятся формулы хода клапана и коэффициента расхода, которые меняются в процессе редуцирования, проходных сечений входа и выхода редуктора и т.д.

РАСЧЁТ РАСХОДА ГАЗА ЧЕРЕЗ РЕДУКТОР

Обычно задаются: давление газа на входе и выходе редуктора $P_{вх}$ и $P_{в}$, температура газа на входе $T_{вх}^{\circ}K$ и требуемый расход газа G , по которым можно определить геометрические параметры конструкции или подобрать из существующих типов редукторов именно тот, который обеспечивает требуемый режим редуцирования, если знать формулы расчёта. Здесь $вх$ – вход, $в$ – выход.

В расчётах принимается допущение, что зону редуцирования можно рассматривать как сужающееся сопло с переменным проходным сечением, изменение которого обратно пропорционально изменению давления $P_{вх}$ редуктора [1]. Известно, что расход газа G через сужающееся сопло выражается формулой [2]

$$G = \mu m S_r \frac{P_{\text{вх}}}{\sqrt{T_{\text{вх}}}}, \quad (1)$$

где μ - коэффициент расход газа и S_r - проходное сечение зоны редуцирования в начальный момент редуцирования неизвестны; давление $P_{\text{вх}}$ и температура $T_{\text{вх}}$ газа на входе в редуктор (иногда уточняется температура окружающей среды) задаются; $m = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \left(\frac{k}{R}\right)^{1/2}$ – множитель, зависящий от свойств газа, R – газовая постоянная (r – редуцирование).

Коэффициент расхода через сужающееся сопло можно представить как произведение двух коэффициентов [2]:

$$\mu = \sigma_{\text{кр}} f, \quad (2)$$

из которых первый учитывает потери полного давления в сужающейся части сопла (кр – критический)

$$\sigma_{\text{кр}} = P_r^* / P_{\text{вх}}^*, \quad (2 \text{ а})$$

здесь $P_r^*, P_{\text{вх}}^*$ полные давления в зоне редуцирования и на входе, а второй отражает дополнительное сужение струй за пределами выхода газа из сужающегося сопла

$$f = S_T / S_r. \quad (2 \text{ б})$$

S_r и S_T – площади зоны редуцирования на выходе (сопла) и струи газа за пределами среза выхода из зоны редуцирования соответственно.

Из уравнения Д. Бернулли [3], используя (А) [1] имеем

$$P_r^* = P_r + \frac{W_{r\text{м}}^2}{2} \rho_r \frac{\kappa-1}{\kappa} = P_r \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{r\text{м}}^2\right). \quad (3)$$

Т.к. перепад давлений в зоне редуцирования постоянен в процессе редуцирования [1], то и скорость потока будет постоянной, т.е. $W_r = W_{r\text{м}}$ и $M_r = M_{r\text{м}}$. Напоминаем, что и параметры ω_2 и p_2 в процессе всего времени редуцирования тоже постоянны [1].

Из [1] и (3) коэффициент $\sigma_{\text{кр}}$ для докритического редуцирования будет

$$\sigma_{кр} = \omega_2^* \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{rм}^2 \right), \quad (3 а)$$

для критического редуцирования аналогично ($rм$ – значение параметров в момент завершения редуцирования)

$$\sigma_{кр}^{\times} = \pi(\lambda)^* \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{rм}^2 \right) \quad (3 б)$$

(\times – означает критический режим, $*$ – полная величина или критический параметр).

При $M_{rм} = 1$ и $\frac{P_{rм}}{P_{вх}^*} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \pi(\lambda)^*$ выражение (3б) превратится в:

$$\sigma_{кр}^{\times} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}. \quad (3 в)$$

Коэффициент f (2 б) возможен лишь в начале редуцирования [1]. Реально же из-за сложности истечения газа в редукторе в зоне редуцирования давление потока $P_{вх}$ резко понижается почти на 50% P_r с одновременным повышением скорости потока от $M_{вх} \leq 0,2$ до $M_{вх} \cong 0,85 \div 1$ на выходе этой зоны. Давление с такой же интенсивностью продолжает понижаться с уменьшением скорости до $M_{в} \approx 0,17$. При этом, поток претерпевает повороты, соударения струй, внезапное сужение на входе и изменение направления струи на выходе зоны редуцирования. Острые кромки углов могут инициировать скачки уплотнения. В процессе редуцирования сами параметры потока газа изменяются, да и сама зона редуцирования увеличивается с падением $P_{вх}$ и имеет круговую форму, что тоже влияет на общую картину. Исходя из этого, коэффициент f в процессе редуцирования вряд ли возможен. Вместе с тем, поток газа в зоне редуцирования характеризуется величинами [1]: ω_2 и n_2 , которые можно использовать вместо коэффициента f .

