



УДК 536.34

Ю.И. Правник – инженер, заведующий лабораторией

Д.Н. Антропов – кандидат технических наук, старший преподаватель

Р.А. Садыков – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплоэнергетики

Тел.: (843) 510-47-01, e-mail: sadykov-r-a@mail.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет (КазГАСУ)

КОМАНДНОЕ ДАВЛЕНИЕ В ДИСТАНЦИОННО УПРАВЛЯЕМЫХ РЕДУКТОРАХ

АННОТАЦИЯ

Исследуется зависимость результирующей силы от давления потока газа на элементы конструкции редуктора для различных режимов редуцирования. Определяется рациональное командное давление для управления процессом редуцирования газовых потоков. Приведены результаты управления редуктором на примерах производственной деятельности. Рассматриваются свойства редуктора.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: результирующая, командное давление, саморегулирование, перенастройка, схема управления.

Yu.I. Pravnik – engineer, head of laboratory

D.N. Antropov – candidate of technical sciences, senior lecturer

R.A. Sadykov – doctor of technical sciences, professor, head of Heat-Power Engineering department

Тел.: (843) 510-47-01, e-mail: sadykov-r-a@mail.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering (KSUAE)

COMMAND PRESSURE IN REMOTE-CONTROLLED REDUCERS

ABSTRACT

Dependence total forces from pressure of a gas stream upon constructional elements of a reducer for various modes reduction is investigated. Rational command pressure for management of reduction process gas streams is defined. Results of management by a reducer are resulted on examples of industrial activity. Properties of a reducer are considered.

KEYWORDS: total, command pressure, self-regulation, realignment, control scheme.

Существующие системы газообеспечения теплоэнергетических установок работают в связке «рабочий редуктор [1, 2] – командный редуктор [3, 4]». Настройка рабочего редуктора на требуемый режим осуществляется командным редуктором и длится **несколько секунд**. Работа на режиме продолжается как максимум до выработки ресурса. При этом давления входа P_{ex} , выхода P_g и расход газа G являются постоянными величинами.

В производственной практике потребовался запуск рабочего редуктора **за доли секунды** и его работа на короткий промежуток времени при непрерывном понижении P_{ex} (автономный источник газа не пополняется) и постоянных P_g и G . Предъявлялись и повышенные требования к свойствам редуктора: стабильность режима и чувствительность.

Актуальность выполнения этих требований привела к созданию новой системы управления рабочим редуктором, проведению необходимых расчётов и

экспериментального подтверждения в производственной практике, что и решается в данной статье.

На рис. 1 изображён дистанционно управляемый мембранный редуктор с действующими силами от давления потока газа на элементы конструкции.

При постоянном P_{ex} редуктор работает в установившемся режиме редуцирования. Обычно в этом режиме работают редуктора в системах газообеспечения теплоэнергетических установок [4]. Баланс сил в этом случае выражается равенством:

$$\sum_{i=1}^3 F_i = \sum_{i=4}^7 F_i, \quad (1)$$

где: $F_1 = P_{ex} S_M$ – сила от командного давления, действующего на мембрану; $F_2 = P_g S_r$ – сила от давления выхода, действующая на клапан; $F_3 = P_{ex} S_n$ – сила от давления входа, действующая

