

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

**Теоретическое и экспериментальное исследование  
статических характеристик регулятора  
и возможных автоколебаний  
в нелинейной САР давления газа**

Электронные методические указания  
к лабораторным работам

Самара

2010

Авторы-составители: **Свербилов Виктор Яковлевич,**  
**Гимадиев Асгат Гатьятович,**  
**Шестаков Георгий Валентинович**

Рецензент: заведующий кафедрой «Управление и системный анализ в теплоэнергетике» Самарского государственного технического университета, д.т.н. профессор Дилигенский Н. В.

Рассмотрена конструктивная схема и принцип действия регулятора давления газа, применяемого в пневмогидравлических системах жидкостных ракетных двигательных и других энергетических установок. Изложена методика расчета статических характеристик регулятора давления газа, описана лабораторная установка и последовательность определения экспериментальных статических характеристик.

Даны основы метода гармонического баланса по определению частоты и амплитуды автоколебаний в нелинейной САР давления газа. Описаны лабораторная установка и измерительно-обрабатывающий комплекс для исследования режима автоколебаний в нелинейной САР давления газа.

Представлен список вопросов по контролю усвоения пройденного методического материала.

Методические указания предназначены для магистрантов по курсу «Автоматика и регулирование двигательных установок ракетных и космических систем» в рамках магистерской программы «Энергетика, экология и двигательные установки ракетных и космических систем» по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», а также для студентов специальности 160302 «Ракетные двигатели» и специальности 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» и могут быть полезны при выполнении курсовых работ, дипломных проектов и подготовке к экзаменам.

Подготовлено на кафедре автоматических систем энергетических установок.

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	4
1. Цель и задачи проведения лабораторной работы	5
2. КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА	5
3. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА	7
4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА	10
5. ОСНОВЫ МЕТОДА ГАРМОНИЧЕСКОГО БАЛАНСА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ АМПЛИТУДЫ И ЧАСТОТЫ АВТОКОЛЕБАНИЙ В НЕЛИНЕЙНОЙ САР	12
6. РАСЧЕТ АМПЛИТУДЫ И ЧАСТОТЫ АВТОКОЛЕБАНИЙ В НЕЛИНЕЙНОЙ САР ДАВЛЕНИЯ ГАЗА	15
7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТЫ И АМПЛИТУДЫ АВТОКОЛЕБАНИЙ В НЕЛИНЕЙНОЙ САР ДАВЛЕНИЯ ГАЗА	20
8. Содержание отчета по лабораторной работе	22
9. Вопросы для проверки знаний по САР давления газа	22
Список использованных источников	23

## Предисловие

В качестве объекта исследования в настоящей лабораторной работе выбрана САР давления газа, состоящая из регулятора давления газа прямого действия и объекта регулирования - емкости.

Регуляторы давления прямого действия имеют простую и достаточно надежную конструкцию. Вместе с тем, их существенным недостатком является склонность к потере устойчивости и возникновению автоколебаний. Как известно из теории автоматического регулирования, для стабилизации установившегося режима регуляторов простейших структур необходимо введение вязкого трения - силы сопротивления, линейно зависящей от скорости движения блока чувствительного элемента. Реализовать подобное демпфирование достаточно просто в жидкостных регуляторах, используя вязкость самой рабочей среды. В регуляторах, работающих на газообразных средах, такого же эффекта можно достичь только за счет установки специальных демпфирующих устройств. Однако в регуляторах простейших конструктивных схем специальные демпферы отсутствуют. Для обеспечения устойчивости таких регуляторов используют лишь силы трения в местах контакта центрирующих поверхностей корпуса и подвижного блока чувствительного элемента.

Применение такого демпфера может стабилизировать процесс лишь при наличии колебаний подвижного блока, когда в паре трения начинает рассеиваться колебательная энергия. Амплитуда и частота этих колебаний определяются условием баланса энергии, подводимой к подвижному блоку со стороны рабочей среды и рассеиваемой в паре трения за один цикл колебаний.

## 1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель работы: изучение устройства и принципа действия газовых регуляторов давления. Обучение методике расчета статических характеристик регулятора давления газа и экспериментальному их определению. Изучение метода гармонического баланса по определению частоты и амплитуды автоколебаний в нелинейной САР давления газа. Овладение методами экспериментального исследования режима автоколебаний в нелинейных САР.

Задачи лабораторной работы: магистранты и студенты должны изучить назначение, конструктивную схему и принцип действия регулятора давления газа; рассчитать статические характеристики регулятора давления газа и оценить методом экспериментального исследования адекватность его математической модели; изучить метод гармонического баланса по определению частоты и амплитуды автоколебаний в САР с существенно нелинейным элементом; провести экспериментальные исследования нелинейной САР давления газа и проанализировать факторы, влияющие на амплитуду и частоту автоколебаний в САР давления газа; оформить отчет, обработав и проанализировав результаты исследований; ответить на вопросы, приведенные в конце методических указаний.

Перед проведением лабораторной работы студентам необходимо повторить метод малых отклонений, частотные методы анализа устойчивости САР, а также вспомнить раздел газовой динамики, посвященный истечению газа через дросселирующие элементы.

## 2 КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Исследуемый газовый регулятор давления относится к классу

регуляторов обратного действия, неуравновешенного типа.

