

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

РЕДУКТОРЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве методических указаний для студентов Самарского университета, обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 24.04.05 Двигатели летательных аппаратов

Составители: *Ю. И. Кондрашов,*
М. А. Ермилов

САМАРА
Издательство Самарского университета
2020

УДК 621.452(075)
ББК 39.55я7

Составители: *Ю.И. Кондрашов, М.А. Ермилов*

Рецензент д-р техн. наук, проф. С. В. Ф а л л а л е е в

Редукторы давления газа: методические указания / составители: *Ю.И. Кондрашов, М.А. Ермилов.* – Самара: Издательство Самарского университета, 2020. – 48 с.

Приведены основные сведения по конструкции, проектированию и определению статических характеристик редукторов давления газа.

Предназначено для обучающихся ИДЭУ дневного и вечернего отделений.

Подготовлены на кафедре автоматических систем энергетических установок.

УДК 621.452(075)
ББК 39.55я7

ОГЛАВЛЕНИЕ

РЕДУКТОРЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА	4
1. Принцип действия и основные элементы редуктора	4
2. Классификация редукторов	7
3. Расчет статических характеристик редукторов	15
4. Выбор схемы редукторов давления газа	30
5. Конструктивные и технологические особенности редукторов.....	32
6. Контрольные вопросы.....	37
ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕДУКТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА	39
1. Цель и содержание работы	39
2. Конструкция редуктора, расчет статических характери- стик	39
3. Описание лабораторной установки	42
4. Проведение экспериментальных исследований статических характеристик редуктора.....	42
4.1. <i>Определение тарировочной характеристики турбинного расходомера</i>	42
4.2. <i>Определение нагрузочной характеристики редуктора</i>	43
4.3. <i>Определение настроечной характеристики редуктора ...</i>	44
5. Оформление отчета	45
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	46

Цель работы: Ознакомление с основными конструктивными схемами, принципов действия и методики расчета элементов редукторов

РЕДУКТОРЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

1. Принцип действия и основные элементы редуктора

Редукторы давления газа являются одними из основных изделий, используемых в современных пневматических системах разнообразных энергетических установок, где в качестве рабочих сред применяются различные газы (воздух, азот, гелий, кислород, природные газы и др.).

Автоматические регуляторы давления, управляемые только энергией подводимого к ним рабочего тела, без использования постороннего источника энергии, называются **регуляторами давления прямого действия**. Регуляторы прямого действия, снижающие давление поступающего в него газа до заданного значения, принято называть **редукторами давления газа**. Входное давление редутора обычно существенно превышает выходное и меняется в широких пределах. Иногда редуторы называют регуляторами «за собой» в отличие от предохранительных клапанов, именуемых регуляторами «до себя».

В редуторе любой конструкции сущность процесса одна и та же: регулирующим органом создается регулируемая щель, при прохождении через которую давление газа падает – газ дросселируется. Дросселирование необратимый процесс, при котором энтропия газа возрастает. При этом газ внешней работы не совершает. Характер истечения газа зависит от отношения давления за щелью P_p к давлению перед щелью $P_в$: $P_p / P_в$. При $P_p / P_в < \beta$, где $\beta = (2/k+1)$ – критическое отношение давлений, скорость газа в дросселирующей щели имеет критическое значение, равное местной скорости звука, а давление в минимальном сечении дросселирующей щели P_m определяется из выражения $P_m = \beta \cdot P_в$ независимо от давления на выходе. k – показатель адиабаты газа. Такой характер истечения

называется **надкритическим** или **закритическим**. При $P_p / P_s \geq \beta$ давление в дросселирующей щели P_m близко к давлению на выходе редуктора, течение называется **подкритическим** или **докритическим**.

Принцип действия редуктора можно рассмотреть на примере простейшей схемы, представленной на рис. 1.1. Сжатый газ дросселируется в щели между затвором 1 и неподвижным седлом 2. Далее газ попадает в камеру низкого давления H и через выходной патрубок направляется к потребителю. Значение выходного давления P_p регулируется изменением винтом 5 усилия регулировочной пружины 4.

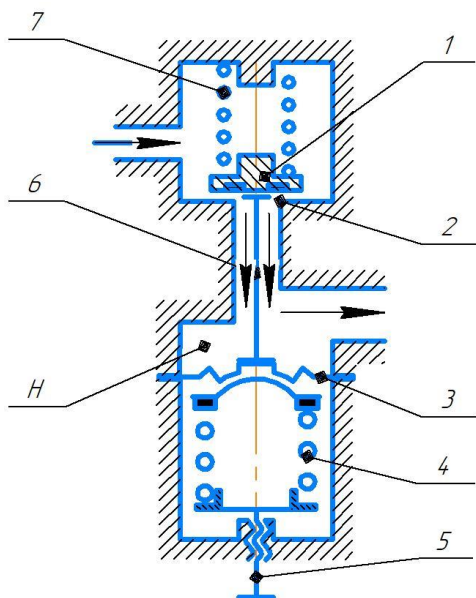


Рис. 1.1. Принципиальная схема редуктора

Газ в камере H воздействует на мембрану 3. Если усилие от давления в камере H превысит силу пружины 4, то мембрана 3 прогнется в сторону пружины и затвор 1 под действием давления на входе и силы вспомогательной пружины 7 приблизится к седлу;

площадь дросселирующей щели уменьшится и давление в камере H снизится до заданного. При уменьшении выходного давления ниже обусловленного регулировкой пружины 4 мембрана переместится в другую сторону и толкатель 6 приподнимет затвор 1, увеличивая площадь дросселирующей щели. Таким образом, в рассматриваемом редукторе чувствительный элемент – мембрана 3 связан с регулирующим органом – затвором 1 через исполнительный механизм – толкатель 6.

Определим функции основных элементов редуктора.

Чувствительный элемент любого регулятора – устройство, реагирующее на отклонение регулируемого параметра от заданного значения и передающее возникающее вследствие этого отклонения воздействие (механическое перемещение, изменение напряжения и т. д.) на усилительное устройство, а при его отсутствии – на исполнительный механизм.

На чувствительный элемент редуктора (в данном случае мембрану 3) воздействует давление газа после дросселирующей щели. При изменении выходного давления чувствительный элемент перемещается, вследствие чего происходит соответствующее изменение площади дросселирующей щели. В качестве чувствительного элемента редуктора используют эластичные (обычно резиновые) мембраны, металлические гофрированные мембраны, сильфоны, а также поршни (плунжеры).

Исполнительный механизм любого регулятора – устройство для перестановки регулирующего органа. Он воспринимает воздействие от усилительного устройства или, в случае его отсутствия, от чувствительного элемента и передает его на регулирующий орган. В качестве исполнительного механизма применяют механические, гидравлические, электрические и тому подобные устройства. Отношение перемещения регулирующего органа Δh_x к перемещению чувствительного элемента $\Delta h_{ч.э.}$ называют коэффициентом усиления или коэффициентом передачи исполнительного механизма $a_y = \Delta h_x / \Delta h_{ч.э.}$.

При непосредственной связи чувствительного элемента с регулирующим органом, что в редукторах давления встречается наиболее часто, $a_y = 1$. В этом случае исполнительный механизм

представляет собой простой толкатель (на рис. 1.1 – толкатель б). При / в редукторах давления применяются механические и гидравлические исполнительные механизмы.

Регулирующий орган любого регулятора – устройство, осуществляющее изменение подачи рабочего тела или энергии к объекту регулирования. Изменение положения регулирующего органа вызывает соответствующее изменение регулируемого параметра.

При изменении положения регулирующего органа редуктора меняется площадь дросселирующей щели, вследствие чего оказывается воздействие на выходное давление и температуру газа. В качестве регулирующего органа в редукторах применяются различные системы «затвор-седло», «гильза-золотник». Совокупность исполнительного механизма и регулирующего органа называется исполнительным устройством.

Задающее устройство служит для введения в регулятор заданного значения регулируемого параметра. В редукторе давления задающим устройством регулируются требуемое значение выходного давления. Задающим устройством служит, например, регулировочная пружина (см. рис. 1.1).

Некоторые конструкции точных редукторов содержат, кроме перечисленных элементов:

- **фильтр**, служащий для тонкой очистки газа перед поступлением его в редуктор;

- **предохранительный клапан**, ограничивающий рост давления за редуктором (возникает при неправильной эксплуатации или поломке редуктора);

- **расходное устройство** (жиклер или система жиклеров), создающее небольшую утечку газа в окружающую атмосферу.

2. Классификация редукторов

Редукторы давления можно классифицировать следующим образом:

- по уравновешенности (редукторы уравновешенного и неуравновешенного типа);

- по направлению движения регулирующего органа (редукторы прямого и обратного хода);
- по виду задающего устройства (пружинные, пневмоуправляемые, грузовые);
- по числу последовательных ступеней дросселирования (одноступенчатые и двухступенчатые);
- по конструкции чувствительного элемента (мембранные и поршневые);
- по конструкции исполнительного механизма (редукторы с коэффициентом передачи исполнительного механизма $a_y = 1$ и редукторы с $a_y \neq 1$).

Редукторы **уравновешенного типа** – это редукторы, у которых изменение входного давления газа в принципе не создает непосредственного изменения сил, действующих на регулирующий орган. Равнодействующая от давления газа на входе равна нулю.

В редукторе уравновешенного типа (рис. 2.1) уравновешивание достигается благодаря тому, что средний диаметр сильфона 4 равен диаметру седла 6. Практически из условия обеспечения устойчивости редуктора и вследствие возникновения аэродинамических сил при обтекании потоком газа регулирующего органа 5, а также из-за наличия допусков на изготовление деталей полное уравновешивание никогда не обеспечивается. Кроме того, и теоретически снижение давления на входе, приводящее к перемещению регулирующего органа 5 для увеличения дросселирующей щели, ведет к изменению усилия задающего устройства – регулировочной пружины 2, к изменению упругости сильфонов 1 и 4 и вспомогательной пружины 3. Это обуславливает изменение выходного давления – статизм регулятора¹.