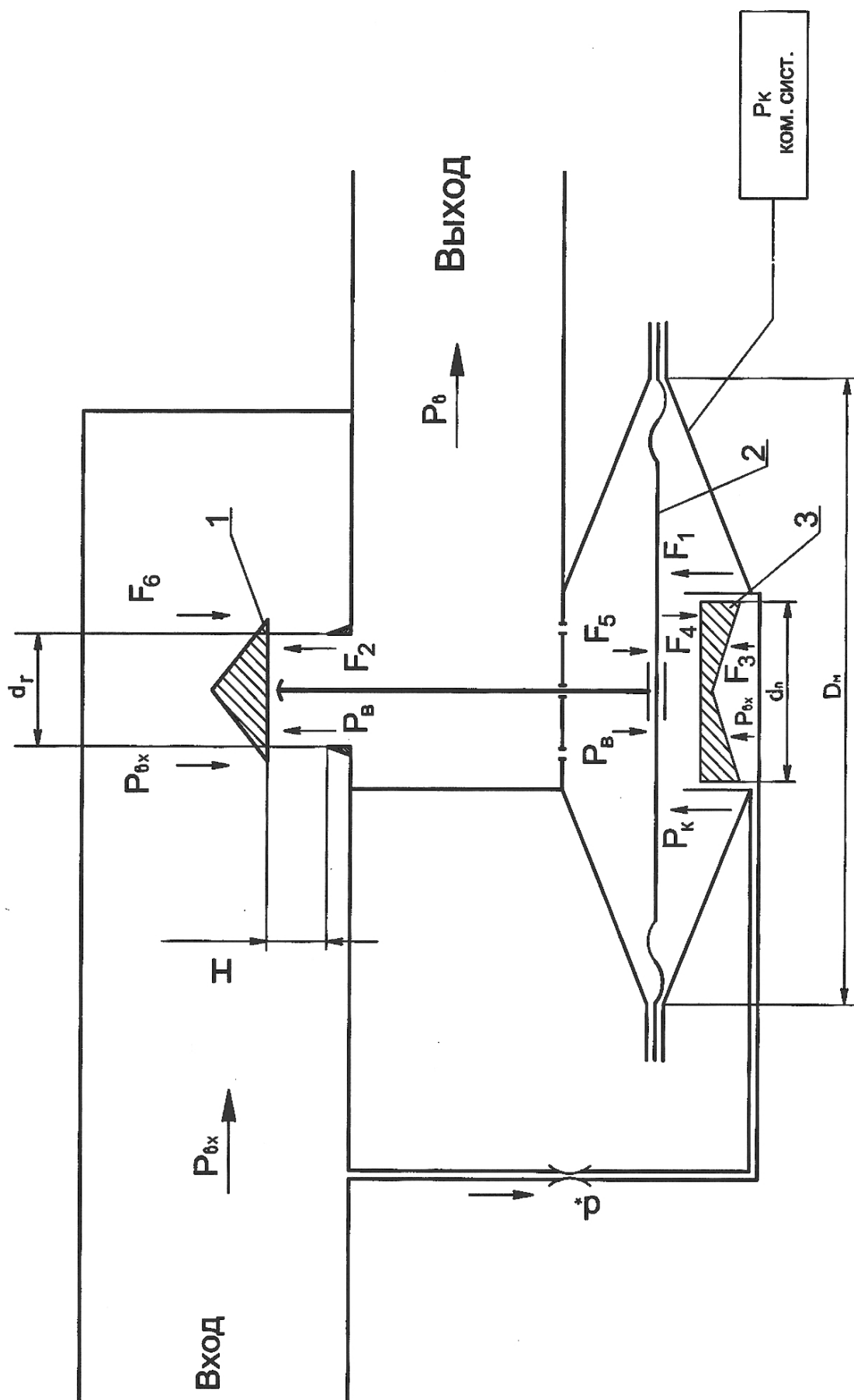


Рис. 1. Мембранный редуктор с тарельчатым клапаном:
1 – клапан, 2 – мембрана, 3 – поршень разгрузки



на поршень разгрузки; $F_4 = P_{\kappa} S_n$ – сила от командного давления, действующая на поршень разгрузки; $F_5 = P_{\theta} S_m$ – сила от давления выхода, действующая на мембрану; $F_6 = P_{\text{ex}} S_r$ – сила от давления входа, действующая на клапан; $F_7 = P_{\kappa c} S_m$ – силы сопротивления; $P_{\kappa c}$ – командное давление сопротивления, достаточное, чтобы открыть редуктор при $P_{\text{ex}} = 0$, P_{κ} – командное давление; S_m , S_n , S_r – площади мембраны, поршня разгрузки и клапана соответственно.

За положительное направление сил принимается направление движения клапана на открытие.