Регулятор давления газа состоит из корпуса 3 (рис. 2.1), внутри которого размещен подпружиненный сильфонный чувствительный элемент (ЧЭ) 4. К наконечнику ЧЭ поджат пружиной 11 клапан 10. Внутри корпуса ЧЭ размещен предохранительный клапан 8, давление срабатывания которого настраивается винтом 7. В начальный момент клапан 10 отжат от седла корпуса 3 и газ свободно проходит на выход в емкость, в которой должно поддерживаться давление (на схеме не показана). При нарастании давления в емкости ЧЭ 4, сжимая пружину, перемещается вправо по схеме. При этом уменьшается площадь проходного сечения между клапаном 10 и седлом, а значит и снижается расход газа в емкость. Отсутствие расхода газа из емкости приводит в посадке клапана на седло и перекрытию подачи газа в емкость. На установившемся режиме соблюдается баланс расхода газа через дросселирующий клапан и из емкости. При увеличении давления на входе в регулятор увеличивается расход газа через дросселирующий клапан, что приводит к увеличению давления в емкости и поджатию ЧЭ. На новом установившемся режиме давление на выходе из регулятора может отличаться от исходного уровня на величину статической погрешности.

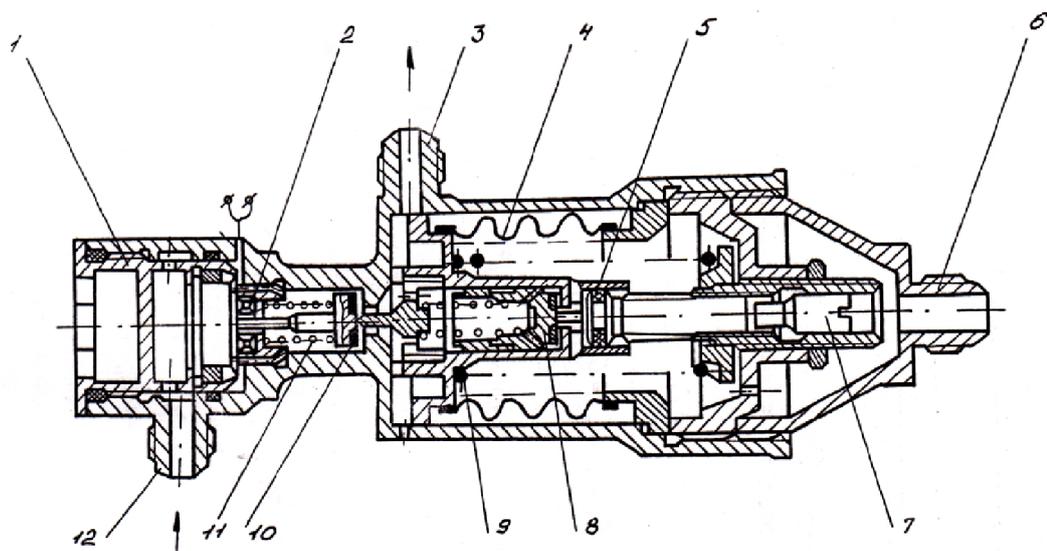


Рис. 2.1. Конструктивная схема регулятора давления газа: 1 - втулка; 2 - индуктивный датчик перемещения клапана; 3 - корпус; 4 - сильфонный чувствительный элемент; 5 - фторопластовое кольцо; 6 - штуцер; 7 - регулировочный винт; 8 - клапан

предохранительный; 9 - пружина; 10 - клапан дроссельный; 11 - пружина клапана; 12 - входной штуцер

При превышении давления больше предельно допустимой величины, например, из-за утечки газа через клапан 10 при его отказе, ЧЭ 4 продолжает перемещаться вправо (по схеме) относительно винта 7. При соприкосновении наконечника клапана 8 с концом винта 7 происходит отжатие предохранительного клапана и стравливание газа из емкости во внутреннюю полость сильфона и далее через каналы и штуцер 6 в атмосферу. На конце винта 7 вмонтировано фторопластовое кольцо 5, служащее для демпфирования колебаний подвижного блока регулятора и повышения устойчивости САР. Сухое трение, реализующееся в подвижном контакте "фторопластовое кольцо - втулка ЧЭ", обуславливает нелинейные свойства САР на основных рабочих режимах.

### 3 РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Под статической характеристикой регуляторов давления газа понимают зависимость выходного давления от входного. Характеристика регулятора рассчитывается на основе двух уравнений: уравнения равновесия сил и уравнения расходов. Из уравнения баланса сил следует

$$P_2 = \frac{N_{np} - N_{oc,np} - N_y + P_h F}{F - f} - \frac{P_1 f}{F - f} - \frac{(K_{np} + K_{oc,np} + K)h}{F - f}. \quad (3.1)$$

где  $h$  - величина подъема редуцирующего клапана (затвора);  $(N_{oc,np})_0$ ,  $(N_{np})_0$  - усилия сжатия основной и вспомогательной пружин, соответствующие нулевому подъему клапана;  $K_{oc,np}$ ,  $K_{np}$  - жесткости вспомогательной и основной пружин;  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_h$ ,  $N_y$  в уравнении (3.1) обозначают соответственно давление на входе и выходе из регулятора, атмосферное давление, действующее на сильфон и силу упругости чувствительного элемента;  $F$ ,  $f$  - соответственно эффективная площадь

чувствительного элемента и площадь седла.