В свете сказанного, выражение (2) превращается в окончательном виде: для докритического редуцирования с использованием (3 а)

$$\mu = \omega_2 \omega_2^* \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{rм}^2 \right), \quad (4 а)$$

для критического с использованием (3 в)

$$\mu^\times = n_2 \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}. \quad (4 \text{ б})$$

Сравнение этих равенств показывает, что $\mu > \mu^\times$. Здесь величина в скобках в докритическом редуцировании больше единицы, в критическом – меньше. Это перевешивает величины перед скобками. По логике эти величины постоянны в процессе всего времени редуцирования.

Площадь проходного сечения зоны редуцирования (узкой части зоны редуцирования – сужающегося сопла) в начальный момент можно найти из условия постоянства расхода газа в процессе редуцирования

$$S_r = S_{rM} \frac{W_{rM} \rho_{rM}}{W_r \rho_r}.$$

Далее, используя (А) [1], это уравнение приводится к виду

$$S_r = S_{rM} \frac{M_{rM}}{M_r} \left(\frac{P_{rM}}{P_r} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}. \quad (5)$$

При $M_{rM} = M_r$, $P_B/P_{rM} = \omega_4$, $P_r/P_{BX}^* = \omega_2^*$ и $\omega_1^* = \omega_2^* \omega_4 = \frac{P_B}{P_{BX}^*} \frac{P_r}{P_{rM}}$ [1], откуда $\frac{P_{rM}}{P_r} = \frac{1}{\omega_1^*} \frac{P_B}{P_{BX}^*}$. Вставив это равенства в (5) получим для докритического редуцирования:

$$S_r = S_{rM} \left(\frac{1}{\omega_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_B}{P_{BX}^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}. \quad (6a)$$

При $M_{rM} = M_r = 1$, $P_B/P_{rM} = n_4$, $P_r/P_{BX}^* = n_2^*$ и $n_1^* = n_2^* n_4 = \frac{P_B}{P_{BX}^*} \frac{P_r}{P_{rM}}$ [1], откуда $\frac{P_{rM}}{P_r} = \frac{1}{n_1^*} \frac{P_B}{P_{BX}^*}$ заменив в (5), получим для критического редуцирования:

$$S_r^\times = S_{rM} \left(\frac{1}{n_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_B}{P_{BX}^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \quad (6 \text{ б})$$

Если учесть, что $S = \pi d_y^2 / 4 = H \pi d_y$, где d_y – условный проходной диаметр редуктора, то для расчёта соответствующих H с учётом равенств (6 а) и (6 б) получим: для докритического редуцирования

$$H = H_M \left(\frac{1}{\omega_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_B}{P_{BX}^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \quad (7 \text{ а})$$

и для критического редуцирования

$$H^\times = H_M \left(\frac{1}{n_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_B}{P_{BX}^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}. \quad (7 \text{ б})$$

Найденные выражения H и H^\times определяют ход клапана в любой момент редуцирования. При равных расходах газа и давления входа $H > H^\times$, так как при докритическом редуцировании P_B/P_{BX}^* больше чем в критическом. Правда, $\omega_1^* > n_1^*$, но величина в первой скобке (7 а) не делает H меньше H^\times . Это объясняет причину незначительного увеличения P_B при переходе с критического режима редуцирования в докритический. Величины S_r и H зависят от соотношения $(P_B/P_{BX}^*)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}$, которое к завершению процесса редуцирования становится равным n_1^* или ω_1^* , поэтому согласно 7 а и 7 б к моменту завершения редуцирования они увеличиваются до значений S_{rM} и H_M .