Выражение (1) через давления и соответствующие площади элементов конструкции можно записать:

$$P_{\kappa} (S_m - S_n) - P_{\theta} (S_m - S_r) - P_{\text{ex}} (S_r - S_n) - P_{\kappa c} S_m = 0 \quad (2)$$

Из (2) следует, что при $P_{\kappa c} = 0$, $P_{\theta} = 0$ и $S_n = 0$:

$$S_m / S_r = P_{\text{ex}} / P_{\kappa}$$

Известные конструкции редукторов [2] имеют соотношение площади мембраны к площади клапана:

$$S_m / S_r = 15 \div 50. \quad (3)$$

Большая величина S_m / S_r берётся при низких давлениях входа. Применение разгрузочных устройств (рис. 1, поз. 3) в мембранных редукторах позволяет использовать меньшие величины этих соотношений. Соотношения давлений этим величинам не соответствуют, т.к. в реальности присутствуют силы сопротивления.

При понижающемся P_{ex} в процессе редуцирования равенство (2) не равно нулю, а принимает значение результирующей силы F_{Σ} .

При подаче P_{ex} на редуктор, когда $P_{\kappa} = 0$ и $P_{\theta} = 0$, результирующая сила (в дальнейшем результирующая) согласно (2) принимает вид:

$$F_{\Sigma} = -P_{\text{ex}} (S_r - S_n) - P_{\kappa c} S_m. \quad (4)$$

Для **запуска** редуктора (вывод редуктора на режим редуцирования) нужно подать P_{κ} на редуктор, с ростом которого, пока клапан находится в соприкосновении с седлом (редуктор закрыт)

и $P_{\theta} = 0$ и $G = 0$, результирующая в некоторый момент времени становится:

$$F_{\Sigma} = P_{\kappa} (S_m - S_n) - P_{\text{ex}} (S_r - S_n) - P_{\kappa c} S_m = 0. \quad (5)$$

С дальнейшим ростом P_{κ} клапан отходит от седла (редуктор открывается), и, как следствие, G и P_{θ} возрастают. В этом случае F_{Σ} будет:

$$F_{\Sigma} = P_{\kappa} (S_m - S_n) - P_{\theta} (S_m - S_r) - P_{\text{ex}} (S_r - n_2^* S_r - S_n) - P_{\kappa c} S_m, \quad (6)$$

где $n_2^* = P_{\text{tm}} / P_{\text{ex}}^*$, P_{tm} – давление в зоне редуцирования, P_{ex}^* – полное давление входа [5].

При достижении P_{κ} и P_{θ} расчётных величин и постоянном P_{ex} результирующая станет $F_{\Sigma} = 0$.

В случае убывающего P_{ex} нулевое значение F_{Σ} будет на короткий промежуток времени. В дальнейшем изменение P_{ex} делает F_{Σ} определённой величиной, в идеале одинаковой при постоянном режиме редуцирования.

Из выражения (6) при $F_{\Sigma} = 0$ командное давление будет:

$$P_{\kappa} = P_{\theta} \frac{S_m - S_r}{S_m - S_n} + P_{\text{ex}} \frac{S_r - n_2^* S_r - S_n}{S_m - S_n} + P_{\kappa c} \frac{S_m}{S_m - S_n}. \quad (7)$$

Физически запуск редуктора имеет следующую картину: с ростом давления P_{κ} в командной полости редуктора чувствительный элемент (это мембрана или поршень) начинает перемещаться, приводя в движение клапан и открывая зону редуцирования. По достижении заданного режима высота подъема клапана – H – станет [6]:

$$H = H_m \left(\frac{1}{n_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_{\theta}}{P_{\text{ex}}'} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}, \quad (8)$$

где: H_m – максимальный ход клапана, P_{ex}' – давление входа на момент завершения запуска редуктора (т.е. в начале процесса редуцирования).

Любой редуктор в **процессе редуцирования** должен обеспечивать **саморегулирование и перенастройку**.