¹ Регуляторы, у которых установившееся значение регулируемого параметра не изменяется при изменении входных параметров, называется астатическими. Регуляторы, у которых регулируемый параметр зависит от входных параметров, называются статическими.

Изменение регулируемого параметра при изменении входного характеризует статизм (статическую ошибку) регулятора. Чем больше изменение выходного давления редуктора при изменении входного, тем больше статизм редуктора.

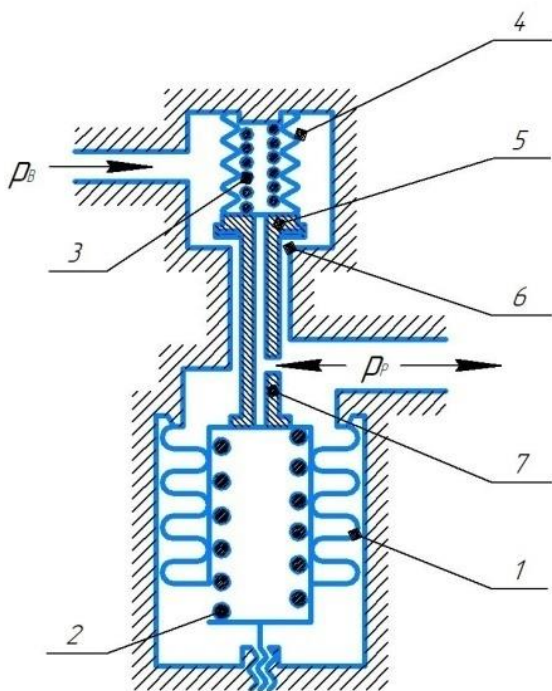


Рис. 2.1. Схема редуктора уравновешенного типа

В большинстве конструкций редукторов, уравновешенных по входному давлению, стремятся к уравновешиванию регулирующего органа и по выходному давлению. В редукторе, представленном на рис. 2.1, это достигается тем, что давление газа после дросселирующей щели, воздействующее на чувствительный элемент – сильфон *1*, благодаря наличию полого штока *7* действует и внутри сильфона *4*. Таким образом, силы от входного и выходного давления, действующие на регулирующий орган *5*, уравновешены.

В редукторах неуравновешенного типа (рис. 2.2) изменение давления газа на входе непосредственно вызывает соответствующее изменение сил, действующих на регулирующий орган (равнодействующая от входного давления газа не равна нулю).

На рис. 2.2, *а* дана схема редуктора **обратного хода**. Редукторами обратного хода называют редукторы, у которых перемещение регулирующего органа *1* для увеличения дросселирующей щели происходит в направлении, обратном направлению потока газа.

У редуктора **прямого хода** (рис. 2.2, *б*) перемещение регулирующего органа *1* для увеличения дросселирующей щели происходит по направлению потока газа.

Пружинными называются редукторы, у которых задающее усилие на чувствительный элемент создается пружиной *2* (рис. 2.2, *а, б*) регулировка выходного давления такого редуктора осуществляется регулировочным винтом, поджимающим пружину. Вращение винта производится либо вручную, либо электроприводом.

Чувствительным элементом у редукторов, приведенных на рис. 2.2, *б, в* является мембрана. Это – мембранные редукторы, как и редуктор, показанный на рис. 2.2, *г*.

Пневмоуправляемыми называются редукторы, у которых задающее усилие, действующее на чувствительный элемент, создается командным давлением $P_{\text{ком}}$ управляющего газа (рис. 2.2, *в*). Регулируется выходное давление изменением РКOf4. Задающим устройством для таких редукторов обычно служит другой малогабаритный редуктор (на рис. 2.2, *в* он не показан).

Встречаются редукторы с **комбинированным управлением**, у которых на чувствительный элемент воздействует как командное давление, так и регулировочная пружина *2* (рис. 2.2, *г*). В редукторах с комбинированным управлением усилие пружины, необходимое для обеспечения заданного выходного давления, уменьшается благодаря воздействию управляющего газа.

Иногда пневмоуправляемый редуктор конструктивно объединен в едином агрегате с командным редуктором: входное давление от общего источника подводится к пневмоуправляемому и командному редукторам (рис. 2.3). Такие редукторы часто называют агрегатными.

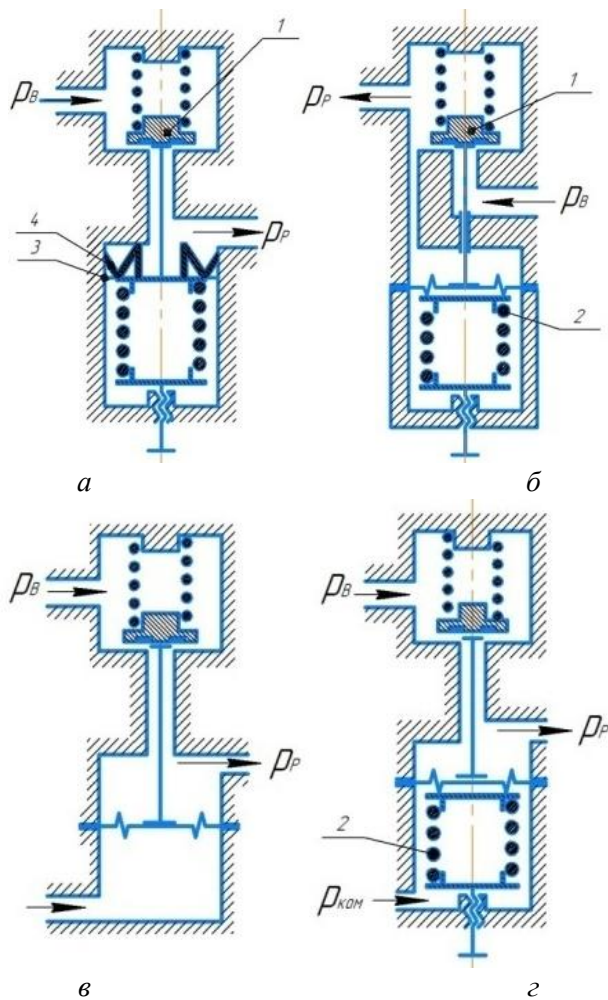


Рис. 2.2. Схемы редукторов неуравновешенного типа:
а – редуктора обратного хода; *б* – редуктора прямого хода;
в – пневмуправляемого редуктора; *г* – редуктора
с комбинированным управлением

На схеме, приведенной на рис. 2.3, чувствительным элементом пневмуправляемого редуктора обратного хода служит поршень *1*, уплотняемый кольцом *2*; аналогичный чувствительный элемент и у командного редуктора *3*, выполненного по схеме прямого хода.

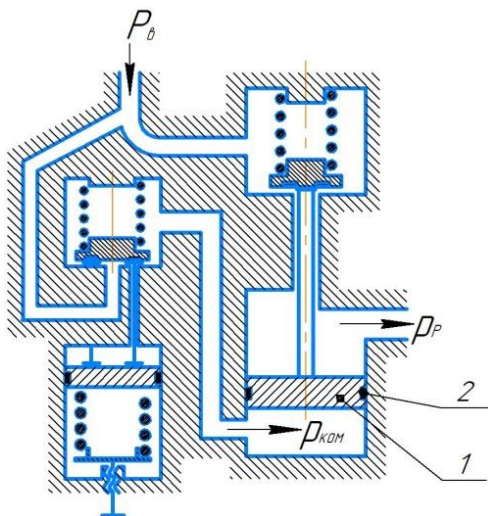


Рис. 2.3. Схема агрегатного редуктора

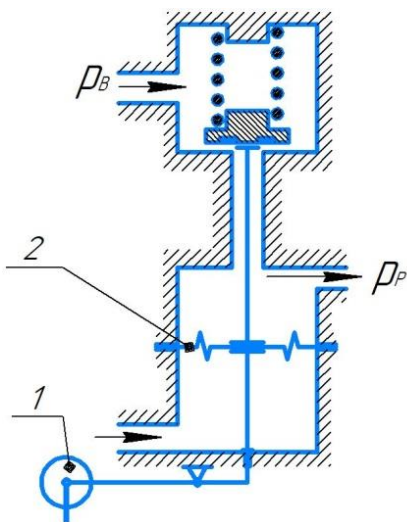


Рис. 2.4. Схема грузового редуктора

Для полноты изложения можно упомянуть о грузовых редукторах, в которых задающим устройством является груз 1 , воздействующий на чувствительный элемент 2 (рис. 2.4). Выходное давление редуктора определяется массой груза. Подобные редукторы имеют большие габаритные размеры и массу, могут обеспечить лишь низкое выходное давление, поэтому они в настоящее время не распространены.

Одноступенчатыми редукторами называются редукторы, в которых снижение давления происходит в одной ступени дросселирования. Все редукторы, схемы которых приведены на рис. 2.1–2.4, одноступенчатые.

Двухступенчатыми редукторами (рис. 2.5) называются редукторы, в которых снижение давления происходит последовательно в двух ступенях дросселирования.

В первой ступени 1 входное давление снижается до промежуточного значения P_p , а затем, во второй ступени 2 , это давление снижается до заданного значения P_p (рис. 2.5). Обе ступени редуктора можно компоновать как в одном общем корпусе, так и в разных корпусах, соединяемых трубопроводом. В некоторых конструкциях двухступенчатых редукторов предусмотрено использование газа и после первой ступени.

