

А. Ю. ПАРХИМОВИЧ, А. А. СОЛОВЬЕВ

КАЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗА

Рассматривается автоматическая система регулирования вихревого регулятора давления газа для магистральных дробопроводов в нелинейной постановке. Приводится качественный анализ статических и динамических характеристик. Представлены результаты натурных и вычислительных экспериментов. *Вихревой регулятор; вихревая труба; система регулирования; эксперимент; газ; редуцирование*

ВВЕДЕНИЕ

Вихревой регулятор давления газа (регулятор) для газораспределительных пунктов (ГРП) предназначен для автоматического редуцирования давления природного газа на ГРП с поддержанием его в выходном газопроводе в заданном диапазоне и с необходимой точностью, независимо от отбора газа потребителем и колебаний давления на входе в регулятор. Принцип работы и конструкция регулятора подробно описана в предыдущих статьях [3, 4, 5, 6]. Данная же статья посвящена качественному анализу системы регулирования вихревого регулятора.

Магистральный газопровод представляет собой сеть с распределенными параметрами, которая имеет некоторые особенности [1, 2]:

магистральный газопровод имеет значительную протяженность и соответственно большой внутренний объем ($V_1 \approx V_2 \approx 10 \text{ м}^3$), заполненный газом;

на ГРП (второй узел редуцирования после ГРС) установлен пропорциональный регулятор давления, который по мере роста потребления и соответствующего снижения давления автоматически увеличивает расход газа, пытаясь, таким образом, поддерживать давление после себя постоянным (программа регулирования $P_2 = \text{const}$; регулирующее воздействие – расход газа G_2);

рабочее тело – газ – изменяет по пути температуру и фазовое содержание.

В случае сетевых ГРП газопровод можно считать разветвленной цепью, методика расчета которых изложена в монографии Меренкова и Хасилева. Она основана на методах линеаризации и использовании соотношений Кирхгофа для цепей с непрерывным течением. Большой внутренний объем и большая мощность системы питания (давление газа на входе на порядок превышает рабочее давление), превращают газопроводы в полупроточные системы, в которых из-за относительно малого потребления давление газа в основных магистралях сохраняется примерно постоянным.

Современные компьютерные технологии позволяют решать системы нелинейных уравнений и, таким образом, получать более достоверные результаты, чем при линеаризации.

На рис. 1 представлена расчетная схема системы регулирования давления магистрального газа.

Основной задачей расчета является определение статических характеристик и определение основных направлений модернизации. На первой стадии выполняется газодинамический расчет.

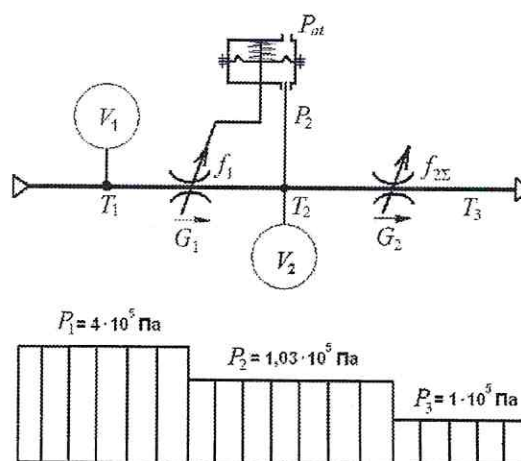


Рис. 1. Расчетная схема системы регулирования давления газа

Задачи расчета разбиты на отдельные подзадачи, которые выполняются последовательно. Выделим следующие этапы работы:

- 1) формирование исходных данных;
- 2) расчет геометрических характеристик, внутренних объемов, дросселей;
- 3) изотермический газодинамический расчет при поддержании постоянного давления и без него;
- 4) учет расходной характеристики регулятора;
- 5) учет изменения температуры.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

По результатам измерений и справочным источникам приняты следующие исходные данные:

В качестве рабочего тела выступает обыкновенный воздух для которого: $k = 1,4$ – показатель адиабаты, $R = 287 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$ – газовая постоянная, $\rho_0 = 1,298 \text{ кг}/\text{м}^3$ – плотность при нормальных физических условиях, $C_p = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – удельная теплоемкость при постоянном давлении;