Саморегулирование – это способность поддерживать заданный режим редуцирования,



несмотря на помехи. Помехами могут быть изменения G , P_{ex} и P_g , причиной которых является несовершенство систем и конструкций. Но, в конечном итоге, все они сводятся только к изменению P_g , на которое и реагирует редуктор в режиме саморегулирования. Отклонение P_g ведёт к изменению F_{Σ} (6), которое вызывает изменение P_k . Это действие продолжается до того момента, пока не происходит нивелирование P_g . К моменту возврата P_g до заданной величины происходит восстановление F_{Σ} до прежнего уровня, т.к. при правильной настройке командной системы редуктора наряду с непрерывным уменьшением P_{ex} должно соответственно изменяться и P_k . Физически это выглядит следующим образом:

отклонение P_g изменяет положение чувствительного элемента редуктора, который, в свою очередь, изменяет положение исполнительного элемента – клапана, что влияет на G , т.к. изменяется высота подъема клапана – H (8). Процесс прекратится, когда P_g и P_k уравниют силы по обе стороны чувствительного элемента редуктора.

Перенастройка редуктора осуществляется заданным изменением P_k и происходит процесс, аналогичный саморегулированию, только инициатором его является не P_g , а P_k .

Останов процесса редуцирования происходит сбросом P_k с командной полости редуктора. И здесь есть момент, когда F_{Σ} принимает вид, аналогичный выражению (5). В это время G через редуктор прекратится, и, т.к. P_{ex} и уменьшились пропорционально в процессе редуцирования, F_{Σ} будет такой же, какой была в случае запуска редуктора.

Вышеизложенное есть результат управления процессом, включающим запуск, само редуцирование и останов, которое осуществляется P_k . Рассчитывается P_k по равенству (7) и подтверждено производственной эксплуатацией подобного типа редукторов.

Для того, чтобы понять изменение P_k в процессе редуцирования с условием сохранения постоянными P_g и G при непрерывном понижении P_{ex} , представим равенство (7) в виде:

$$P_g (S_m - S_r) = P_k (S_m - S_n) - P_{ex} (S_r - n_2^* S_r - S_n) - P_{kc} S_m, \quad (9)$$

здесь P_{ex} – убывающая переменная величина, т.к. источник газа в процессе редуцирования не пополняется, P_{kc} – практически величина постоянная. Поэтому для управления редуцированием необходимо пропорционально изменению P_{ex} изменять P_k , чтобы сохранить G и P_g постоянными, т.е. должно соблюдаться следующее равенство, вытекающее из (9):

$$(P_k - \Delta P_k)(S_m - S_r) = (P_{ex} - \Delta P_{ex})(S_r - n_2^* S_r - S_n), \quad (10)$$

где ΔP_k и ΔP_{ex} – изменение P_k и P_{ex} соответственно в процессе всего времени редуцирования.

Для проверки проведённых расчётов в практике разработана и осуществлена схема управления процессом редуцирования (рис. 2), которая обеспечила требуемые условия изменения P_k .

По этой схеме управление редуцированием (редуктором) осуществляется следующим образом. В ресивер 8 объемом V_p командным редуктором 7 устанавливается настроечное командное давление – $P_{кн}$, измеряемое манометром 11. Ручной кран 10 закрывается. Для запуска редуктора 6 открывается ЭПК 9 и командный газ подается в командную полость редуктора 6. При выходе редуктора на заданный режим редуцирования (заданные P_g и G) в ресивере 8 объёмом V_p и в командной полости объёмом ΔV_k редуктора 6 устанавливается давление, равное P_k . В процессе редуцирования (всего времени работы редуктора) P_g и G постоянные величины (расход лимитируется соплом 12 при заданном P_g), P_{ex} падает, а с ним пропорционально падает и P_k за счет увеличения объема командной полости редуктора до V_k .