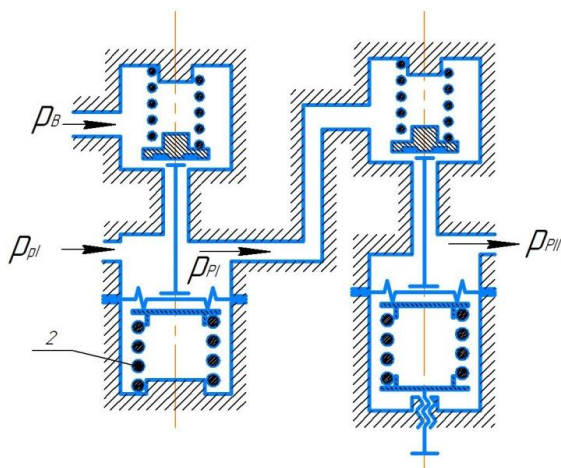


Рис. 2.5. Схема двухступенчатого редуктора

У всех редукторов, схемы которых приведены ранее, связь регулирующего органа с чувствительным элементом непосредственная. При этом виде связи перемещение чувствительного элемента равно перемещению регулирующего органа. Исполнительным механизмом служит шток (толкатель). В более сложных механических (рычажных, винтовых, зубчатых, клиновых) или гидравлических исполнительных механизмах перемещение чувствительного элемента вызывает соответствующее (но не равное) перемещение регулирующего органа.

У редуктора с рычажным исполнительным механизмом (рис. 2.6, а) соотношение перемещений чувствительного элемента – мембраны 4 и регулирующего органа 1 определяется отношением длин плеч рычага 3, поворачивающегося относительно неподвижной оси 2.

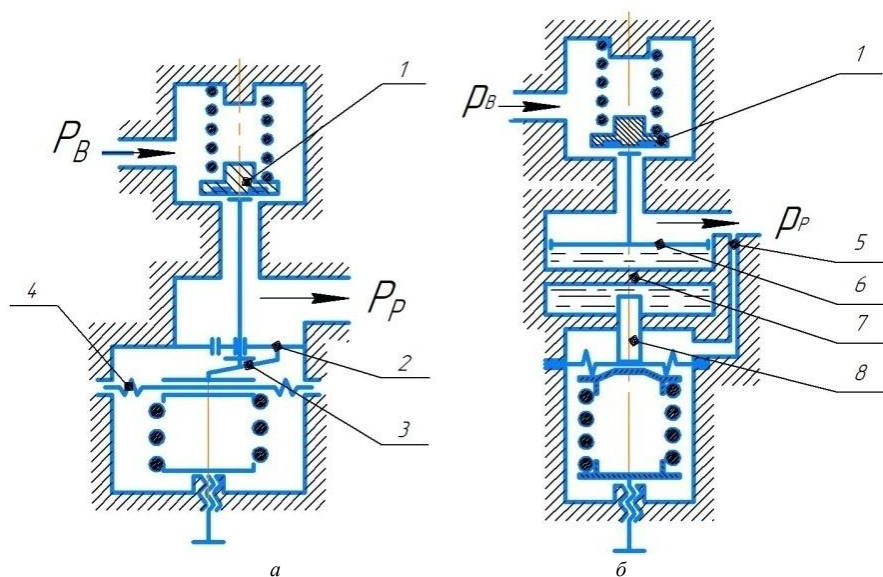


Рис. 2.6. Схема редукторов с коэффициентом усиления исполнительного механизма $a_y < 1$

При гидравлических исполнительных механизмах усилие от чувствительного элемента к регулируемому органу передается жидкостью.

В редукторе, схема которого приведена на рис. 2.6, б, соотношение перемещения чувствительного элемента – мембраны 4 и регулирующего органа 1 определяется отношением площадей поршней 6 и 8. Жиклер 7 повышает устойчивость процесса регулирования. Выходное давление к чувствительному элементу подводится по каналу 5.

Приведенную классификацию нельзя считать всеохватывающей. Так, существуют редукторы с двумя чувствительными элементами, связанные с единственным затвором. Имеются конструкции, у которых один исполнительный механизм перемещает два регулирующих органа, связанных между собой; при этом в одной дроселирующей щели поток газа совпадает с направлением открытия затвора (схема редуктора прямого хода), а в другой поток противоположен направлению открытия (схема редуктора обратного хода). Существует множество других оригинальных конструкций. Однако, как правило, редукторы, используемые в современной технике, «укладываются» в рамки приведенной классификации.

3. Расчет статических характеристик редукторов

Характеристика редуктора рассчитывается на основе двух уравнений: уравнения равновесия сил и уравнения расходов. Эти уравнений будут написаны для установившихся состояний, поэтому полученная характеристика не будет отражать переходных (неустановившихся) процессов и, согласно принятой в теории регулирования терминологии, ее следует называть статической. Подобный вывод уравнений и анализ характеристики производится для неуравновешенного редуктора с клапаном обратного хода (рис. 3.1).

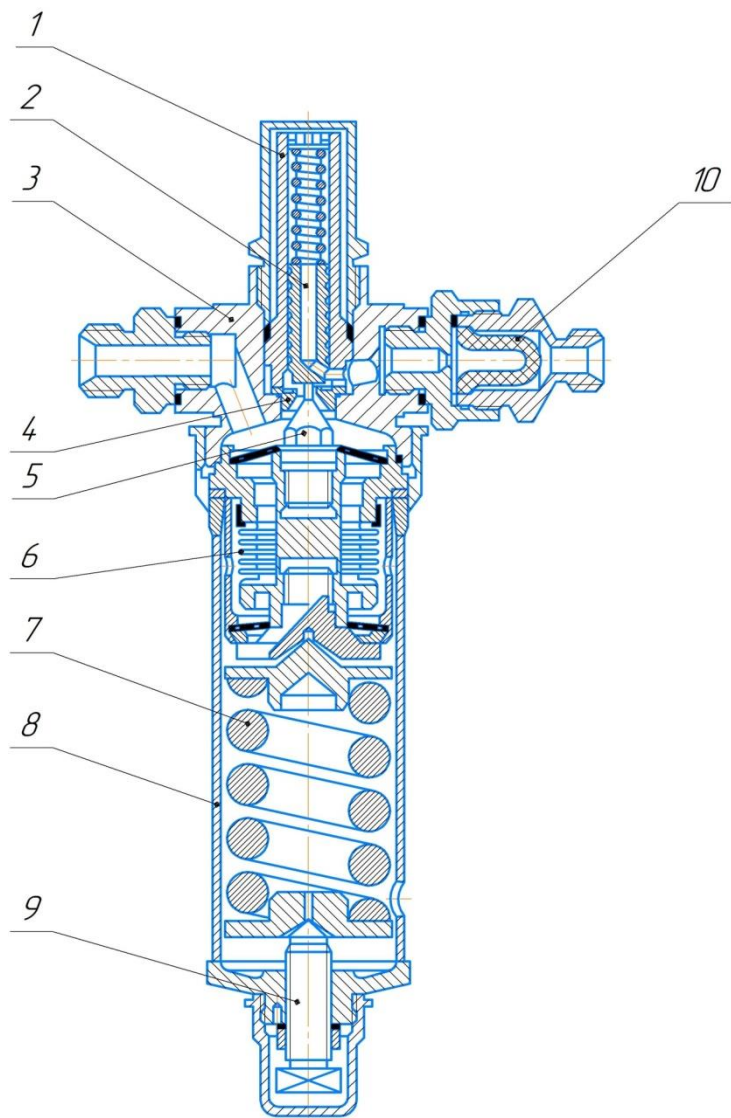


Рис. 3.1. Конструкция редуктора:

1 – направляющая втулка; 2 – клапан; 3 – корпус; 4 – седло; 5 – игла;
 6 – сиффон; 7 – пружина; 8 – стакан; 9 – регулировочный винт; 10 – фильтр

Уравнение равновесия сил

Расчетная схема редуктора представлена на рис. 3.2.

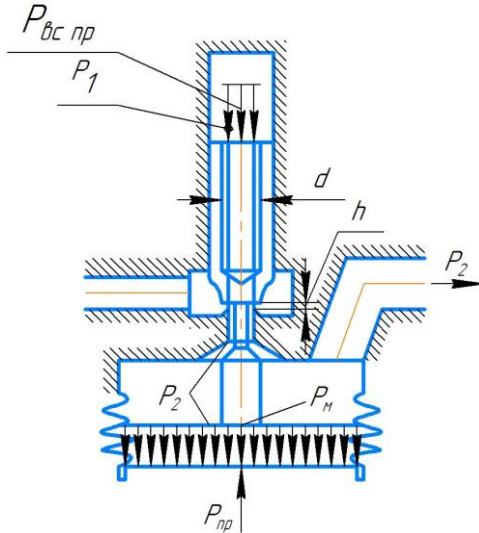


Рис. 3.2. Схема сил, действующих в мембранном редукторе

Согласно рис. 3.2 может быть написано следующее уравнение:

$$P_2 F - P_2 f + P_1 f + P_m + P_{вс.нп} - P_{нп} = 0. \quad (1)$$

Из него следует:

$$P_2 = \frac{-P_1 f + (P_{нп} - P_{вс.нп} - P_m)}{F - f}. \quad (2)$$

Седло редуктора всегда имеет плоскую ленточку шириной $\delta = 0,03$ мм (рис. 3.3). Так как понижение давления начинается уже у наружного края ленточки, то неуравновешенную площадь f (площадь, на которую воздействует давление) можно с достаточной точностью определять по среднему диаметру, т. е.

$$f = \frac{\pi}{4} (d + \delta)^2. \quad (3)$$

Уравнение (2) может быть записано для начального момента времени:

$$P_2 = \frac{-P_1^{\circ} f + (P_{np}^{\circ} - P_{вс.нр.}^{\circ} - P_M^{\circ})}{F - f}. \quad (4)$$

Производя почленное вычитание уравнения (4) из (2), получим:

$$\Delta P_2 = \frac{(P_1^{\circ} - P_1) f + [(P_{np} - P_{np}^{\circ}) - (P_{вс.нр.} - P_{вс.нр.}^{\circ}) - (P_M - P_M^{\circ})]}{F - f}, \quad (5)$$

причем

$$\Delta P_2 = P_2 - P_2^{\circ}. \quad (6)$$

Величина ΔP_2 есть приращение давления P_2 на входе от P_1° до P_1 (рис. 3.4).