Далее, заменяя в (1) μ и S_r выражениями (4 а), (4 б) и (7 а), (7 б), найдём для докритического редуцирования расход газа через редуктор

$$G = \left[\omega_2 \omega_2^* \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{rM}^2 \right) \left(\frac{1}{\omega_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_B}{P_{BX}^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \right] m \frac{\pi d_y^2}{4} \frac{P_{BX}}{\sqrt{T_{BX}}} q, \quad (8 \text{ а})$$

где q – газодинамическая функция безразмерной плотности потока определяется по отношению P_B/P_{BX} из таблиц газодинамических функций [2].

Для критического редуцирования

$$G^\times = \left[n_2 \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa+1}} \left(\frac{1}{n_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_B}{P_{BX}^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \right] m \frac{\pi d_y^2}{4} \frac{P_{BX}}{\sqrt{T_{BX}}}. \quad (8 \text{ б})$$

Обозначая множители в квадратных скобках через μ_r и μ_r^\times , получим:

$$\mu_r = \omega_2 \omega_2^* \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{rM}^2 \right) \left(\frac{1}{\omega_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_B}{P_{BX}^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}, \quad (9 \text{ а})$$

$$\mu_r^\times = n_2 \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa+1}} \left(\frac{1}{n_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_B}{P_{BX}^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}. \quad (9 \text{ б})$$

Тогда выражения расхода примут традиционную форму, аналогичную (1). Из уравнений (9 а) и (9 б) следует, что коэффициенты $\mu_r > \mu_r^\times$ по мере падения $P_{\text{вх}}^*$ увеличиваются соответственно до μ и μ^\times .

ДИАМЕТРЫ ВХОДА И ВЫХОДА РЕДУКТОРОВ

При инженерных расчётах обычно задают: G , $(P_{\text{вх}}^*)$ и $(P_{\text{в}})$, температуры $T_{\text{вх}}$ и окружающей среды. В этом случае по выражениям (8 а) и (8 б) можно определить d_y , а далее по уравнению неразрывности можно найти диаметры входа – $D_{\text{вх}}$ и выхода – $D_{\text{в}}$ редуктора в докритическом и критическом режимах редуцирования по следующим формулам:

$$D_{\text{вх}} = d_y \sqrt{\frac{M_r}{M_{\text{вх}}}} \cdot (\omega_2)^{\frac{\kappa+1}{4\kappa}} \text{ и } D_{\text{в}} = d_y \sqrt{\frac{M_r}{M_{\text{в}}}}, \quad (10 \text{ а})$$

$$D_{\text{вх}}^\times = d_y \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{4(\kappa-1)}} \frac{1}{\sqrt{M_{\text{в}}}} \text{ и } D_{\text{в}}^\times = d_y \frac{1}{\sqrt{M_{\text{в}}}}. \quad (10 \text{ б})$$

При $\kappa = 1,4$, $M_{\text{вх}} = 0,2$, $M_r = 0,85$, $M_{\text{в}} = 0,17$, $\omega_2 = 0,624$, $P_{\text{рм}} = P_{\text{в}}$ и $M_r = 1$ получим $D_{\text{вх}} = 1,7d_y$, $D_{\text{в}} = 2,2d_y$, и $D_{\text{вх}}^\times = 1,7d_y$, $D_{\text{в}}^\times = 2,4d_y$.

СПОСОБЫ УСТРАНЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ВЫХОДА

При эксплуатации мембранных редукторов, имеющих тарельчатый клапан, несвязанный конструктивно со штоком, наблюдаются колебания давления $P_{\text{в}}$ (рис.1 а, б, в). Колебания больше обычных проявляются при расходе газа G и давлении $P_{\text{в}}$ много ниже расчётных. При этом значение отношения давлений $P_{\text{в}} / P_{\text{вх}} \ll \pi(\lambda)^*$. Исследования показали, что клапан редуктора, конструктивно не связанный со штоком, отделялся от него под действием силы, нарушающей динамическое равновесие. Этой силы не хватало для удержания клапана в новом положении (переставала действовать сила от штока при отрыве от него клапана) и он «шлёпался» снова на шток, повторяя подскоки. При этом давления входа и командное не колебались. Колебания $P_{\text{в}}$ – нормальная работа таких редукторов, но на режимах ниже расчётных они более интенсивны, потому что клапан от седла находится на расстоянии меньшем, чем при расчётном и близких к нему режимах редуцирования.