Уравнение (3.1) представляет собой общее уравнение статической характеристики (иногда его называют уравнением нагрузочной характеристики). Его анализ показывает, что редуцированное давление складывается из трех членов: первый зависит только от настроечных и геометрических параметров пружин и чувствительного элемента и имеет наибольшее влияние на значение выходного давления  $P_2$ ; второй, при заданной геометрии, зависит от величины давления воздуха на входе в регулятор; третий, при заданной геометрии, зависит от высоты подъема клапана или расхода воздуха через регулятор.

Так как высота  $h$  подъема клапана регулятора зависит от давления на выходе  $P_2$ , то для нахождения последнего необходимо выразить величину подъема клапана как функцию давления  $P_2$ . Для этой цели служит уравнение баланса расхода, выведенное с учетом следующих допущений: газ идеальный; коэффициент расхода дросселирующего сечения регулятора равен единице; процесс истечения газа адиабатический; изменение температура газа при дросселировании не учитывается, то есть принимается  $T_2 = T_1$ :

$$G = F_{op} \frac{P_1}{\sqrt{RT_1}} A, \quad (3.2)$$

$$A = \sqrt{2k/(k-1)} \sqrt{(P_2/P_1)^{2/k} - (P_2/P_1)^{(k-1)/k}},$$

где  $F_{op}$  - площадь дросселирующего сечения щели;  $k$  - показатель адиабаты;  $R$  - газовая постоянная;  $g$  - ускорение свободного падения.

При перепадах  $P_1/P_2 > (P_1/P_2)_{кр}$ , соответствующих сверхкритическому режиму истечения, величина  $A = A_{кр} = const$ . Для воздуха, в этом случае,  $A = 0,396$ , а условие сверхкритического перепада -  $(P_1/P_2) > 1,89$ . Площадь дросселирующей щели при плоском затворе определяется по зависимости

$$F_{\text{оп}} = \pi d_c h, \quad (3.3)$$

где  $d_c$  - диаметр седла.

Подставив полученные соотношения в уравнение (3.2) и решив его относительно подъема клапана, получим

$$h = \frac{G_1 \sqrt{RT_1}}{\pi d_c A P_1}. \quad (3.4)$$

Подставляя выражение (3.4) в формулу (3.1), получим окончательное выражение для расчета величины редуцированного давления  $P_2$  пружинного неуровненного регулятора обратного хода:

$$P_2 = \frac{N_{\text{пр}} - N_{\text{ос.пр}} - N_y + P_1 F}{F - f} - \frac{P_1 f}{F - f} - \frac{(K_{\text{пр}} + K_{\text{ос.пр}} + K) G_1 \sqrt{RT_1}}{(F - f) \pi d_c P_1 A}. \quad (3.5)$$

Первая составляющая правой части уравнения (3.5) имеет наибольшее влияние на значение выходного давления  $P_2$ . Величина  $P_2$  определяется настройкой регулятора (предварительной затяжкой пружин) и не зависит от  $P_1$ . Вторая и третья составляющие в первом приближении не зависят от настройки регулятора. При снижении входного давления  $P_1$  вторая составляющая уменьшается, что способствует возрастанию  $P_2$  у регулятора обратного хода.

В отличие от первых двух, третья составляющая зависит от расхода газа. Ее значение с уменьшением  $P_1$  всегда нелинейно возрастает.

На практике наибольший интерес представляет не сама величина редуцируемого давления  $P_2$ , определяемая, в основном, величиной сжатия главной пружины  $N_{\text{пр}}$ , а изменение редуцируемого давления  $\Delta P_2$  при уменьшении входного давления от  $P_{1\text{max}}$  до  $P_{1\text{min}}$ .

$$\Delta P_2 = \frac{(P_{1\text{max}} - P_{1\text{min}}) f}{F - f} - \frac{K_{\Sigma} \Delta h}{F - f}, \quad (3.6)$$

где  $K_{\Sigma} = K_{np} + K_{oc,np} + K$ .

Под расходными характеристиками понимается серия характеристик, полученных при разных расходах, но при неизменной затяжке основной пружины. Они необходимы как для оценки возможностей регулятора при тех или иных расходах, так и для оценки поведения регулятора в случае работы на переменном расходе. Качественное изменение характеристик у всех регуляторов одинаково: с увеличением расхода воздуха давление за регулятором падает.

#### 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Экспериментальное исследование статических характеристик регулятора давления газа осуществляется на установке, схема которой представлена на рис.4.1.

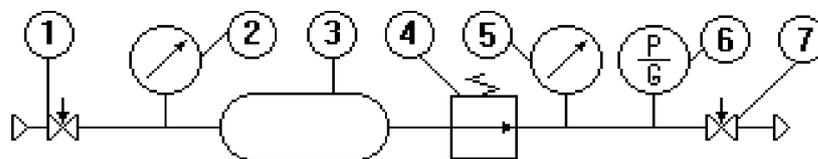


Рис. 4.1. Экспериментальная установка для определения статических характеристик регулятора давления газа

Установка включает в себя вентили 1,7, испытуемый регулятор 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 регулятор 4. Вентиль 7 обеспечивает регулировку расхода воздуха, а расходомер 6 - его измерение. По манометру 5 производится контроль давления на выходе из регулятора.

При проведении экспериментальных исследований статических характеристик регулятора давления газа необходимо измерять расход газа через регулятор. 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 включена расходомерная шайба 8, на которой и при помощи пьезометра 9 измеряют перепад давления (рис. 4.2).