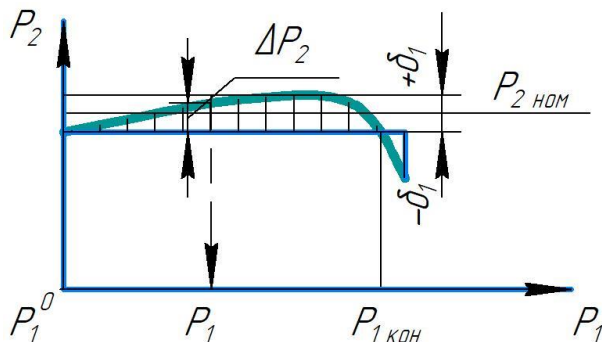


Рис. 3.4. Характеристика редуктора

Этому понижению давления на входе будет соответствовать подъем клапана на величину:

$$\Delta h = h - h^{\circ}. \quad (7)$$

Поэтому изменение сил упругих элементов может быть выражено через их жесткости:

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{сила основной пружины уменьшается -} \\
 &P_{np} - P_{np}^{\circ} = -K_{np} \cdot \Delta h, \\
 &\text{сила вспомогательной пружины увеличивается -} \\
 &P_{вс.пр} - P_{вс.пр}^{\circ} = K_{вс.пр} \cdot \Delta h, \\
 &\text{сила мембраны увеличивается -} \\
 &P_m - P_m^{\circ} = K_m \cdot \Delta h.
 \end{aligned} \right\} (8)$$

Отметим, что характеристика мембраны принята линейной. Подставляя уравнение (8) в (5) и обозначая суммарную жесткость, получим:

$$\Delta P_2 = \frac{(P_1^{\circ} - P_1) \cdot f - K \cdot \Delta h}{F - f}; \quad K = K_{np} + K_{вс.пр} + K_m. \quad (9)$$

Если в этом уравнении выразить ход клапана Δh как функцию давления P_1 , то будет получено уравнение характеристики редуктора. Для этой цели служит уравнение расходов.

Уравнение расходов

При высоких расходах и низких температурах свойства реальных газов значительно отличаются от свойств «идеальных» газов. Однако эти отличия (а также понижение температуры при дросселировании) не могут быть учтены простыми и удобными для анализа формулами. Поэтому в уравнении расходов используются зависимости для «идеальных» газов, а температура при дросселировании принимается неизменной ($T_2 = T_1$). Коэффициенты расходов при течении воздуха через дросселирующее сечение редуктора и через расходную шайбу на выходе из редуктора принимаются равными единице, а сами процессы истечения считаются адиабатическими.

Изменения параметров воздуха на входе в редуктор может быть определено политропой с показателем n ($1 < n < k$). При всех этих допущениях точность расчета получается вполне достаточной для практических целей.

В установившемся режиме весовой расход воздуха через дроселирующее сечение воздуха из редуктора G_1 равен расходу (отбору) воздуха из редуктора:

$$G_1 = \pi \cdot d \cdot h \cdot \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \cdot A, \quad (10)$$

$$A = \sqrt{2q \cdot \frac{k}{(k-1) \cdot R} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k+1/k} \right]} = 1,53 \sqrt{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1,43} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1,715}}, \quad (11)$$

для $k = 1,4$; $R = 29,3$; $q = 9,31$.

Зависимость $A = \varphi\left(\frac{P_1}{P_2}\right)$ приведена на рис. 3.5. При перепадах

$\frac{P_1}{P_2} > \left(\frac{P_1}{P_2}\right)_{кр} = 1,89$. следует принимать $A = A_{\max} = 0,396$. В формулу

(11) входит величина P_2 , которая должна быть определена в результате расчета, т. е. не является неизвестной. Однако здесь вполне допустимо подставлять заданную величину $P_{2ном}$.

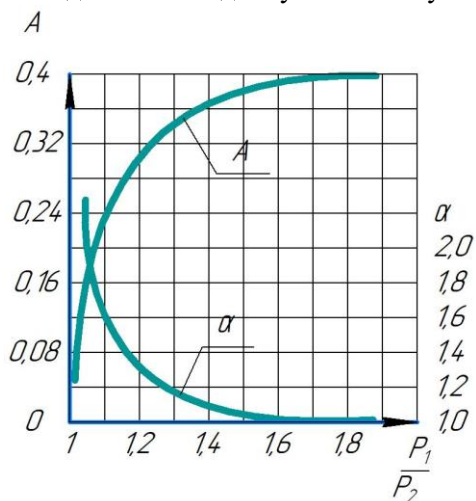


Рис. 3.5. Зависимости $A = \varphi\left(\frac{P_1}{P_2}\right)$ и $\alpha = \varphi\left(\frac{P_1}{P_2}\right)$

Расход (отбор) воздуха из редуктора зависит от системы, в которой он работает. Наиболее характерным для ЖРД является режим, при котором в баки идет постоянный объёмный расход воздуха (при давлении P_2). Характеристика редуктора зависит от величины расхода воздуха и поэтому при регулировке редуктора должны быть созданы условия, имитирующие соответствующий расход.

Условие $Q_2 = \text{const}$ может быть обеспечено лишь в том случае, если воздухом, поступающим из редуктора, выдавливать жидкость из бака (через постоянное сечение). Такая установка была бы громоздкой и неудобной для работы. Поэтому регулировка редукторов, а также и экспериментальная отработка конструкции, производятся на установках, где расход воздуха определяется расходной шайбой, устанавливаемой в трубопроводе на выходе из редуктора. Расходная шайба в воздушном трубопроводе не обеспечивает условие $Q_2 = \text{const}$ и поэтому следует рассмотреть оба случая.

Работа редуктора при $Q_2 = \text{const}$

Расход из редуктора определяется формулой:

$$G_2 = Q_2 \cdot \gamma_2 = Q_2 \cdot \frac{P_2}{RT_2}. \quad (12)$$

В этом уравнении также можно заменить неизвестную величину P_2 заданным значением $P_{2\text{ном}}$.

Приравнивая правые части уравнений (10) и (12) и учитывая, что $T_2 = T_1$, получим:

$$\pi dh \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} A = Q_2 \frac{P_{2\text{ном}}}{RT_2}; \quad (13)$$

$$h = Q_2 \frac{P_{2\text{ном}}}{P_1} \cdot \frac{1}{\pi dRA\sqrt{T_1}}. \quad (14)$$

Подъём клапана в начальный момент времени:

$$h^{\circ} = Q_2 \frac{P_{2ном}}{P_1^{\circ}} \cdot \frac{1}{\pi d R A^{\circ} \sqrt{T_1^{\circ}}} \quad (15)$$

Ход клапана:

$$\Delta h = h - h^{\circ} = h^{\circ} \left(\frac{h}{h^{\circ}} - 1 \right) = h^{\circ} \left(\frac{P_1^{\circ}}{P_1} \sqrt{\frac{T_1^{\circ}}{T_1}} \frac{A^{\circ}}{A} - 1 \right) \quad (16)$$

$$\text{Так как } \sqrt{\frac{T_1^{\circ}}{T_1}} = \left(\frac{P_1^{\circ}}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}}, \text{ то } \Delta h = h^{\circ} \left[\left(\frac{P_1^{\circ}}{P_1} \right)^m \alpha - 1 \right], \quad (17)$$

где $m = (3n - 1)/2n$ и $\alpha = A^{\circ}/A$.

Показатель m может изменяться в незначительных пределах:

при $n = 1$; $m = 1$,
 при $n = k = 1,4$; $m = 1,143$.

Так как в начальный момент времени перепад давления в дросселирующем сечении всегда сверхкритический, то $A^{\circ} = A_{\max} = 0,396$ и $\alpha = A^{\circ}/A = 0,396/A$ есть функция только отношения P_1/P_2 (рис. 3.5).

Работа редуктора при расходной шайбе S

При сверхкритическом перепаде давления расход воздуха через шайбу будет:

$$G_2 = S \frac{P_2}{\sqrt{T_2}} \cdot 0,396 \quad (18)$$

Заменяя здесь также P_2 на $P_{2ном}$ и учитывая, что из уравнений (10) и (18) получим:

$$\pi dh \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} A = S \frac{P_{2ном}}{\sqrt{T_2}} \cdot 0,396; \quad (19)$$

$$h = S \frac{P_{2ном}}{P_1} \cdot \frac{0,396}{\pi d A} = S \frac{P_{2ном}}{P_1} \cdot \frac{\alpha}{\pi d} \quad (20)$$

Определяем далее подъём клапана в начальный момент времени ($A = 0,396$) и ход клапана:

$$h^\circ = S \frac{P_{2ном}}{P_1^\circ} \cdot \frac{1}{\pi d}; \quad (21)$$

$$\Delta h = h - h^\circ = h^\circ \left(\frac{h}{h^\circ} - 1 \right) = h^\circ \left(\frac{P_1^\circ}{P_1} \alpha - 1 \right). \quad (22)$$

Посмотрим теперь, как следует выбирать размер расходной шайбы, чтобы она как можно точнее имитировала заданный расход Q_2 . Приравнявая правые части уравнений (12) и (18), получим:

$$S = \frac{Q_2}{0,396 R \sqrt{T_2}}. \quad (23)$$

Как видно, расходная шайба не может обеспечить условие $Q_2 = \text{const}$, так как при понижении давления P_1 , падает температура T_1 и T_2 . При определении размера шайбы обычно принимают $T_2 = 273^\circ K$, а при расчете характеристики принимают $T_1^\circ = 273^\circ K$. В этом случае, естественно, уравнения (15) и (21) дадут одно и то же значение h , а уравнение (22) будет частным случаем уравнения (17) при $m = 1$.