При расчёте учитывается, что количество командного газа постоянно:

$$P_{кн} = P_k \frac{V_p + \Delta V_k}{V_p}, \quad (11)$$

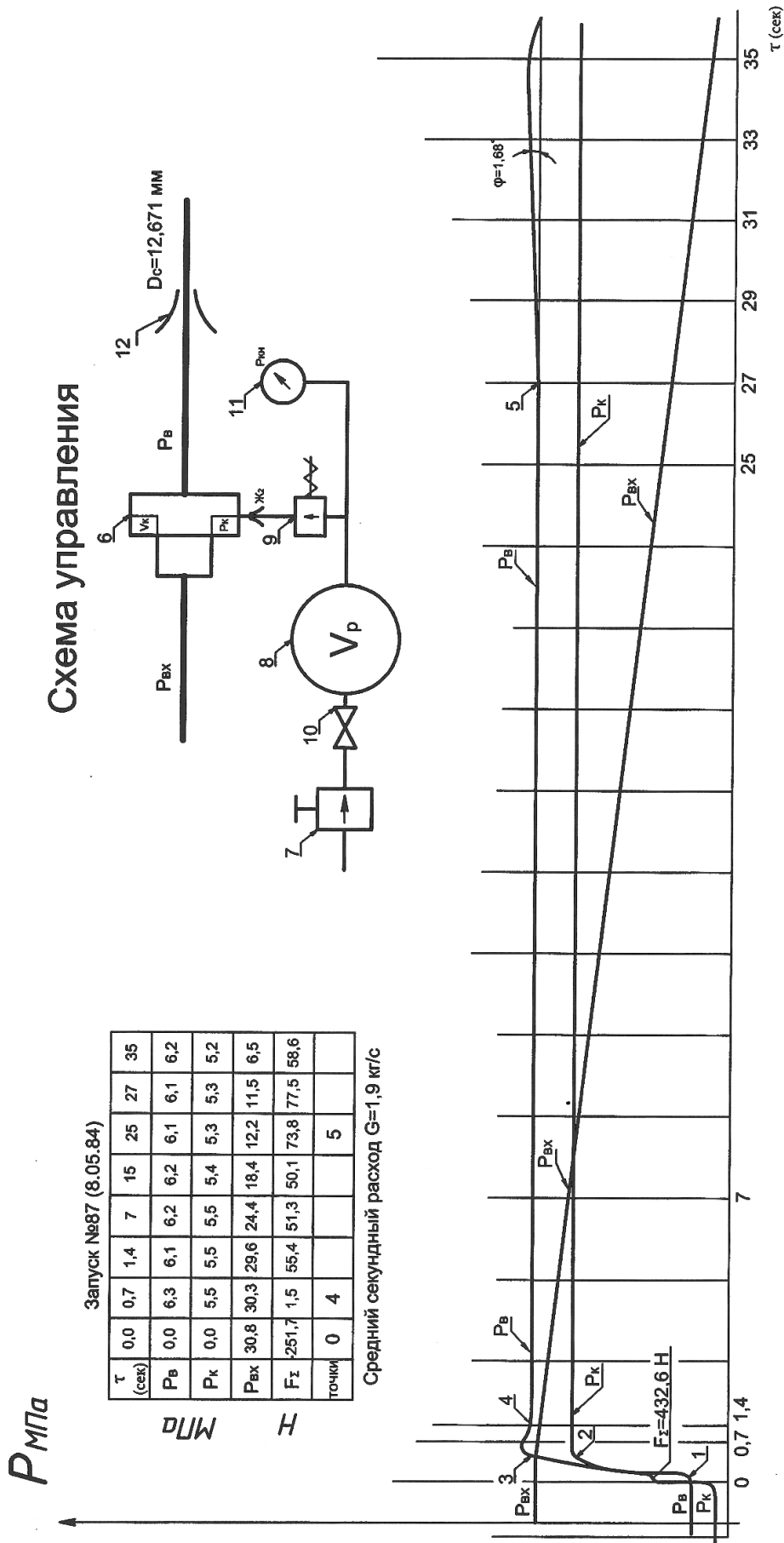


Рис. 2. Осциллограмма продувки редуктора:

(6 – редуктор, 7 – командный редуктор, 8 – ресивер, 9 – ЭПК, 10 – манометр, 11 – манометр, 12 – расходомерное согло)



где ΔV_k с учётом (8) будет:

$$\Delta V_k = (h + H)S_m = \left[h + H_m \left(\frac{1}{n_1^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left(\frac{P_\epsilon}{P'_{ex}} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \right] S_m, \quad (12)$$

здесь h – высота командной полости закрытого редуктора.