Абсолютные давления рабочего тела в соответствующих объемах равны: $P_1 = 4 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $P_2 = 1,03 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $P_3 = P_{\text{атм}} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

Абсолютные термодинамические температуры равны соответственно: $T_1 = 278 \text{ K}$, $T_2 = 280 \text{ K}$, $T_3 = 288 \text{ K}$;

Объемы постоянны и равны: $V_1 = V_2 = 10 \text{ м}^3$;

Коэффициенты расхода через дроссели постоянны и равны $\mu = 0,71$;

Массовый расход газа через дроссели: $G_1 = G_2 = 0,12 \text{ кг/с}$.

2. ОЦЕНКА ПРОХОДНЫХ СЕЧЕНИЙ ДРОССЕЛЕЙ

Предполагая режим течения установившимся, а переходные процессы завершенными, имеем следующие соотношения:

$$\left\{ \begin{aligned} f_1 &= \frac{G_1}{\mu \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k-1) \cdot R \cdot T_1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}} \\ f_{2\Sigma} &= \frac{G_2 \cdot \sqrt{T_2}}{\mu \cdot m_{kr} \cdot P_2} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned} m_{kr} &= \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k+1) \cdot R}} = \\ &= \left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{\frac{1}{1,4-1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{(1,4+1) \cdot 287}} = 0,0403. \end{aligned}$$

Подставив исходные данные в систему уравнений (1) получим следующие значения проходных площадей дросселей, соответственно:

$$f_1 = 2,097 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ и } f_{2\Sigma} = 6,864 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

3. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Основной задачей газодинамического расчёта является построение статических характеристик системы регулирования.

Примем следующие допущения:

- Коэффициенты расходов дросселей одинаковы и неизменны;
- Накоплением в объёме пренебрегаем;
- Выделением жидкой фазы пренебрегаем;
- Рабочее тело (воздух) считается совершенным газом.

Массовый расход воздуха через первый дроссель определяется уравнением Сен-Венана и Венцеля:

$$G_1 = \mu \cdot f_1 \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}{(k-1) \cdot R \cdot T_1}} \quad (2)$$

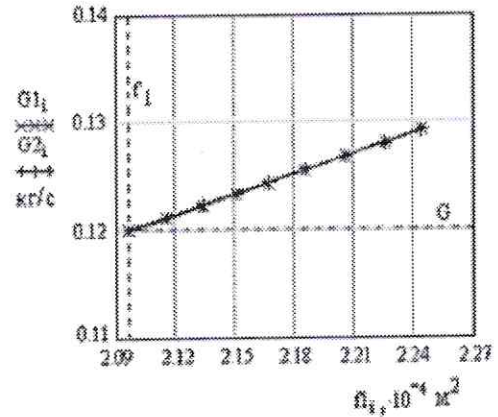


Рис. 2. Изменение массовых расходов газа при изменении площади первого дросселя

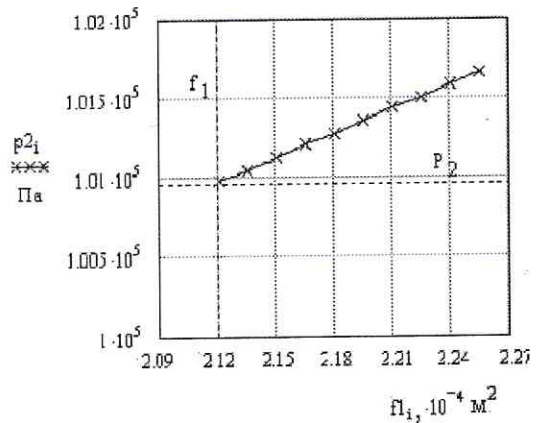


Рис. 3. Изменение давления газа в междроссельном объеме при изменении площади первого дросселя

А массовый расход воздуха через второй дроссель выразим соотношением:

$$G_2 = \mu \cdot m_{kr} \cdot \frac{P_2 \cdot f_{2\Sigma}}{\sqrt{T_2}} \quad (3)$$