Так как влияние показателя m в уравнении (17) незначительно, а при отработке редуктора и регулировке его в лаборатории испытания ведутся с воздушной расходной шайбой, то в практических расчетах целесообразно пользоваться более простым уравнением (22). Подставляя его в уравнение (9) получим искомую зависимость $P_2 = f(P_1)$:

$$\Delta P_2 = \frac{(P_1^\circ - P_1) f - Kh^\circ \left(\left(\frac{P_1^\circ}{P_1} \right) \alpha - 1 \right)}{F - f}. \quad (24)$$

Уравнения (15), (21) и (23), необходимые для вычисления h после подстановки в них численных значений $R = 29,3 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$, $T_1 = T_2 = 273^\circ K$, $A^\circ = 0,396$ и π , получают следующий вид:

$$h^\circ = 1,66 \cdot Q_2 \frac{P_{2ном}}{P^\circ} \cdot \frac{1}{d}; \quad (15')$$

$$h^\circ = 0,218 \cdot S \frac{P_{2ном}}{P_1^\circ} \cdot \frac{1}{d}; \quad (21')$$

$$S = \frac{Q_2}{0,192} . \quad (23')$$

Величины, входящие в уравнения (24), (15'), (21') и (23'), имеют следующую размерность:

$$P_1^\circ, P_1, P_{2ном} - \text{ата}; \quad h^\circ, d - \text{мм}; \quad F, f - \text{см}^2; S - \text{мм}; \\ K - \text{кг} / \text{мм}; Q_2 - \text{л} / \text{сек}.$$

Влияние конструктивных факторов на характеристику редуктора

Основной вывод, вытекающий из уравнения (24), заключается в том, что для обеспечения хорошей характеристики редуктора его конструктивные элементы должны быть подобраны так, чтобы изменение упругих сил (второй член в числителе) наилучшим образом компенсировалось воздействием сил высокого давления (первый член в числителе). Так как эти силы изменяются по разным законам, то принципиально невозможно обеспечить характеристику $P_2 = \text{const}$, т. е. $\Delta P_2 = 0$.

Рассмотрим влияние каждого фактора в отдельности, используя для наглядности графический анализ уравнения (24) (рис. 3.6) Первый член числителя изображается прямой линией 1, второй член – кривой 2. Разность их заштрихованная вертикально, изображает в соответствующем масштабе величину ΔP_2 .

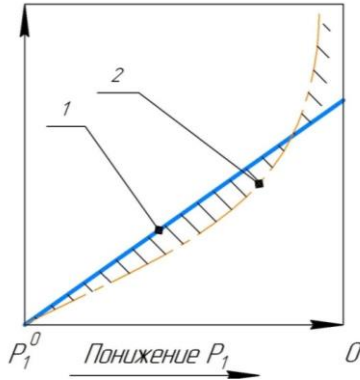


Рис. 3.6. Анализ уравнения 24

а) Влияние неуравновешенной площади f .

При увеличении f первый член изображается прямой 3. В «неуравновешенных» редукторах увеличение f достигается путем увеличения d , вследствие чего уменьшается h и второй член изобразится кривой 4 (рис. 3.7). В «уравновешенных» редукторах величины f и d не связаны между собой. Однако, в обоих случаях при увеличении f возрастает $\Delta P_{2\max}$ и понижается $\Delta P_{1\text{кон}}$, т. е. точность характеристики понижается, но улучшается использование запаса сжатого воздуха. Влияние величины f в знаменателе уравнения (24) ничтожно, так как $f \ll F$.

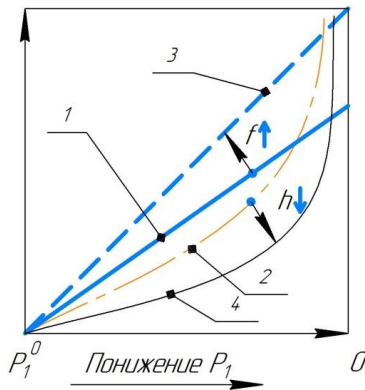


Рис. 3.7. Влияние f и h на решение уравнения (24)

б) Влияние суммарной жесткости K .

При увеличении жесткости второй член изобразится кривой 5, т. е. $\Delta P_{2\max}$ уменьшится, а использование воздуха ухудшится (рис. 3.8).

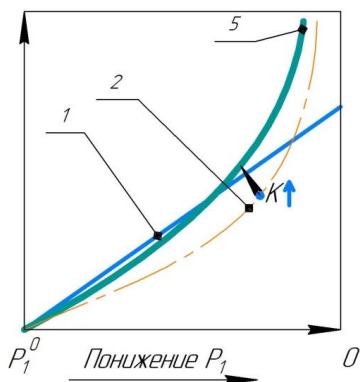


Рис. 3.8. Влияние K на решение уравнения (24)

в) Влияние диаметра d .

В «неуравновешенных» редукторах d влияет на f и h , что уже разобрано. В «уравновешенных» редукторах d влияет только на h : при увеличении d второй член изобразится кривой 4 (рис. 3.9), т. е. $\Delta P_{2\max}$ возрастает, а использование воздуха улучшается.

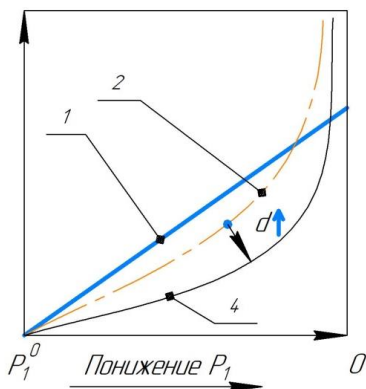


Рис. 3.9. Влияние d на решение уравнения (24)

г) Влияние площади чувствительного элемента F .

Увеличение F всегда оказывает положительное влияние на характеристику: уменьшается $\Delta P_{2\max}$, улучшается использование воздуха, повышается стабильность характеристики, так как снижается влияние всех случайных факторов. Ограничением в этом являются вес и габариты редуктора, которые возрастают при увеличении F .

При пользовании уравнения (24) необходимо иметь в виду следующие замечания:

а) уравнение равновесия сил (1) составлено для установившегося состояния, и в нем не учтены силы трения. Если силы трения постоянны по величине, то они не отражаются на характеристике редуктора. Изменяющиеся силы трения, естественно, отразятся на характеристике редуктора и вызовут нестабильность характеристик от пуска к пуску. Поэтому силы трения, в особенности силы сухого трения, должны сводиться в конструкции к минимуму.

б) при больших расходах воздуха на характеристику редуктора сильное влияние оказывает реактивная сила потока воздуха, действующая на клапан. Уравнение (24) выведено без учета этой силы, вследствие чего оно дает более высокую точность, чем получается в действительности. При больших расходах подбор величины f , а также формы и размеры клапана должны производиться экспериментально.

Однако качественное влияние тех или иных факторов, определяемое уравнением (24), остается в силе.

Расходные характеристики

Под расходными характеристиками понимается серия характеристик, полученных при разных расходах, но при неизменной нагрузке основной пружины (рис. 3.10). Они необходимы как для оценки возможностей редуктора при тех или иных расходах, так и для оценки поведения редуктора в случае работы на переменном расходе. Качественное изменение характеристик у всех редукторов одинаково: с увеличением расхода воздуха давление за редуктором падает.

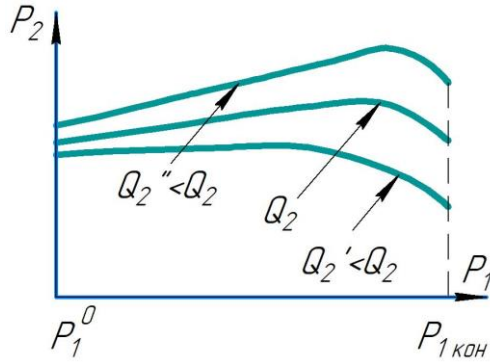


Рис. 3.10. Расходные характеристики

Если имеется характеристика при «расчетном» расходе Q_2 , то характеристика при расходе $Q_2' > Q_2$ может быть определена в два этапа:

а) определение величины $\delta P_2^\circ = P_2^\circ - P_2^{\circ'}$;

б) обычный расчет характеристики при расходе Q_2' по уравнению (24). Понижение давления δP_2° происходит за счет изменения реактивной силы потока. Изменение сил упругих элементов, отнесенное к площади чувствительного элемента, дает:

$$\delta P_2^\circ = \frac{K(h^{\circ'} - h^\circ)}{F} = \frac{Kh^\circ}{F} \left(\frac{h^{\circ'}}{h^\circ} - 1 \right) \cong \frac{Kh^\circ}{F} \left(\frac{Q_2'}{Q_2} - 1 \right). \quad (25)$$

У плунжерных редукторов к этой величине необходимо еще прибавить воздействие реактивной силы:

$$\delta P_2^\circ = \frac{P_p' - P_p}{F} = \frac{KP_p}{F} \left(\frac{P_p'}{P_p} - 1 \right) \cong \frac{P_p}{F} \left(\frac{Q_2'}{Q_2} - 1 \right). \quad (26)$$

Для пользования этой формулой нужно, хотя бы приблизительно, знать величину реактивной силы.

Температурные характеристики

Температурные характеристики – это серия характеристик, полученных при разной температуре, но при неизменной затяжке основной пружины (рис. 3. 11). Влияние температуры проявляется через три фактора:

а) Вследствие изменения модуля сдвига изменяются силы упругих элементов. Главным является, изменение силы основной пружины. Модуль сдвига сталей изменяется примерно на 0,025% при изменении температуры на 1°С (в интересующей нас области температур от –60°С до +50°С): при понижении температуры модуль увеличивается, а при повышении температуры – уменьшается.