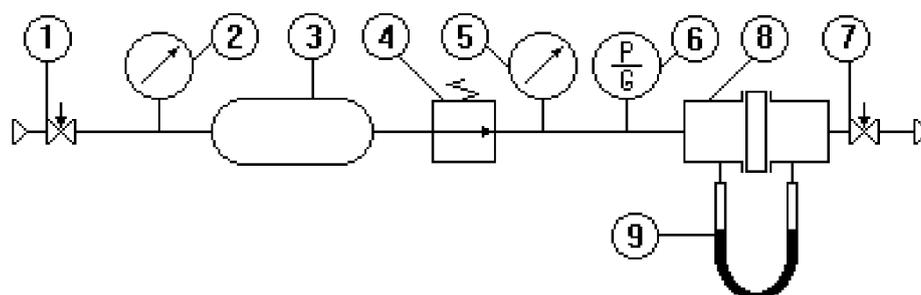


Рис. 4.2. Схема тарировки турбинного расходомера

Для калибровки турбинного расходомера необходимо открыть вентиль 1 подать высокое давление на вход в регулятор. Приоткрывая вентиль 7 постепенно увеличить расход газа. По частотомеру, пьезометру 9 и манометру 5, с интервалом в 100 Гц зафиксировать соответственно: частоту вращения турбинки расходомера, перепад на расходной шайбе 8 и давление на выходе из регулятора. По полученным данным построить эмпирическую зависимость.

Определение нагрузочной характеристики регулятора. Нагрузочная характеристика регулятора снимается при изменении входного давления и неизменном расходе. При снятии нагрузочной характеристики положение винта настройки регулятора не меняется. Сравнение нагрузочных характеристик при снижении и возрастании входного давления позволяет оценить влияние сил трения. Чем больше “гистерезис” характеристики, тем больше зона нечувствительности.

Для определения нагрузочной характеристики необходимо открытием

вентиля 1 подать давление на вход в регулятор. Приоткрывая вентиль 7, установить заданный расход (пользуясь при этом показаниями частотомера и тарировочным графиком). Путем постепенного закрытия вентиля 1 понизить давление на входе, фиксируя при этом значения давления на входе и выходе регулятора. Затем эту же зависимость при повышении входного давления. Изменяя вентилем 7 расход воздуха через регулятор, повторить опыт при различных расходах воздуха.

Настроечная характеристика снимается при постоянном входном давлении и неизменном расходе. Для пружинных регуляторов - это зависимость редуцируемого давления от угла поворота винта настройки регулятора, сжимающего пружину

Проведение эксперимента(см. рис. 4.1). Открытием вентиля 1 подать высокое давление на вход регулятора. Приоткрывая вентиль 7, установить определенный расход воздуха через регулятор. Повернуть винт настройки 4 регулятора по ходу часовой стрелки и определить зависимость редуцируемого давления от угла поворота винта настройки 4 регулятора. Произвести те же измерения, разгружая пружину. По результатам эксперимента построить зависимость давления на выходе из регулятора от расхода воздуха.

## 5 ОСНОВЫ МЕТОДА ГАРМОНИЧЕСКОГО БАЛАНСА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ АМПЛИТУДЫ И ЧАСТОТЫ АВТОКОЛЕБАНИЙ В НЕЛИНЕЙНОЙ САР

Нелинейными называются системы, обладающие хотя бы одним элементом, линеаризация, уравнений которого по методу малых отклонений невозможна без потери существенных свойств системы регулирования.

Элементы, не допускающие разложения своих статических характеристик в ряд Тейлора, называются существенно нелинейными. Примеры характеристик таких элементов представлены на рис. 5.1.

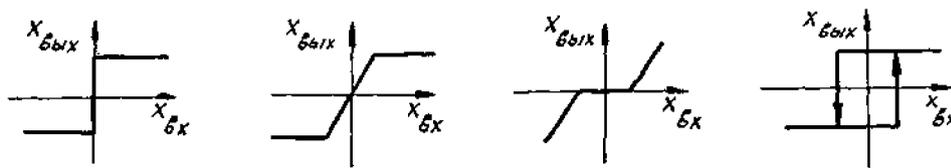


Рис. 5.1. Характеристики нелинейных элементов: идеальная релейная (а), с насыщением (б), с зоной нечувствительности (в), релейная с гистерезисом (г)

Наличие нелинейных элементов придает системам специфические (не имеющие места в линейных САР) свойства: не выполняется принцип суперпозиции; динамические характеристики нелинейной САР зависят от величины возмущения; в нелинейных САР возможно возникновение автоколебаний - самоустанавливающихся незатухающих колебаний, существующих в системе при отсутствии переменного внешнего воздействия, причем амплитуда и частота колебаний определяются свойствами самой системы.

Наиболее распространенным методом исследования нелинейных САР является метод гармонической линеаризации. Сущность метода состоит в замене нелинейной характеристики элемента

$$x_{\text{вых}} = F\left(x_{\text{вх}}, \frac{dx_{\text{вх}}}{dt}\right) \quad (5.1)$$

на линеаризованную зависимость

$$x_{\text{вых}} = q(A, \omega)x_{\text{вх}} + \frac{q'(A, \omega)}{\omega} \frac{dx_{\text{вх}}}{dt} \quad (5.2)$$

где  $x_{\text{вх}} = A \sin \omega t$  - входной сигнал;

$$q(A, \omega) = \frac{1}{\pi A} \int_0^{2\pi} F(A \sin \psi, A \omega \cos \psi) \sin \psi d\psi, \quad (5.3)$$

$$q'(A, \omega) = \frac{1}{\pi A} \int_0^{2\pi} F(A \sin \psi, A \omega \cos \psi) \cos \psi d\psi \quad (5.4)$$

- коэффициенты гармонической линеаризации,  $\psi = \omega t$ .