Задача заключается в том, чтобы найти V_p , при котором P_k уменьшалось бы пропорционально уменьшению P_{ex} . Расчёт V_p производился следующим образом. Находилась величина ΔP_{ex} :

$$\Delta P_{ex} = P_{ex} - P'_{ex} = P_{ex} - \frac{P_\epsilon}{n_1}, \quad (13)$$

где: $n_1 = P_\epsilon / P'_{ex}$ [5],

и величина ΔP_k с использованием равенств (10) и (13):

$$\Delta P_k = P_k - \frac{P_\epsilon S_r - n_2^* S_r - S_n}{n_1 S_m - S_n}. \quad (14)$$

С другой стороны, используя равенства количества командного газа, имеем:

$$P_k (V_p + \Delta V_k) = (P_k - \Delta P_k) (V_p + V_k), \quad (15)$$

откуда следует:

$$V_p = V_k - \frac{P_k}{\Delta P_k} (V_k - \Delta V_k), \quad (16)$$

где P_k , ΔV_k и ΔP_k находятся по (7), (12) и (14).

По известному P_k и (11) находим $P_{кн}$.

По результатам исследований проводились производственные работы с редуктором [7], по схеме управления представленной на рис. 2. F_Σ и P_k вычислялась по размерам конструктивных параметров этого редуктора с использованием (6) и (7) соответственно:

$$F_\Sigma = 276,50P_k - 201,60P_\epsilon - 5,03P_{ex} - 276,50P_{кн}, \quad (17)$$

$$P_k = 0,73P_\epsilon + 0,02P_{ex} + 3,50. \quad (18)$$

Результаты продувки представлены в таблице рис. 2.

Точка «0» – отвечает моменту $P_k = 0$, что соответствует (4).

Точка «1» – соответствует моменту появления P_ϵ .

Редуктор открылся согласно (6).

Точки «2» и «3» – соответствует моменту, близкому к завершению запуска (начало выхода на режим) при времени $t = 0,4$ с.

Точка «4» – соответствует окончательному выходу на расчетный режим, равенству (7) и времени $t = 0,7$ с,

где $F_\Sigma = 0$ (всего 1,49 Н). (При точности измерения и расшифровки параметров давления в 3 % трудно отличить $P_k = 5,5$ МПа от $P_k = 5,495$ МПа, при котором $F_\Sigma = 0$).

Точка «5» – это момент перехода от критического редуцирования к докритическому, отчётливо виден подъём P_ϵ , указанный в [5]. Значения F_Σ в продолжении времени редуцирования от 1,4 с до 35 с близки по значению ($F_\Sigma = 55,4 \div 58,6$ Н), чем доказываем, что P_ϵ практически является в этот исход времени постоянной величиной.

При постоянных P_ϵ и P_{ex} следует, что должно быть и $P_k = const$. Последнее может быть обеспечено одним командным редуктором, настроенным на требуемое P_k [1, 2]. Этот режим соответствует режимам работы системы газообеспечения многих теплоэнергоустановок.

Редуктор как регулятор должен обладать следующими свойствами: **стабильностью и чувствительностью**.

Стабильность выражается в способности конструкции выдерживать один и тот же режим редуцирования от пуска к пуску при одинаковом P_k с учётом P_{ex} . Поскольку P_{ex} не всегда одинаков, то приходится брать поправки на P_k , используя (18).

Критерием стабильности может служить отклонение ΔP_ϵ , не выходящее из доверительного интервала, который вычисляется по закону Стьюдента (Госсета)

$$s = \pm (2,78 \div 2,26) \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (P_{\epsilon_i} - \bar{P}_\epsilon)^2}.$$

(Тут коэффициенты 2,78 ÷ 2,26 соответствуют $n = 5 \div 10$).