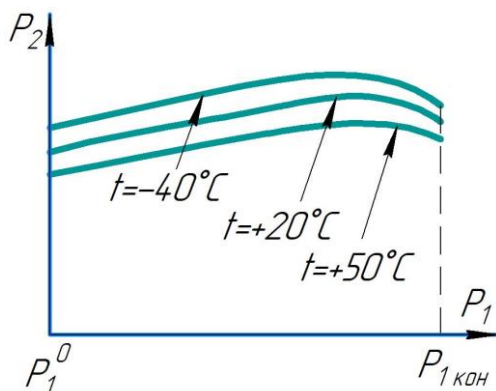


Рис. 3.11. Температурные характеристики мембранного редуктора

Если пренебречь изменением величины сжатия, которое происходит вследствие изменения линейных размеров от температуры, то сила пружины будет изменяться пропорционально модулю сдвига, т. е. примерно на 2,5% при изменении температуры на 100 °С. Это изменение является главным фактором, через который проявляется влияние температуры на характеристику мембранных редукторов. При изменении температуры от –40 до +50 °С давление у мембранных редукторов изменяется на 3–3,5 % причем изменение давления примерно пропорционально температуре.

б) Вторым фактором является изменение вязкости смазки. В мембранных редукторах роль смазки незначительна, так как очень малы поверхности, подлежащие смазке. В плунжерных редукторах наоборот имеются значительные поверхности скольжения (пара плунжер – корпус), смазанные консистентной смазкой. Морозостойкая смазка ЦИАТИБР-221 хотя и имеет более пологую кривую вязкости, чем у других смазок (что и обеспечивает их работоспособность при температурах до -60°C), но все же изменение ее вязкости сказывается на характеристике. Силы вязкого трения зависят также и от величины зазора и от скорости перемещения плунжера.

Таким образом, температурные характеристики плунжерных редукторов определяются воздействием двух противоположных факторов: изменением силы пружины и изменением сил вязкого трения. Суммарное их воздействие не может быть определено расчетом.

в) Согласно уравнению (15) начальная температура воздуха сказывается на величине h и через нее на характеристике редуктора. Однако это влияние незначительно и им можно пренебречь. В связи с этим и при определении температурных характеристик достаточно охлаждать или нагревать лишь сам редуктор.

4. Выбор схемы редукторов давления газа

При выборе схемы вновь проектируемого редуктора для конкретных условий эксплуатации следует учитывать следующее.

Неуравновешенные пружинные редукторы не могут обеспечивать высокую точность поддержания заданного выходного давления P_p . Их используют там, где к точности не предъявляют очень жесткие требования. Ввиду простоты и надежности конструкции такие редукторы получили широкое распространение.

Мембранные редукторы применяют при более низких значениях P_p , чем поршневые. Сильфонные редукторы неуравновешенного типа используют редко, обычно при работе на агрессивных средах, а также при низких (ниже -50°C) или высоких (выше 70°C)

температурах. Подобные редукторы используют при работе на малых расходах; при высоких расходах их, как правило, не применяют, ибо для обеспечения приемлемых нагрузочных характеристик они должны иметь большие размеры.

Редукторы обратного хода неуравновешенного типа, особенно при высоком входном давлении, имеют преимущества перед редукторами прямого хода в обеспечении герметичности затвора при прекращении расхода газа, в характеристиках при работе с расходом, в простоте устройства.

Пневмоуправляемые редукторы применяют при работе со значительным расходом газа, при высоком выходном давлении. В таких редукторах нет мощных пружин, поэтому они имеют меньшую массу и размеры, чем пружинные редукторы. При прочих равных условиях пневмоуправляемые редукторы имеют лучшие характеристики, чем пружинные.

Редукторы уравновешенного типа – пружинные и пневмоуправляемые применяют при работе с высоким или средним расходом газа, обеспечивая лучшие характеристики при меньших размерах, чем при использовании редукторов неуравновешенного типа. Пневмоуправляемые уравновешенные редукторы позволяют обеспечивать требуемые характеристики при более высоких расходах, чем пружинные. Но конструкция редукторов уравновешенного типа более сложна, чем конструкция редукторов неуравновешенного типа, и у них более вероятно возникновение неустойчивости работы.

Двухступенчатые редукторы применяют при большом перепаде между P_v и P_p . Они обеспечивают высокую точность поддержания выходного давления, так как вторая ступень редуктора работает в благоприятных условиях (входное давление второй ступени изменяется незначительно). Масса двухступенчатого редуктора в ряде случаев оказывается меньшей, чем редукторов других схем.

5. Конструктивные и технологические особенности редукторов

Плунжерные редукторы

Их применяют при больших расходах воздуха. При высоких давлениях настройки (редукторы подачи) применяют чисто плунжерные схемы, а при низких давлениях (редукторы наддува) – схемы с сильфоном (рис. 5.1).

Корпус редуктора изготавливается из нержавеющей стали 2Х13 и закаливается Rc42...49. Посадочное отверстие под плунжер шлифуется и притирается. Величина занижения диаметра седла, определяющая неуравновешенную площадь f , подбирается при опытной отработке конструкции. Плунжер изготавливается также из стали 2Х13 и подвергается поверхностной закалке ТВЧ Rc42...49. Поверхность плунжера также шлифуется и притирается. В сопряжении плунжера с корпусом выдерживается зазор 5...12 мкм, причем допускается индивидуальная подгонка (с отклонением до 0,2 мм по диаметру от номинала). Уплотнение зазора против утечки воздуха из полости высокого давления осуществляется подачей смазки из мультипликатора под давлением, превышающим высокое давление.

Все эти факторы обеспечивают плавное движение плунжера в корпусе. Силы трения по своему характеру близки к вязкому, благодаря чему они играют демпфирующую роль.

В тех случаях, когда виброустойчивость оказывается недостаточной, приходится ставить масляный демпфер. При сборке полости масляного демпфера должны быть тщательно заполнены смазкой.

Столь тщательное выполнение подвижной пары позволяет использовать плунжер в качестве чувствительного элемента (без дополнительного сильфона или мембраны) в редукторах подачи. Чувствительность плунжера, естественно, падает с уменьшением диаметра и поэтому едва ли возможно применение этой схемы при диаметре, меньшем 14 мм. И, конечно, невозможно применение каких-либо уплотняющих манжет на плунжере, так как это недопустимо снижает его чувствительность.

В связи с тем, что относительная чувствительность плунжера падает с понижением давления настройки, в редукторах наддува вводится сильфон. Сочленение сильфона с плунжером должно быть шарнирным, чтобы избежать боковых нагрузок на плунжер.

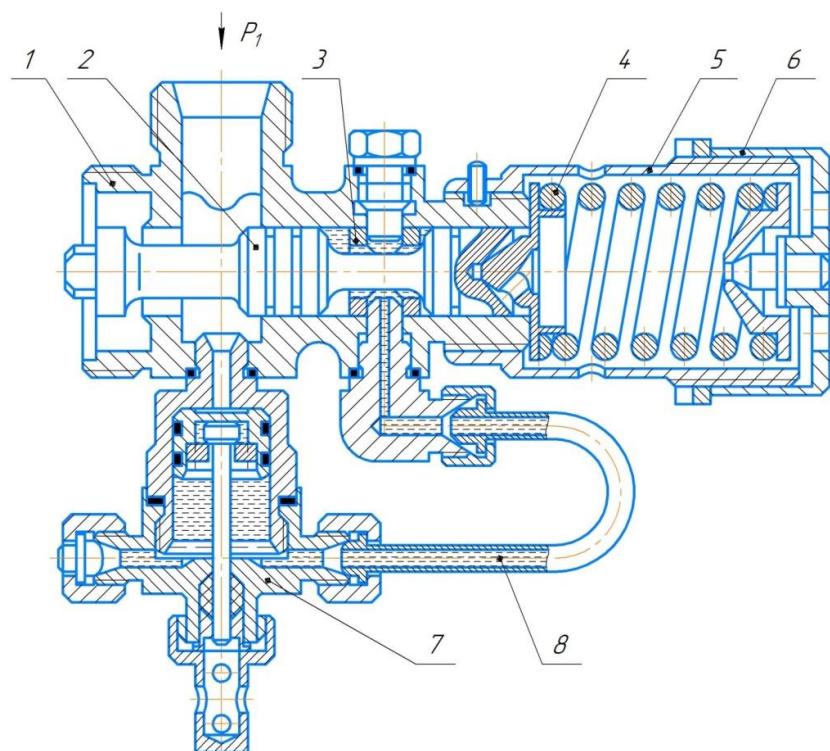


Рис. 5.1. Конструкция плунжерного редуктора:
 1 – корпус; 2 – плунжер; 3 – полукольцо; 4 – пружина; 5 – стакан;
 6 – крышка; 7 – мультипликатор; 8 – трубка

Эффективная площадь сильфона определяется по среднему диаметру гофр, а число гофр выбирается в зависимости от полного хода плунжера. Сильфон, как упругий элемент, имеет линейную характеристику, т. е. $K_{\text{сильф}} = \text{const}$.

Как указывалось, при больших расходах реактивная сила потока имеет существенную величину. Поэтому форма и размеры клапана, влияющие как на характеристику редуктора, так и на его виброустойчивость, являются предметом опытной отработки. Выбранные размеры клапана должны выдерживаться достаточно точно, так как даже незначительные отклонения могут заметно отразиться на характеристике.

Достаточно точно должны выдерживаться и те элементы клапана, плунжера и седла, от которых зависит герметичность редуктора при посадке клапана на седло.