Методом гармонической линеаризации решаются задачи, связанные с

исследованием и определением параметров автоколебаний, проверкой отсутствия автоколебаний в системах, определением частотных характеристик замкнутых нелинейных систем и т.д. На основе метода гармонической линеаризации разработаны и применяются два способа определения амплитуды и частоты автоколебаний: алгебраический и частотный. В данной работе для исследования САР давления газа использован алгебраический способ.

Выделив в явном виде линеаризованную характеристику нелинейного элемента в структурной схеме замкнутой САР, можно представить ее в виде, изображенной на рис. 1.2.



Рис. 5.1 – Структурная схема нелинейной САР

Пусть операторное уравнение линейной части САР имеет вид:

$$Q(s)\tilde{x}_1 = -R(s)\tilde{x}_2, \quad (5.5)$$

где  $\tilde{x}_1$ ,  $\tilde{x}_2$  - изображения по Лапласу входного и выходного сигналов;  $s$  - переменная в преобразовании Лапласа. Гармонически линеаризованное уравнение нелинейного элемента также запишем в операторной форме:

$$\tilde{x}_2 = \left[ q(A, \omega) + \frac{q'(A, \omega)}{\omega} s \right] \tilde{x}_1. \quad (5.6)$$

В частности, для однозначной нелинейной характеристики  $x_2 = F(x_1)$  выражение (5.2) упрощается:  $\tilde{x}_2 = q(A)\tilde{x}_1$

На основании уравнений (5.5) и (5.6) можно вывести гармонически линеаризованное характеристическое уравнение замкнутой нелинейной САР в виде

$$Q(s) = R(s)(q(A, \omega) + \frac{q'(A, \omega)}{\omega} s) = 0 \quad (5.7)$$

Для отыскания периодического решения системы в виде  $x = A_a \sin \omega_a t$  выполним в уравнении (5.7) подстановку  $s = j\omega$ :

$$Q(j\omega) + R(j\omega)[q(A, \omega) + jq'(A, \omega)] = 0,$$

причем, для однозначной нелинейной характеристики получаем следующее уравнение:

$$Q(j\omega) + R(j\omega)q(A) = 0. \quad (5.8)$$

Выделим в выражении (5.8) вещественную и мнимую части:

$$X(A, \omega) + jY(A, \omega) = 0$$

$$\text{или} \quad \left. \begin{array}{l} X(\omega, A) = 0, \\ Y(\omega, A) = 0. \end{array} \right\} \quad (5.9)$$

Из уравнений (5.8) определяются частота  $\omega = \omega_a$  и амплитуда  $A = A_a$  искомого периодического решения. Если уравнения (5.9) не имеют положительных вещественных решений  $\omega_a$  и  $A_a$ , то автоколебания в данной системе невозможны. Для проверки устойчивости полученного периодического решения можно воспользоваться аналитическим критерием устойчивости, имеющим вид:

$$\left(\frac{\partial X}{\partial A}\right)_a \left(\frac{\partial Y}{\partial \omega}\right)_a - \left(\frac{\partial X}{\partial \omega}\right)_a \left(\frac{\partial Y}{\partial A}\right)_a > 0. \quad (5.10)$$

Индекс "a" при частных производных обозначает, что они берутся при  $\omega = \omega_a$  и  $A = A_a$ .

Если условие (5.10) выполняется, то в САР будут наблюдаться автоколебания, в противном случае нет.

## 6 РАСЧЕТ АМПЛИТУДЫ И ЧАСТОТЫ АВТОКОЛЕБАНИЙ В НЕЛИНЕЙНОЙ САР ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

При выводе уравнений регулятора давления приняты следующие допущения: гидродинамические силы, действующие на клапан, пренебрежимо малы; в дросселирующем сечении клапана реализуется сверхкритический режим истечения газа; отклонение параметров регулятора от их установившихся значений малое. С учетом принятых допущений регулятор описывается следующими, уравнениями (см. расчетную схему на рис. 6.1:

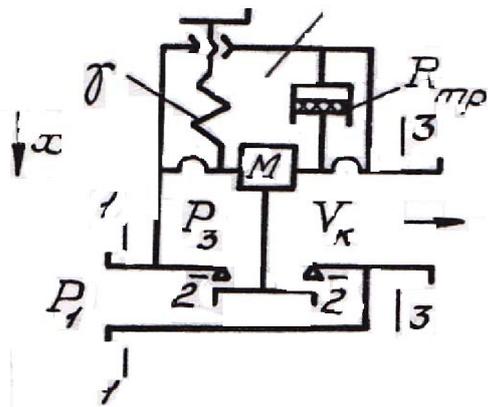


Рис. 6.1. Расчетная схема регулятора давления газа с характерными сечениями потока: 1-1 - вход в регулятор; 2-2 - проходное сечение клапана; 3-3 - выход из регулятора

движения клапана

$$M_{np} \frac{d^2 x}{dt^2} + \gamma x - R_{np} + R_{mp} - (P_3 - P_H) F_{чэ} - (P_1 - P_3) f_c = 0; \quad (6.1)$$

неразрывности потока газа в камере регулятора

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \rho_3 \frac{dV_k}{dt} - C_V \frac{dP_3}{dt} = 0 \quad (6.2)$$

и в сечении на входе в клапан

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - f_c \rho_1 \frac{dx}{dt} = 0 \quad (6.3)$$