Для других n придется интерполировать. P_{ϵ_i} –



значение давления выхода очередного запуска, \overline{P}_g – номинальное значение давления выхода). ΔP_g определяется следующим образом. Осуществляется n запусков редуктора [7], в данном случае $n = 8$, поэтому коэффициент будет 1,8 при $\overline{P}_g = 1$ МПа.

С доверительной вероятностью 0,95 доверительный интервал будет: $\Delta P_g = \pm 2S = \pm 0,008$ МПа. Это в абсолютной величине. Более универсальна к применению будет относительная величина

$$dP_g = \pm \frac{2S}{P_g} 100 \% [8].$$

Так, стабильность редуктора [7] была $dP_g = 0,8 \%$ при использовании системы управления по схеме рис. 2.

Чувствительность – это способность редуктора реагировать изменением P_g на P_k или способность его к перенастройке, т.е. влияние P_k на P_g . Воспользуемся выражением (7). Изменение P_k на величину ΔP_k изменит и P_g на ΔP_g . В результате получим:

$$P_k + \Delta P_k = (P_g + \Delta P_g) \frac{S_m - S_r}{S_m - S_n} - P_{ex} \frac{S_r - n_2^* S_r - S_n}{S_m - S_n} - P_{kc} \frac{S_m}{S_m - S_n}. \quad (19)$$

Если из вновь полученного выражения вычлечь (7),

то получится $\Delta P_k = \frac{S_m - S_r}{S_m - S_n} \Delta P_g$. Чувствительность

характеризуется отношением изменения командного давления к изменению давления выхода, т.е.

$$\Delta = \frac{\Delta P_k}{\Delta P_g} = \frac{S_m - S_r}{S_m - S_n}. \text{ Из этого отношения следует, что}$$

$\Delta < 1$, т.к. конструктивно делается $S_r > S_n$, а при

$S_n = 0$ будет $\Delta = 1 - \frac{S_r}{S_m}$. Из (3) следует, что

$$\frac{S_r}{S_m} = \frac{1}{15} \div \frac{1}{50}, \text{ т.е. конструкции редукторов [1, 2] в}$$

идеале могут быть чувствительностью $\Delta = 0,93 \div 0,98$, а при проектировании новой

конструкции, выбирая отношение (3), можно заранее задаваться чувствительностью. Значение чувствительности находится рядом с P_g в выражении P_k (7). Редуктора типа [6], например, имеют

$$\Delta = 0,73 \div 0,944 \text{ согласно (7) или } \frac{S_r}{S_m} = \frac{1}{14} \div \frac{1}{18}.$$

Таким образом, вышеизложенное позволило раскрыть физическую картину явления, рассчитать командное давление и найти способ управления процессом редуцирования. Кроме того, приведённые результаты устраняют необходимость проводить длительные и дорогостоящие предварительные работы по настройке дистанционно управляемых редукторов, что важно при расчётах затрат и оборудования для теплоэнергетики, машиностроения, авиастроения и других отраслей промышленности.

Литература

- Интернет // http://www.saratov-gaz.ru/catalogue/pressure_regulator/rdbk/.
- Киселёв И.А. Котельные установки. – М.: Высшая школа, 1975. – 278 с.
- Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. – 488 с.
- Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. – М.: Машиностроение, 1964. – 832 с.
- 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.
- Правник Ю.И., Казаков В.А., Садыков Р.А. К расчету конструктивных параметров дистанционно управляемых редукторов большого расхода // Известия КазГАСУ, 2008, № 2(10). – С. 104-108.
- Садыков Р.А., Правник Ю.И., Давлетбаева Ф.И. Редуктор. Патент на изобретение РФ № 2344461 от 20.07.2007 г.
- Испытания жидкостных ракетных двигателей / Под редакцией Левина В.Я. – М.: Машиностроение, 1981. – 199 с.