В плунжерных редукторах основные пружины должны обязательно ставиться в шарнирных центрах, устраняющих боковые силы. Центры должны быть закалены, чтобы не происходило их смятия под действием силы пружинных сталеи, допускающих большие напряжения. Хорошо зарекомендовали себя стали 60С2А ($\tau = 50...55$ кг/мм) и 65С2ВА ($\tau = 60...65$ кг/мм).

При указанных напряжениях, соответствующих расчетной нагрузке, пружины могут находиться длительное время (в течение всего срока годности редуктора), не давая усадки.

Жесткость основных пружин обычно бывает небольшой: 4...8 кг/мм – у редукторов подачи; 10...15 кг/мм – у редукторов наддува (с сильфоном). Расчетная нагрузка определяется по уравнению равновесия сил. Расчет пружины ведется обычным методом. Как правило просчитывается несколько вариантов из проволоки разных диаметров, и окончательный выбор ведется с учетом получающихся габаритов пружинного узла. Пружина не должна быть слишком длинной, чтобы не было большого продольного изгиба. Затянутая пружина ни в коем случае не должна касаться стенок стакана. Регулировочный винт стопориться контргайкой.

Мембранные редукторы

Мембранные редукторы применяются при небольших расходах воздуха. При начальном давлении 250...300 атм становятся

затруднительным компенсировать неуравновешенную силу высокого давления при диаметре седла, большем 4...5 мм.

Конструкция редуктора приведена на рис. 3.1. Сопряжение клапана – направляющая втулка выполняется также очень тщательно в связи с демпфирующим действием этого сопряжения. Обе детали изготавливаются Rc42...49, шлифуются и притираются. Зазор выдерживается в пределах 5...20 мкм. Кольцевые канавки на клапане служат для удерживания смазки, которая наносится при сборке. Седло выполнено отдельно детально из нержавеющей стали 1X18Н9Т. Кромка его, образующая дросселирующее сечение, притирается в одной плоскости с краями детали, на которые давит направляющая втулка. При притирке должна обязательно контролироваться ширина кромки седла, так как от этого зависит величина неуравновешенной площади f . Торцы клапана также притираются, причем технологический процесс должен обеспечить параллельность торца и плоскости седла для обеспечения достаточной герметичности при закрытом редукторе.

В качестве чувствительных элементов применяются сильфоны и мембраны. Сильфон, безусловно, является чувствительным элементом более высокого класса и обеспечивает очень высокую стабильность характеристик редуктора. Но конструкция сильфонного узла более сложная и имеет большие габариты, чем конструкция мембранного узла. Поэтому находят широкое применение и мембраны, изготовленные из нагартованной нержавеющей стальной ленты 1X18Н9.

К мембране точками приваривается тарель, на которой базируется пружина. Гофры выдавливаются гидравлическим давлением 100...150 атм, причем в этот момент края мембраны и ее средняя часть, опирающаяся на тарель, располагаются в одной плоскости.

Нормальная работа мембраны может быть только при небольших прогибах в ту и другую сторону относительно этой нейтральной плоскости.

Большие прогибы вызывают остаточную деформацию мембраны, что приведет к нестабильности характеристик

редуктора. Поэтому в конструкции должны быть упоры, ограничивающие прогиб мембраны в обе стороны. Длина иглы, связывающей мембрану с клапаном, подгоняется по месту так, чтобы при закрытом клапане мембрана имела некоторый прогиб в сторону пружины.

Эффективная площадь мембраны подсчитывается по среднему диаметру гофра. Характеристика мембраны, как упругого элемента не линейна. Однако для расчета характеристики редуктора вполне допустимо принимать характеристику мембраны вблизи нейтральной плоскости линейной, т. е. с постоянной жесткостью $K_m = \text{const}$. Характеристики некоторых мембран приведены на рис. 5.2.

Пружины мембранных редукторов имеют, как правило, весьма высокую жесткость (30...60 кг/мм) и изготавливаются также из высококачественной пружинной стали. В случае применения металлической мембраны возможна установка пружины без шарнирных центров, так как возникающая при этом боковая сила будет воспринята мембраной и не вызовет сил трения.

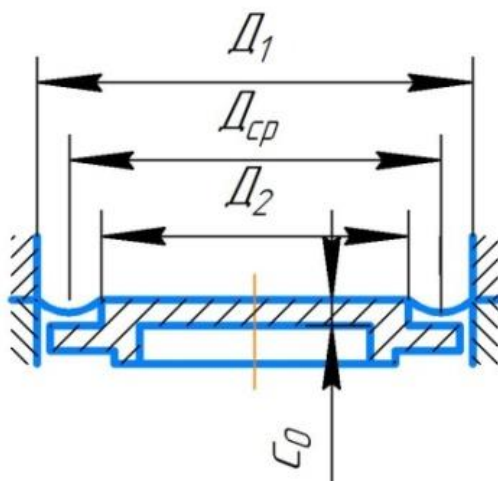


Рис. 5.2. Конструкция мембраны

D_1 , мм	D_2 , мм	$D_{ср.}$, мм	δ , мм	F , см ²	K , кг/мм
35	25	30	0,3	7,05	100
35	25	30	0,2	7,05	75
48	34	41	0,3	12,5	40
48	34	41	0,2	12,5	25

Рис.5.3. Исходные данные

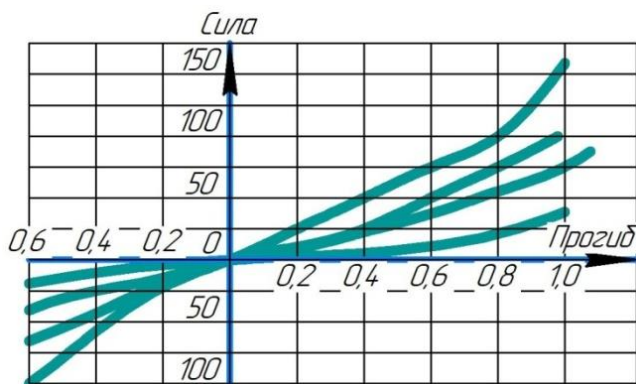


Рис. 5.4. Характеристики мембран

6. Контрольные вопросы

1. Что называется регуляторами прямого действия?
2. Дайте характеристику режимов истечения в дросселирующей щели редуктора.
3. Определите функции основных элементов редуктора.
4. Охарактеризуйте принципы классификации редукторов.
5. Что такое статизм регуляторов?
6. Охарактеризуйте основные схемы редукторов.
7. Какими уравнениями описывается функционирование редукторов?

8. Как влияют параметры F , f , d , K на статические характеристики редукторов?

9. Что такое расходные и температурные характеристики редукторов?

10. Охарактеризуйте области применения редукторов разных типов.

11. Какие материалы используются для пружин редукторов?

12. Расскажите о технологических особенностях изготовления чувствительных элементов редукторов.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕДУКТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

1. Цель и содержание работы

Цель работы: ознакомление с расчетными и экспериментальными методами исследования статических характеристик редуктора давления газа, а также привитие практических навыков работы на пневматическом стенде и с измерительным комплексом.

Содержание работы:

- изучение схемы, принципа действия и конструкции редуктора;
- расчет и анализ статических характеристик редуктора;
- изучение схемы, принципа действия лабораторной установки, ознакомление с приемами работы на ней;
- экспериментальное исследование статических характеристик редуктора;
- обработка и анализ результатов исследования, оформление отчета.

2. Конструкция редуктора, расчет статических характеристик

Исследуемый воздушный редуктор относится к классу редукторов обратного действия, неуравновешенного типа. Чертеж редуктора представлен на рис. 2.1. Принцип работы редуктора описан в методическом пособии «Редукторы давления газа».

Редуктор состоит: из корпуса 1, крышки 2, сальфона 3, винта настройки редуктора 4, регулировочного винта предохранительного клапана 5, наружного кольца сальфона 6, предохранительного клапана 7, пружины предохранительного клапана 8, толкателя 9, седла клапана редуктора 10, клапана редуктора 11, основной пружины 12, вспомогательной пружины 13.

Винт настройки 4 редуктора выполнен в виде втулки, внутри которой размещен регулировочный винт 5 предохранительного клапана 7. Корпус предохранительного клапана и его седло

размещены во внутренней полости сильфона 3. Сильфон 3 наружным кольцом 6 жестко соединен с корпусом 1 редуктора при помощи крышки 2, внутри которой размещены винт настройки 4 редуктора и регулировочный винт 5 предохранительного клапана 7. Толкатель 9 жестко связан одним концом с сильфоном 3, другим – с клапаном 11 редуктора, что обеспечивает изменение площади дросселирующей щели (образованной парой «седло-клапан») при изменении выходного давления, действующего на сильфон 3. В случае повышения редуцируемого давления в полости Б выше максимально допустимого регулировочный винт 5 упирается в предохранительный клапан, сообщая полость Б низкого давления с атмосферой.

В соответствии с методикой, приведенной в методическом указании «Редукторы давления газа» выполнить расчет статистических характеристик редуктора, результаты которого занести в табл. 2.1.