где  $M_{np}$  - масса подвижного узла регулятора;  $x$  - координата клапана;  $\gamma$  - суммарная жесткость пружин и сильфона;  $R_{np}$  - сила предварительного натяга пружин;  $P_1$ ,  $P_3$  - давление на входе в регулятор и в камере за клапаном;  $P_H$  - атмосферное давление;  $F_{чэ}$  - площадь торца ЧЭ (узла

сильфона);  $f_c$  - площадь седла клапана;  $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3$ , - массовые расходы газа на входе в регулятор через клапан и в выходном сечении регулятора;  $\rho_1, \rho_3$  - плотность газа на входе в регулятор и в его камере;  $V_k$  - «геометрический объем камеры;  $C_V = V_k / a^2$  - акустическая емкость камеры;  $c$  - скорость звука в газе;  $R_{mp}$  - сила сухого трения в демпфере. Расход газа через клапан определяется по формуле:

$$\dot{m}_2 = \mu \pi d_c x P_1 \sqrt{\frac{k}{RT_1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}, \quad (6.4)$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода;  $d_c$  - диаметр седла клапана;  $T_1$  - температура газа на входе в регулятор;  $k$  - коэффициент адиабаты;  $R$  - газовая постоянная.

Линеаризацию уравнений (6.1)-(6.4) производим методом малых отклонений, а линеаризацию характеристики сухого трения (рис. 6.2) - методом гармонической линеаризации.

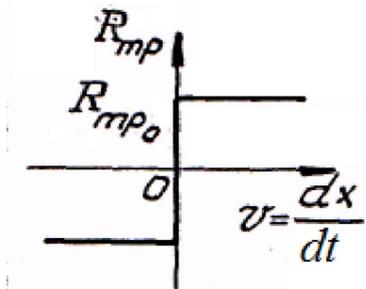


Рис. 6.2. Характеристика элемента с сухим трением

Пренебрегая изменением давления на входе ( $P_1 \approx const$ ), приведем исходные уравнения к безразмерной операторной форме:

$$\left. \begin{aligned} (\bar{s}_2 + q(A)\bar{s} + 1)\bar{x}_0 \delta \tilde{x} &= -H_F \delta \tilde{P}_3, \\ \tau_v \bar{s} \delta \tilde{P}_3 &= \bar{x}_0 (\delta \tilde{m}_2 - \delta \tilde{m}_3 + \tau_{\Delta v} \bar{s} \delta \tilde{x}), \\ \delta \tilde{m}_2 &= \delta \tilde{x}, \\ \delta \tilde{m}_3 &= \delta \tilde{P}_3, \end{aligned} \right\} \quad (6.5)$$

где  $\delta\tilde{x} = \Delta\tilde{x}/x_0$ ;  $\delta\tilde{P}_3 = \Delta\tilde{P}_3/P_{3,0}$ ;  $\delta\tilde{P}_1 = \Delta\tilde{P}_1/P_{1,0}$ ;  $\delta\tilde{m}_2 = \Delta\tilde{m}_2/\dot{m}_0$ ;  
 $\delta\tilde{m}_3 = \Delta\tilde{m}_3/\dot{m}_0$  - изображения по Лапласу соответствующих относительных параметров (индекс « $\Delta$ » означает отклонение параметра от установившегося значения, обозначаемого индексом «0»);  $\bar{s} = (\frac{d}{dt})/\omega_0$  - относительный оператор Лапласа;  $\omega_0 = \sqrt{\gamma/M_{np}}$  - собственная частота подвижного узла;  $\bar{x}_0 = x_0/x_{\max}$  - координата, характеризующая относительное номинальное положение клапана;  $H_F = F_{чз}P_{3,0}/(\gamma x_{\max})$ ;  
 $\tau_V = V_k\omega_0 P_{3,0}/a^2\dot{m}_0$  - постоянная времени камеры;  $\tau_{\Delta V} = [(F_{чз} - f_c)x_0\rho_3\omega_0]/\dot{m}_0$  - постоянная времени, обусловленная перемещением сиффонного разделителя в камере;  $q(A) = 4F_{mp,0}\omega_0/(\pi A\gamma)$  - безразмерный коэффициент гармонической линеаризации силы сухого трения (см. рисунок 3.2);  
 $A = A_x\omega$  - амплитуда скорости подвижного блока при колебаниях по гармоническому закону  $x = A_x \sin \omega t$ ;  $A_x$  - амплитуда перемещения. Преобразовав систему (3.5), получим гармонически линеаризованное характеристическое уравнение САР давления газа:

$$\tau_V \bar{s}^3 + [\bar{x}_0 + \tau_V q(A)] \bar{s}^2 + [q(A)\bar{x}_0 + \tau_V + H_F \tau_V] \bar{s} + \bar{x}_0 + H_F = 0. \quad (6.6)$$

После замены в уравнении (6.6)  $\bar{s} = j\bar{\omega}$  и выделения действительной и мнимой части имеем систему из двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} X(\bar{\omega}, A) &= H_F + \bar{x}_0 - (\tau_V q(A) + \bar{x}_0) \bar{\omega}^2 = 0, \\ Y(\bar{\omega}, A) &= \omega [q(A)\bar{x}_0 + \tau_V + H_F \tau_{\Delta V}] - \bar{\omega}^3 \tau_V = 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