С учетом допущений математическая модель системы регулирования давления магистрального газа имеет вид:

$$\begin{aligned} \mu \cdot f_1 \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}{(k-1) \cdot R \cdot T_1}} &= \\ = \mu \cdot m_{kr} \cdot \frac{P_2 \cdot f_{2\Sigma}}{\sqrt{T_2}} & \end{aligned} \quad (4)$$

Естественно, при изменении количества потребителей, т. е. проходного сечения второго дросселя, перепад давлений как на первом, так и на втором дросселях могут изменяться. Для того чтобы модель стала универсальной по отношению к потребителю необходимо предусмотреть замену уравнений в соответствии с текущим значением отношений давлений и разработку соответствующих алгоритмов и программ.

С использованием модели (4) выполнен вычислительный эксперимент, по результатам которого построены статические характеристики системы регулирования давления магистрального газа (см. рис. 2, 3, 4, 5).

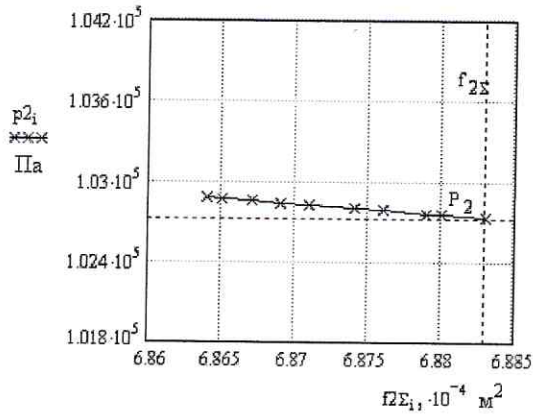


Рис. 4. Изменение давления газа в междроссельном объеме при изменении количества потребителей

На рис. 2 и 3 показано изменение расхода и давления по тракту узла газопровода в зависимости от изменения проходного сечения первого дросселя.

4. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И АНАЛИЗ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

Исследования показали, что настоящий газопровод представляет собой полупроточную систему, в которой благодаря относительно большому внутреннему объему и интенсивному подводу давление газа остается примерно постоянным. Это дает возможность рассмотрения системы регулирования как системы с сосредоточенными параметрами.

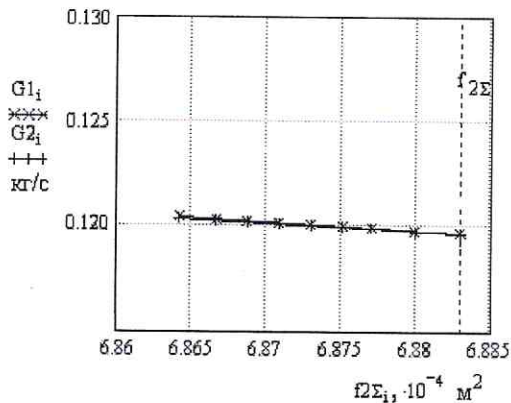


Рис. 5. Изменение массовых расходов газа при изменении количества потребителей

Расчетная схема системы регулирования представлена на рис. 1. Дроссель $f_{2\Sigma}$ играет роль коллективного потребителя, суммарный присоединенный объем газопровода V_2 , регулятор, состоящий из чув-

ствительного элемента (мембраны) и регулирующего клина, выполнен по статической схеме прямого действия. Усилие, создаваемое от сил давления передается от мембраны к регулирующему клину без каких либо усилителей.