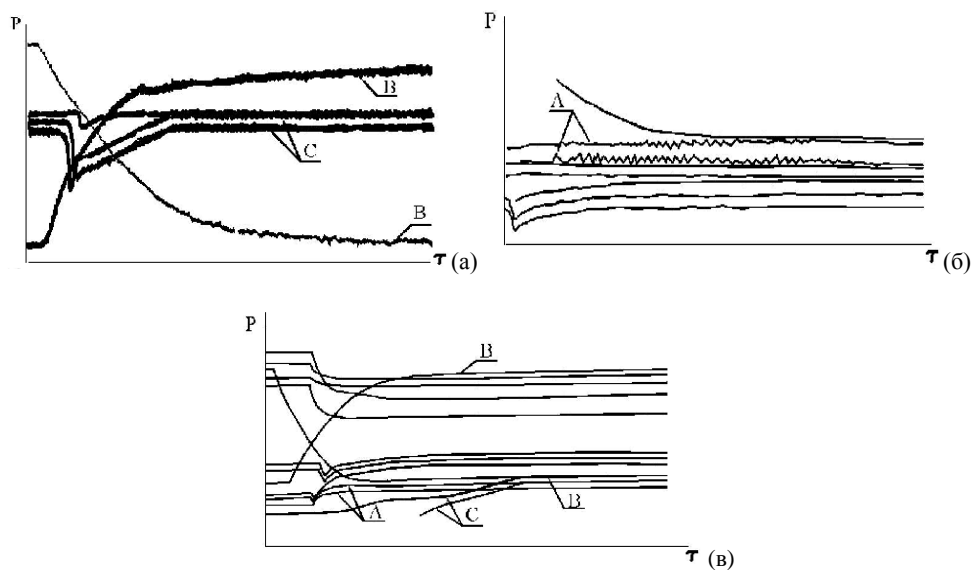


Рис.1. Снимки с осциллограмм регистрации колебаний давлений P_B полученных при продувках одного из редукторов: а, б- без доработки редукторов, в – после их доработки

Силой F , вызывающей подскоки клапана, можно считать давление рабочей среды в зоне редуцирования $P_r = P_{\text{вх}} n_2$ [1] помноженное на площадь торца клапана $\frac{\pi}{4} D_K^2$

$$F = P_{\text{вх}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \frac{\pi}{4} D_K^2,$$

где D_K – диаметр клапана. Сила F может быть уравновешена силой «догрузки» $F = F_\partial$, которая прижимает клапан к штоку (рис.2), тогда:

$$F_\partial = P_{\text{вх}} \frac{\pi}{4} (D_\partial^2 - d_\partial^2),$$

где D_∂ – диаметр поршня догрузки, d_∂ – диаметр штока догрузки. Отсюда:

$$D_\partial = \sqrt{d_\partial^2 + \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} D_K^2}.$$

На практике диаметр штока d_∂ догрузки рассчитывается на сжатие, а при больших длинах проверяется и на устойчивость [4].

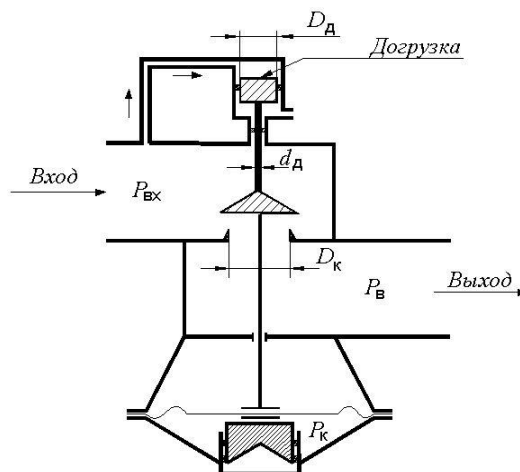


Рис.2. Редуктор с установленной догрузкой

На некоторых редукторах был использован способ перекрытия излишка проходного сечения зоны редуцирования «стаканом» (рис.3). В этом случае условный диаметр в рабочем режиме (d_{yp}) может быть найден из (8 б) по формуле:

$$d_{yp} = \sqrt{\frac{4G^* \sqrt{T_{вхр}^*}}{n_2 \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\kappa+1} \left(\frac{1}{n_1^*}\right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_{вр}}{P_{вхр}^*}\right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} m l P_{вхр}^*}},$$

где индекс «р» означает рабочий режим.