Таблица 2.1. Результаты эксперимента

P_B	Расчетное значение P_p			Эксперимент значения P_p		
	При $G = 5$ г/с	При $G = 10$ г/с	При $G = 20$ г/с	При $G = 5$ г/с	При $G = 10$ г/с	При $G = 20$ г/с
–	–	–	–	–	–	–

Расчет статических характеристик редуктора произвести при следующих исходных данных:

$$P_1^0 = 7 \cdot 10^5 \text{ кг} / \text{м}^2; P_2 = 0,6 \cdot 10^5 \text{ кг} / \text{м}^2; P_1 = (0,7 \dots 7) \cdot 10^5 \text{ кг} / \text{м}^2;$$

$$d_c = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}; k = Cnp + Cnp_{всн} + Cсф = 5,5 + 0,683 + 0,05 = 6,233 \text{ кг} / \text{мм}.$$

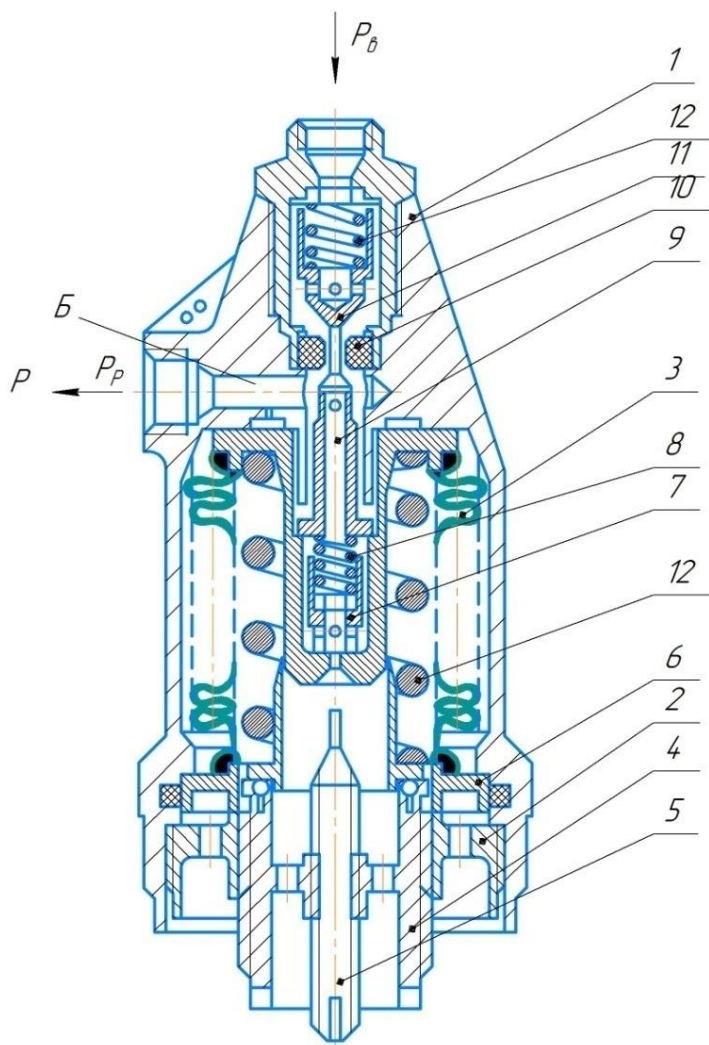


Рис. 2.1. Конструкция редуктора:

- 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – сильфон; 4 – винт настройки редуктора;
 5 – регулировочный винт предохранительного клапана; 6 – наружное кольцо
 сильфона; 7 – предохранительный клапан; 8 – пружина предохранительного
 клапана; 9 – толкатель; 10 – седло клапана редуктора; 11 – клапан редуктора;
 12 – основная пружина; 13 – вспомогательная пружина

3. Описание лабораторной установки

Экспериментальное исследование статических характеристик редуктора осуществляется на установке, схема которой представлена на рис. 3.1.

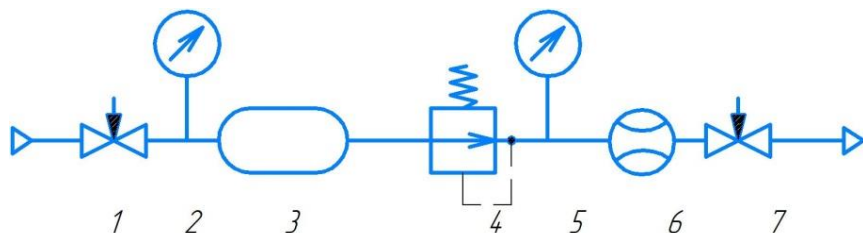


Рис. 3.1. Принципиальная схема лабораторной установки

Установка включает в себя вентили 1, 7, испытуемый редуктор 4, ресивер 3, манометры 2 и 5, расходомер 6. Вентиль 1, ресивер 3 и манометр 2 предназначены для поддержания и контроля давления на входе в испытуемый редуктор 4. Вентиль 7 обеспечивает регулировку расхода воздуха, а расходомер 6 – его измерение. По манометру 5 производится контроль давления на выходе из редуктора.

4. Проведение экспериментальных исследований статических характеристик редуктора

4.1. *Определение тарировочной характеристики турбинного расходомера*

При проведении экспериментальных исследований статических характеристик редуктора давления газа необходимо изменять численные значения расхода газа через редуктор. Для этих целей в лабораторной установке предусмотрен турбинный расходомер, работающий вместе с частотомером ЧЗ-34. Принцип действия расходомера основан на изменении скорости вращения турбинки, помещенной в поток газа, от величины его расхода. Таким образом,

измерение расхода сводится к измерению частоты вращения турбинки расходомера.

Для проведения тарировки турбинного расходомера в схему установки включают расходную шайбу и при помощи пьезометра измеряют на ней перепад давления (рис. 4.1).

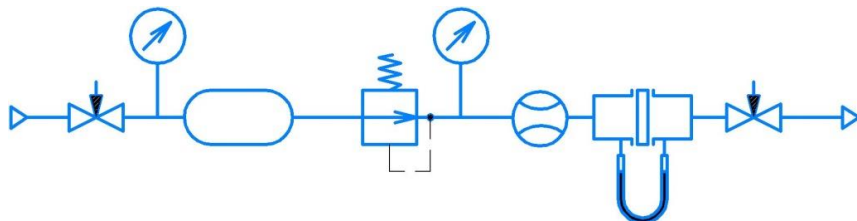


Рис. 4.1. Принципиальная схема установки с устройством для тарировки расходомера

Проведение тарировки

Открывая вентиль 1 подать высокое давление на вход в редуктор. Приоткрывая вентиль 7 постепенно увеличить расход газа. По частотомеру, пьезометру и манометру 5, с интервалом в 100 Гц зафиксировать соответственно: частоту вращения турбинки расходомера ν ; перепад на расходной шайбе и давление на выходе из редуктора Pp . Определить численное значение расхода при помощи эмпирической зависимости:

$$G_B = 0,813\sqrt{\Delta h \cdot Pp / RT},$$

где Pp – давление на выходе из редуктора; Δh – перепад; R – газовая постоянная; T – температура газа.

По результатам эксперимента построить тарировочную зависимость $G_B = f(\nu)$.

4.2. Определение нагрузочной характеристики редуктора

Нагрузочная характеристика редуктора $Pp = f(Pв)$ снимается при изменении входного давления и неизменном расходе. При снятии нагрузочной характеристики положение винта настройки редуктора не меняется. Сравнение нагрузочных характеристик при

снижении и возрастании входного давления $Pв$ позволяет оценить влияние сил трения. Чем больше «гистерезис» характеристики, тем больше зона нечувствительности.

Проведение эксперимента

Открытием вентиля 1 подать давление на вход в редуктор. Приоткрывая вентиль 7 , установить расход 20 г/с (пользуясь при этом показаниями частотомера и тарировочным графиком). Путем постепенного закрытия вентиля 1 понизить давление $Pв$, фиксируя при этом значения $Pр$ и $Pв$ (с шагом изменения $Pв = 0,5$ атм). Затем снять зависимость $Pр = f(Pв)$ при повышении входного давления. Изменяя вентилем 7 расход воздуха через редуктор, повторить опыт при расходах 5 и 10 г/с. Результаты исследований занести в табл. 2.1.

4.3. Определение настроечной характеристики редуктора

Настроечная характеристика снимается при постоянном входном давлении $Pв$ и неизменном расходе. Для пружинных редукторов – это зависимость редуцируемого давления $Pр$ от угла поворота винта настройки редуктора, сжимающего пружину: $Pр = f(\alpha)$.

Настроечную характеристику обычно снимают в пределах углов поворота винта не $>360^\circ$.

Проведение эксперимента.

Открытием вентиля 1 подать высокое давление на вход редуктора. Приоткрывая вентиль 7 , установить определенный расход воздуха через редуктор. Повернуть винт настройки 4 редуктора по ходу часовой стрелки от 0 до 360° с интервалом 90° и определить зависимость редуцируемого давления $Pр$ от угла поворота винта настройки 4 редуктора: Произвести те же измерения, разгружая пружину. По результатам эксперимента построить зависимость $Pр = f(\alpha)$.

5. Оформление отчета

В отчете о проделанной работе необходимо привести следующие данные:

1. Заполненную таблицу расчетных и экспериментальных значений статической характеристики редуктора;
2. Графические зависимости $Pp = f(P\omega)$, $Pp = f(\alpha)$, $G = f(v)$;
3. Анализ сходимости расчетных и экспериментальных характеристик;
4. Выводы по работе.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беляев, Н. М. Пневмогидравлические системы. Расчет и проектирование: учебное пособие для технических вузов / Н. М. Беляев, Е. И. Уваров, Ю. М. Степанчук; под ред. Н. М. Беляева. – Москва: Высшая школа, 1988. – 271 с.
2. Прусенко, В. С. Пневматические регуляторы / В. С. Прусенко. – Москва: Энергия, 1966. – 279 с.
3. Эдельман, А. И. Редукторы давления газа / А. И. Эдельман. – Москва: Машиностроение, 1980. – 167 с.

Методические материалы

РЕДУКТОРЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Методические указания

Составители: *Кондрашов Юрий Иванович,*
Ермилов Михаил Анатольевич

Редактор А.В. Ярославцева
Компьютерная вёрстка А.В. Ярославцевой

Подписано в печать 30.12.2020. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Печ. л. 3,0.
Тираж 25 экз. Заказ . Арт. – 39(РЗМ)/2020.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Изд-во Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