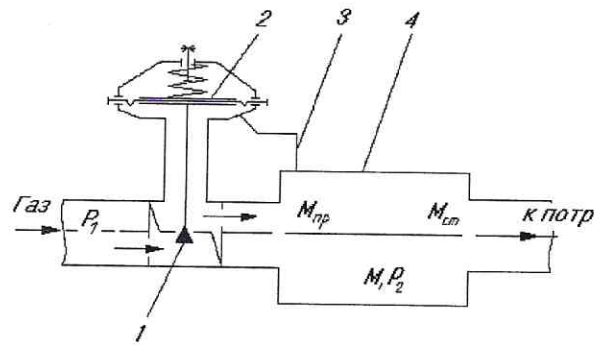


Рис. 6. Схема регулятора давления

При установившейся работе системы (см. рис. 6) количество газа в газовой сети M остается постоянным, а приток газа МП равен количеству отбираемого газа, то есть его стоку $MС$. Следовательно, условием равновесия системы является равенство $МП=МС$, при этом регулируемый параметр сохраняет постоянное значение $P_2=const$. Если равновесие притока и стока будет нарушено, например, вследствие изменения режима потребления, т.е. $МП \neq МС$, тогда будет изменяться и регулируемое давление P_2 .

Регулятор давления будет находиться в равновесии, если алгебраическая сумма сил, действующих на клапан, равна нулю (т.е. силы, действующие на клапан, сбалансированы $\Sigma N_i = 0$). В этом случае регулятор будет пропускать в объект постоянное количество газа $МП = const$. Если баланс сил нарушается, т.е. $\Sigma N_i \neq 0$, то клапан перемещается в сторону действия больших сил, изменяя приток газа МП.

Таким образом, равновесие объекта обеспечивают условием $МП=МС$, а равновесие регулятора — условием $\Sigma N_i = 0$.

Динамика объекта регулирования (газовой сети V_2) может быть описана обыкновенным дифференциальным уравнением вида:

$$\mu \cdot (f_1 + \Delta f_1) \cdot P_1 \times \sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k-1) \cdot R \cdot T_1} \left[\left(\frac{P_2 - \Delta P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2 - \Delta P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} - \mu \cdot m_{kr} \cdot \frac{(P_2 - \Delta P_2) \cdot (f_{2\Sigma} + \Delta f_{2\Sigma})}{\sqrt{T_2}} = \frac{V_2}{R \cdot T_2} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (5)$$

где μ — коэффициент расхода дросселей; Δf_1 — приращение площади дросселя регулятора; $\Delta f_{2\Sigma}$ — приращение площади дросселя потребителя; ΔP_2 — приращение давления в междроссельном объеме; P_1 , P_2 — соответственно, абсолютные давления на входе и в объеме.

Дифференциальное уравнение перемещения регулирующего клина при действии возмущающего воздействия со стороны потребителей описывается вторым законом Ньютона:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = F_m \cdot (P_2 + \Delta P_2 - P_3) - C_{\Sigma} \cdot (x_H + x_0 + \Delta x) - K_V \cdot \Delta v - F_{STR} \quad (6)$$

где F_m – эффективная площадь мембраны; C_{Σ} – суммарная жесткость поступательно движущихся частей; Δx – перемещение регулирующего клина;

K_V – коэффициент вязкого трения; F_{STR} – сила сухого трения; Δv – приращение скорости клина; x_H – начальная затяжка пружины мембраны; x_0 – нулевая затяжка пружины мембраны.

Осуществив переход к фазовым переменным, система дифференциальных уравнений в форме Коши в отклонениях физических параметров будут иметь следующий вид (7):

$$\begin{cases} \Delta \dot{x} = \frac{1}{m} \times \\ \times ((P_2 + y_2 - P_3) \cdot F_m - C_{\Sigma} \cdot (x_H + x_0 + y_0) - K_V \cdot y_1 - F_{STR}); \\ \\ \frac{dP_2}{dt} = \frac{R \cdot T_2}{V_2} \times \\ \times \left(\mu \cdot b \cdot (x_0 + y_0) \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k-1) \cdot R \cdot T_1}} \cdot \begin{pmatrix} \left(\frac{P_2 - y_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} \\ - \left(\frac{P_2 - y_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \end{pmatrix} - \right. \\ \left. - \mu \cdot m_{kr} \cdot \frac{(P_2 - y_2) \cdot (f_{2\Sigma} + \Delta f_2)}{\sqrt{T_2}} \right) \end{cases}$$

где y_0, y_1, y_2 – фазовые переменные, соответственно перемещение клина, скорость клина и перепад давления ΔP_2 .