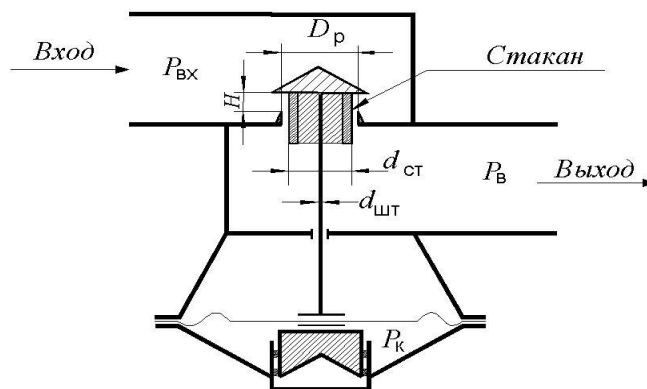


Рис.3. Радиатор с установленным «стаканом»

Разность площадей зоны редуцирования между расчетным режимом работы редуктора $S_r = \pi d_{yr} H_{mr}$ и рабочим режимом $S_p = \pi d_{yp} H_{mp}$ даст площадь, перекрываемую «стаканом», $S_r - S_p = S_c$ (где $S_c = \pi d_{ст}^2 / 4$), откуда диаметр стакана $d_{ст}$ будет:

$$d_{ст} = \sqrt{d_{yr}^2 - d_{yp}^2}.$$

Такие доработки были осуществлены в общей сложности на семи редукторах, догрузка была установлена на четырёх редукторах $d_y 32$. Они были установлены на углекислоту и азот. «Стаканы» использовались на двух редукторах $d_y 100$, которые подавали воздух в изделие. Оба способа использовались на редукторах $d_y 80$, обеспечивающие изделие гелием. Из (рис.1 в) видно, что после указанных доработок редукторов, давление P_v значительно уменьшило колебания. Изучение вышеизложенных причин колебания давления на выходе редуктора привело к разработке его новой конструкции [5], которая не имеет этих колебаний.

Кроме того, изложенное позволяет решать возникающие в производстве вопросы, связанные с подбором из имеющихся редукторов, способных обеспечить требуемые режимы редуцирования. Как это решается можно увидеть из примера, приведённого ниже.

Пример: определить, будет ли работоспособен редуктор при расходе воздуха $G = 20$ кг/с, давлении входа $P_{вх} = 30,0$ МПа и выхода $P_v = 3,0$ МПа, имеющий расчётный режим редуцирования: расход $G = 10,8$ кг/с, $P_{вх} = 30,0$ МПа и $P_v = 3,0$ МПа, при $T = 273^\circ K$ с проходным сечением $d_y = 60$ мм, максимальным ходом клапана $H_m = 15$ мм.

Решение: редуктор работоспособен, если заданные расходы газа обеспечиваются проходным сечением конструкции (т.е. d_y , H_m) при требуемом режиме редуцирования. Из выражений (8б) определяется d_y , обеспечивающее требуемый расход воздуха, $d_y = 82$ мм. Из равенства $H_m \pi d_y^2 = \frac{\pi d_y^2}{4}$ следует: $H_m = \frac{d_y}{4} = 20$ мм (сравните с $d_y = 60$ мм, $H_m = 15$ мм). Совершенно очевидно, что расход $G = 20$ кг/с при указанных $P_{вх}$ и P_v не может быть осуществлён. Для обеспечения этого расхода данным редуктором ($d_y = 60$ мм) надо давление входа повысить до $P_{вх} = 55,64$ МПа из (8 б). Тот же эффект можно получить, подняв давление выхода,

если это позволяет практика. При $P_b = 6,0$ МПа будет $d_{y2} = 54,1$ мм из (86) и $H_{m2} = 13,5$ мм, что вписывается в параметры данного редуктора.