Решая систему (6.7), получаем из первого уравнения

$$\bar{\omega}_a^2 = \frac{H_F + \bar{x}_0}{\tau_V q(A) + \bar{x}_0} \quad (6.8)$$

Подставив последнее выражение во второе уравнение системы (6.7), после

преобразований будем иметь

$$q(A) = -\frac{1}{2} \left( \frac{\tau_V + H_F \tau_{\Delta V}}{\bar{x}_0} + \frac{\bar{x}_0}{\tau_V} \right) + \sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{\tau_V + H_F \tau_{\Delta V}}{\bar{x}_0} + \frac{\bar{x}_0}{\tau_V} \right)^2 + H_F \left( \frac{1}{\bar{x}_0} - \frac{\tau_{\Delta V}}{\tau_V} \right)}. \quad (6.9)$$

При известном  $q(A)$  находим амплитуду скорости подвижного узла:

$$A = \frac{4F_{mp0}\omega_0}{\pi\gamma q(A)} \quad (6.10)$$

Амплитуда перемещения  $A_x$  определяется по известному соотношению

$$A_x = \frac{A}{\omega_0 \bar{\omega}_a} \quad (6.11)$$

где  $\bar{\omega}_a = \omega_a / \omega_0$  - относительная частота автоколебаний находится из выражения (3.8):

$$\bar{\omega}_a = \sqrt{\frac{H_F + \bar{x}_0}{\tau_V q(A) + \bar{x}_0}} \quad (6.12)$$

Расчеты параметров автоколебаний (амплитуды перемещения  $A_x$  и частоты  $\omega_a$ ,  $f_a = \bar{\omega}_a \omega_0 / 2\pi$ ) производят для разных установившихся положений клапана, характеризующихся величинами  $\bar{x}_0$ : 0,1; 0,5; 1,0.

Таблица 6.1

**КОНСТРУКТИВНО-НАСТРОЕЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РЕГУЛЯТОРА  
ДАВЛЕНИЯ 880300**

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Величина
1	Масса подвижного блока	$M$	кг	0,113
2	Жесткость упругих элементов	$\gamma$	нН/м	29,4
3	Площадь чувствительного элемента	$F_{\psi}$	м <sup>2</sup>	$12 \cdot 10^{-4}$
4	Диаметр седла клапана	$d_c$	м	$6 \cdot 10^{-3}$
5	Объем полости регулируемого давления	$V_k$	м <sup>3</sup>	$28,5 \cdot 10^{-6}$

6	Давление на входе	$P_{1_0}$	МПа	0,7
7	Давление на выходе	$P_{3_0}$	МПа	0,35
8	Наибольший расход воздуха	$G_{наиб}$	кг/с	$14 \cdot 10^{-3}$
9	Наибольший подъем клапана	$x_{max}$	м	$3 \cdot 10^{-4}$

### 7 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТЫ И АМПЛИТУДЫ АВТОКОЛЕБАНИЙ В НЕЛИНЕЙНОЙ САР ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Экспериментальное исследование нелинейной САР давления газа проводится на пневматическом стенде, принципиальная схема которого приведена на рис. 7.1.

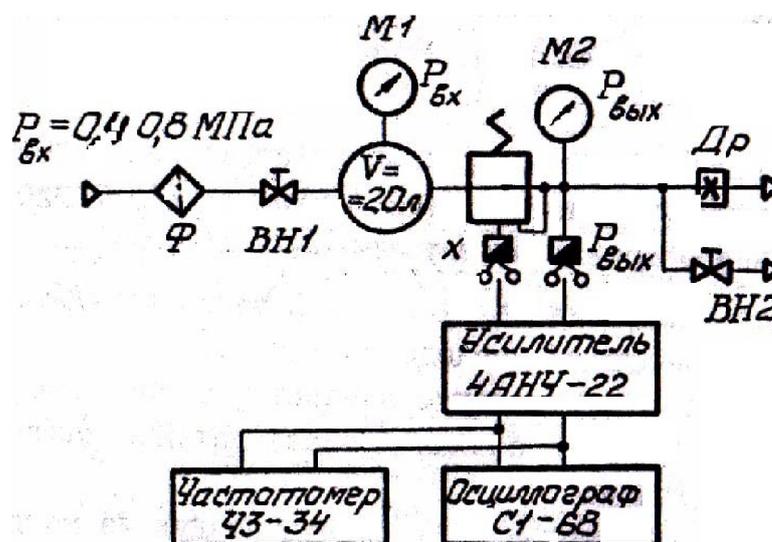


Рис. 7.1. Принципиальная схема экспериментальной установки

К испытуемому регулятору воздух подводится от сети низкого давления через фильтр  $\Phi$  вентиль  $ВН1$ , выведенный на переднюю панель установки. На входе в регулятор подсоединен баллон объемом 20 л, динамически развязывающий регулятор с входной магистралью. Выходной трубопровод регулятора оканчивается дросселем  $Др$  с диаметром 1 мм, на котором реализуется сверхкритический перепад давления. В целях изменения расхода воздуха через регулятор имеется также стравливающий вентиль  $ВН2$ . Для измерения давления на входе

в регулятор и на его выходе установлены манометры  $M1$  и  $M2$ . Колебания давления в выходной магистрали измеряются датчиком давления типа  $ДД-10$ . Перемещение регулирующего клапана измеряется бесконтактным индуктивным датчиком. Сигналы с датчиков давления и перемещения усиливаются и преобразуются в аппаратуре  $4АНЧ-22$ , выход которой подключен к осциллографу  $С1-68$  (для наблюдения за колебательным процессом), а также к частотомеру  $ЧЗ-33$  (для регистрации частоты автоколебаний).