Начальные условия нулевые, то есть при $t=0$:

$$\begin{cases} \Delta x = 0; \\ \Delta v = 0; \\ \Delta P_2 = 0. \end{cases}$$

С использованием модели (7) выполнен вычислительный эксперимент в интегрированной среде MathCAD и построены переходные процессы системы регулирования давления магистрального газа.

При воздействии на систему внешнего возмущения со стороны потребителей, например при их уве-

личении, регулирующий клин перемещается в сторону открытия проходного сечения регулятора и занимает новое положение (см. рис. 7). Это и характерно для статического регулятора, в котором каждому значению регулируемого параметра соответствует одно определенное положение регулирующего органа.

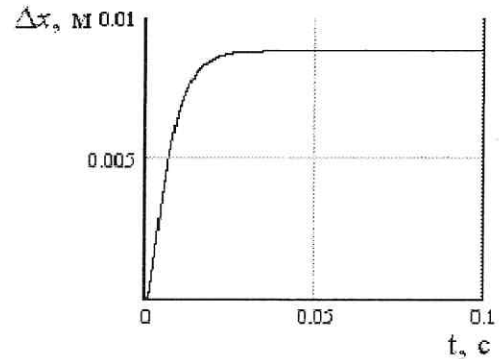


Рис. 7. Зависимость перемещения клина от времени

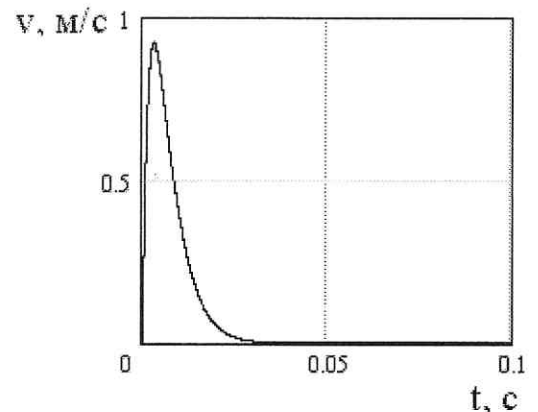


Рис. 8. Зависимость скорости клина от времени

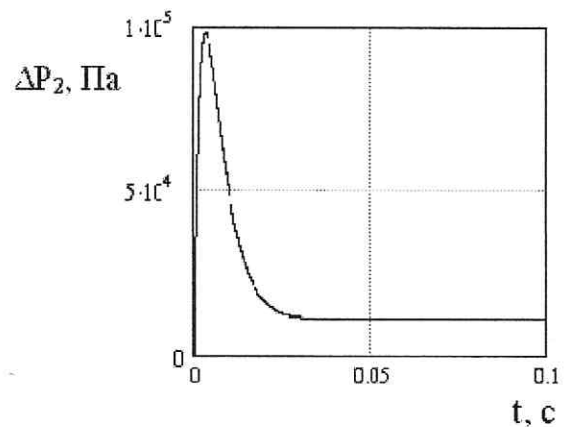


Рис. 9. Зависимость давления в газовой сети от времени

На рис. 8 и 9 показаны зависимости от времени соответственно скорости клина и давления в газовой сети, а на рис. 10, 11 определение времени быстрого действия и статическая характеристика регулятора.

Результаты расчетов показали, что $T_0 = 9,481 \cdot 10^{-3}$ с.

В качестве примера рассмотрим влияние коэффициента вязкого трения при повышении его численного значения в диапазоне от $1 \cdot 10^4$ до $3 \cdot 10^4$ на вид переходного процесса. В результате численного эксперимента построены графики, выявляющие данное влияние (см. рис. 12, 13, 14).