СЕЗОННАЯ РАБОТА РЕДУКТОРОВ

Было замечено, что **работа редукторов зависит от сезона года**. Можно предположить, что это связано с сезонным изменением температуры. Газ, используемый в работе, хранится вне помещений и принимает температуру, равную температуре окружающей среды, которая в нашей зоне меняется в среднем в пределах $t = -20 \dots +20^\circ\text{C}$ (или $T = 253 \dots 293^\circ\text{K}$). Отношение температур равно

$$\tau = T_{\text{вхз}}^*/T_{\text{вхл}}^* = 253/293 = 0,8635.$$

Сама система с редуктором размещена в помещении. Здесь влияние погоды минимально и можно считать что $G_{\text{л}} = G_{\text{з}}$, $P_{\text{вхл}}^* = P_{\text{вхз}}^*$ и $P_{\text{вз}} = P_{\text{вл}}$ (л – лето, з – зима).

Расстояние клапана от седла при равных расходах зимой меньше, чем летом. Из выражения (1) имеем:

$$G_{\text{л}} = \mu m S P_{\text{вхл}}^* / \sqrt{T_{\text{вхл}}^*} = \mu m \pi D H_{\text{л}} P_{\text{вх}}^* / \sqrt{T_{\text{вхл}}^*},$$

$$G_{\text{з}} = \mu m D H_{\text{з}} P_{\text{вх}}^* / \sqrt{T_{\text{вхз}}^*}.$$

Сравнение их:

$$H_{\text{з}}/H_{\text{л}} = \sqrt{T_{\text{вхз}}^*} / \sqrt{T_{\text{вхл}}^*} = \sqrt{\tau} = 0,9292.$$

Плотность газа зимой увеличивается. Из уравнения состояния газа зимой $P_{\text{вхз}}^* / \rho_{\text{вхз}}^* = R T_{\text{вхз}}^*$, летом $P_{\text{вхл}}^* / \rho_{\text{вхл}}^* = R T_{\text{вхл}}^*$.

Сравнения их:

$$\rho_{\text{вхз}}^* / \rho_{\text{вхл}}^* = T_{\text{вхл}}^* / T_{\text{вхз}}^* = 1/\tau = 1,158.$$

Для зоны редуцирования это соотношение идентично.

Скорость газа (звуковая) в зоне редуцирования при критическом режиме зимой

$$W_{pz} = \sqrt{kRT_{вхз}^*} \text{ и летом } W_{рл} = \sqrt{kRT_{вхл}^*}$$

Их соотношение равно:

$$W_{pz} / W_{рл} = \sqrt{T_{вхз}^*} / \sqrt{T_{вхл}^*} = \sqrt{\tau} = 0,9292.$$

Таким образом, если уменьшение расстояния клапана от седла увеличивает вероятность влияния вибрации клапана на колебания давления выхода, то увеличение плотности улучшает условия передачи колебаний в газе, а уменьшение скорости потока дополняет картину тем, что увеличивает продолжительность передачи этих колебаний.

Изложенные результаты исследований и предлагаемые расчёты могут быть использованы при проектировании систем газообеспечения теплоэнергетических установок, в ЖКХ, авиа- и машиностроении, химической промышленности ит.д.

Источники

1. Правник Ю.И. Газовая динамика процесса редуцирования в газовых редукторах больших расходов. Казань: «Вестник КГЭУ», 2012, №2(13). С.12-22.
2. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика, М.: Наука, 1976. 888 с.
3. Самойлович Г.С. Гидродинамика. М.: Машиностроение, 1980. 290 с.
4. Яковлев К.П. Краткий физико-технический справочник. Т.2. М.: ФИЗМАТГИЗ, 1960. 412 с.
5. Садыков Р.А., Правник Ю.И., Давлетбаева Ф.И. Редуктор. Патент на изобретение РФ №2344461 от 20.07.2007.

References

1. Pravnik YU.I. Gazovaya dinamika processa reducirovaniya v gazovy'h reduktorah bol'shih rashodov. Kazan': «Vestnik KGE`U», 2012, №2(13). S.12-22.
2. Abramovich G.N. Prikladnaya gazovaya dinamika, M.: Nauka, 1976. 888 s.
3. Samoylovich G.S. Gidrodinamika. M.: Mashinostroyeniye, 1980. 290 s.
4. YAkovlev K.P. Kratkiy fiziko-tehnicheskiy spravochnik. T.2. M.: FIZMATGIZ, 1960. 412 s.
5. Sady'kov R.A., Pravnik YU.I., Davletbaeva F.I. Reduktor. Patent na izobretenie RF №2344461 ot 20.07.2007.

Зарегистрирована 19.09.2012.