Для выполнения экспериментальных исследований необходимо:

- 1) Провести испытания на функционирование регулятора давления 880300 в следующей последовательности.
- 2) Включить измерительную аппаратуру, прогреть ее в течение 10... 15 минут и сбалансировать датчики давления и перемещения клапана.
- 3) Открытием вентиля  $ВН 1$  подать воздух из магистрали к исследуемому регулятору, убедившись по манометру  $M1$ , что величина давления на входе  $P_{вх}$  не менее 6...7 кгс/см<sup>2</sup>. При меньших значениях  $P_{вх}$  автоколебания в САР давления не реализуется.
- 4) Изменяя вентилем  $ВН2$  расход воздуха через регулятор, а значит и положение клапана  $x$ , выставить режимы работы регулятора, соответствующие  $\bar{x} = 0,1; 0,5; 1,0$ . Для каждого из режимов добиться возникновения автоколебаний (при этом возмущение можно задавать постукиванием по корпусу регулятора или резким изменением давления в выходной магистрали  $P_3$  вентилем  $ВН2$ ). Определить по осциллографу и частотомеру амплитуду (перемещения) и частоту автоколебаний, а также величину силы сухого трения  $R_{тр}$ . Для нахождения  $R_{тр}$  необходимо (за счет вращения вентиля  $ВН2$ ) установить режим по координате  $\bar{x}$ , открывая, вентиль и прикрывая его. При этом для двух установок режима требуется зафиксировать давление  $P_3; P_3' P_3''$ , тогда силу сухого трения

можно оценить по формуле:

$$R_{mp} = (P_3' - P_3'')F_{чз}.$$

5) Методом гармонической линеаризации определить возможность возникновения автоколебаний, их амплитуду и частоту (параметры режима работы САР взять из экспериментальных данных).

6) Проанализировать полученные результаты, сравнив экспериментальные и теоретические данные, объяснить их различие.

## 8 Содержание отчета по лабораторной работе

Оформить отчет, в содержание которого входит:

- расчетная схема и математическая модель регулятора;
- заполненную таблицу расчетных и экспериментальных значений статической характеристики регулятора;
- расчетные статические характеристики регулятора давления газа;
- схемы экспериментальных установок по определению статических характеристик регулятора и исследованию автоколебаний в САР давления газа;
- графические зависимости статических характеристик регулятора давления газа;
- формулы для расчета параметров автоколебаний в САР давления газа;
- Расчет амплитуды и частоты возможных автоколебаний в САР давления воздуха;
- экспериментальные данные ( $P_1$ ,  $P_3$ ,  $R_{mp}$ , амплитуда и частота автоколебаний) для трех режимов работы регулятора;
- сравнение теоретических и экспериментальных данных по статическим характеристикам регулятора и параметрам автоколебаний в САР давления газа.

## 9 Вопросы для проверки знаний по САР давления газа

1. Назовите классификацию регуляторов давления газа.
2. Опишите принцип действия регулятора давления газа
3. Какие статические характеристики регулятора давления газа Вы знаете?
4. Как зависит регулируемое давление на выходе регулятора от давления на входе и расхода газа?

5. Дайте описание экспериментальной установки для исследования статических характеристик САР давления, газа.
6. Как повысить точность САР давления газа с регулятором прямого действия?
7. Назовите основные особенности нелинейных САР, их отличия от линейных систем.
8. В чем сущность метода гармонической линеаризации?
9. Каков порядок определения параметров автоколебаний алгебраическим способом?
10. Какой элемент придает САР давления газа нелинейные свойства? Нарисуйте статическую характеристику этого элемента.
11. Дайте описание экспериментальной установки для исследования автоколебаний САР давления, газа.
12. Каков порядок экспериментального определения параметров автоколебаний в САР давления, газа?
13. Как обеспечить стабильную работу САР с регулятором давления прямого действия, то есть исключить в системе автоколебания?

#### Список литературы

1. Бесекерский В.А., Иванов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. - М.: Наука, 1972. - 768с.
2. Сборник задач по теории автоматического регулирования и управления / Под ред. В.А. Бесекерского. - М.: Наука, 1969. - 588с.
3. Эдельман А.И. Регуляторы давления газа.- М.: Машиностроение, 1980.- 167с., ил.
4. Основы создания агрегатов автоматики пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей. 1. Обеспечение конструкторской надежности и технологичности агрегатов/А.Н. Евстигнеев, А.Е. Жуковский, В.М. Квасов, Ю.И. Кондрашов, А.Ф. Малеев, Е.В. Шахматов, Г.В. Шестаков.- Самара: НПО "Импульс", 1993.- 375 с.
5. Исследование нелинейной САР давления газа : Метод. указ. к лаб. работе/ авторы-сост.: В.Я. Свербилов, А.Н. Крючков, А.А. Горячкин. – Самара: СГАУ, 2000. – 17 с.
6. Регуляторы давления газа : Метод. указ. к лаб. работам.../ Самар.гос. аэрокосм. ун-т; авторы - сост.: А.Е. Жуковский, Г.В. Шестаков, Ю.К. Перлов. – Самара: СГАУ, 1994. – 36 с.
7. Ушаков, В. В. Анализ статических и динамических характеристик регулятора давления ЖРД [Текст] / В. В. Ушаков // Полет. - 2003. - № 5. – с.

39-44.