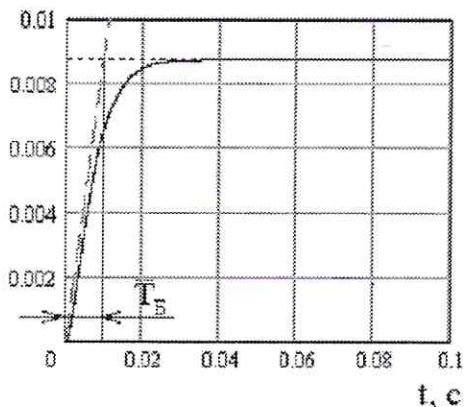


Рис.10. Определение времени быстрого действия

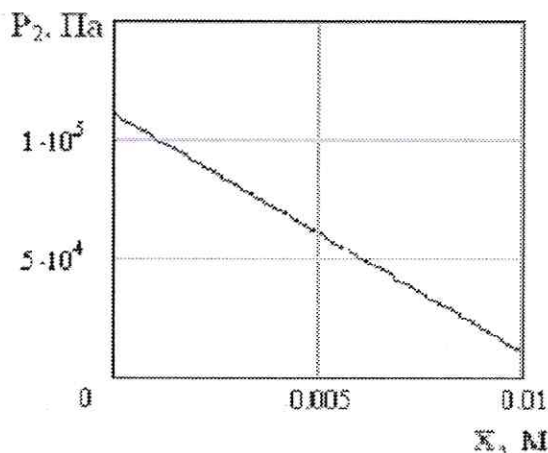


Рис. 11. Статическая характеристика регулятора

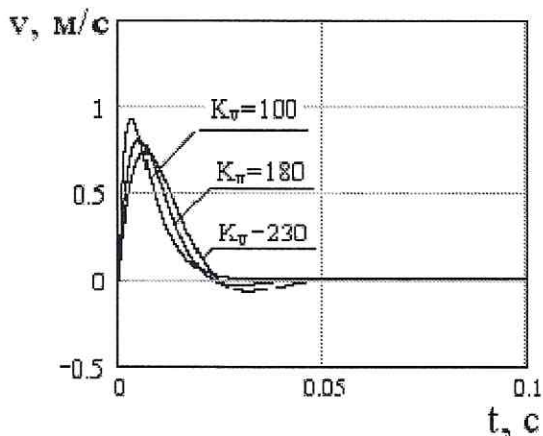


Рис. 12. Влияние коэффициента вязкого трения на скорость клина

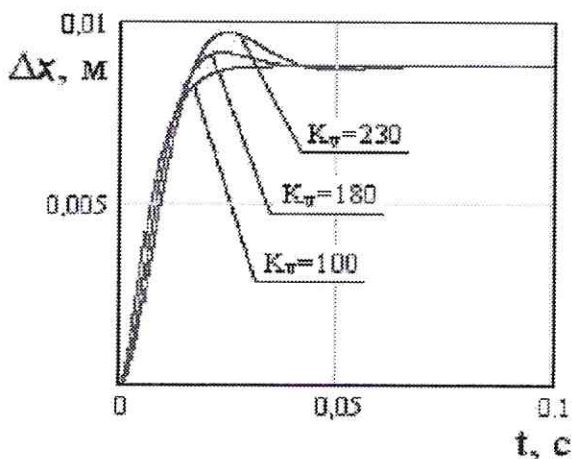


Рис. 13. Влияние коэффициента вязкого трения на перемещение клина

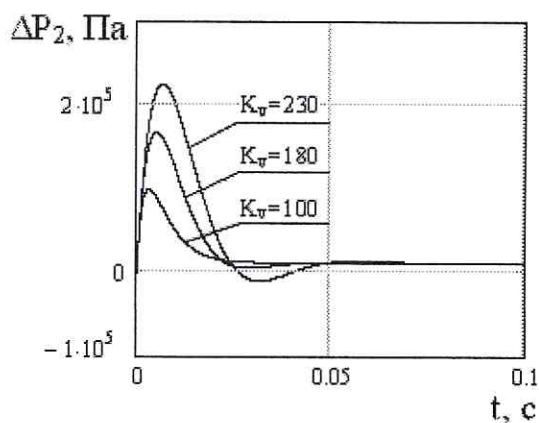


Рис. 14. Влияние коэффициента вязкого трения на давление в газовой сети

Постепенное повышение коэффициента вязкого трения приводит систему регулирования к колебательному процессу.

Вообще говоря, зона нечувствительности, люфты, трение в сочленениях и другие конструктивные недостатки таких регуляторов могут привести к тому, что колебательный процесс регулирования станет расходящимся, а регулирование – неустойчивым. Для стабилизации процесса в регулятор вводят стабилизирующие корректирующие устройства (жесткая обратная связь).

Изменение количества потребителей, т.е. проходной площади f_{25} на величину Δf_2 в диапазоне от $1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ до $3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ влияет на величину перерегулирования в большую сторону, как видно из рис. 15.

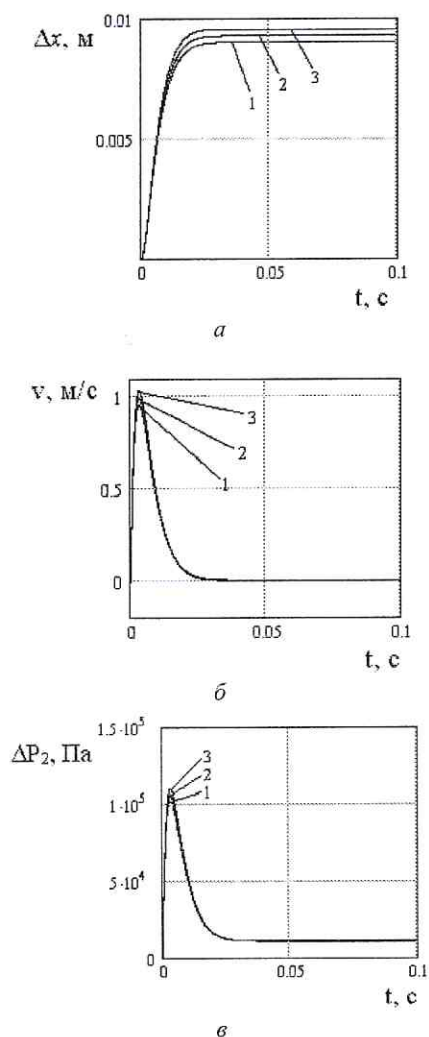


Рис. 15 Влияние площади условного дросселя потребителя на: а – перемещение управляющего клина; б – скорость управляющего клина; в – перепад давления в газовой сети.
 1 – $\Delta f_2 = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; 2 – $\Delta f_2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; 3 – $\Delta f_2 = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$

ВЫВОДЫ

Проведенное численное исследование позволяет осуществлять определение статических и динамических характеристик систем редуцирования давления газа с учетом распределенных параметров при его транспортировке потребителю.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ионин, А. А. Газоснабжение: учебник для вузов / А. А. Ионин. М.: Стройиздат, 1975. 439 с.
2. Чайцын, Г. А. Эксплуатация газораспределительных станций магистральных газопроводов / Г. А. Чайцын. М.: Недра, 1971. 165 с.
3. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. Самара: Оптима, 1997. 292 с.
4. Патент на изобретение РФ №2237918. Регулятор давления газа с положительной обратной связью (варианты) / Институт технологии и организации производства. Дата приоритета: 19.05.2003.
5. Русак, А. М. Редуцирование давления природного газа без устройств предварительного подогрева / А. М. Русак, В. А. Целищев, В. Л. Юрьев, П. М. Кармацкий, Ю. М. Ахметов, С. В. Гурин, А. А. Соловьев, Р. Ю. Дистанов // Сборник научных трудов IV Международного совещания по проблемам энергоаккумулирования и экологии в машиностроении, энергетике и на транспорте. М.: ИМАШ РАН, 2004. С. 133-144.
6. Русак, А. М. Разработка изотермического регулятора давления для редуцирования магистрального газа без подогрева на ГРС / А. М. Русак, В. Л. Юрьев, Ю. М. Ахметов, А. Ф. Набиуллин, В. А. Ломоносов, Р. Р. Усманов, Р. Ю. Дистанов // Наука – производству. 45 лет на пути технического прогресса: ежегод. науч.-техн. сб. под общ. ред. В. Л. Юрьева. Уфа, 2003.