

Сравнительная оценка эффективности дроссельного регулирования пневмоприводов

А.А. Грибалев, студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, и гидропневмоавтоматика»
alex-gr88@yandex.ru*

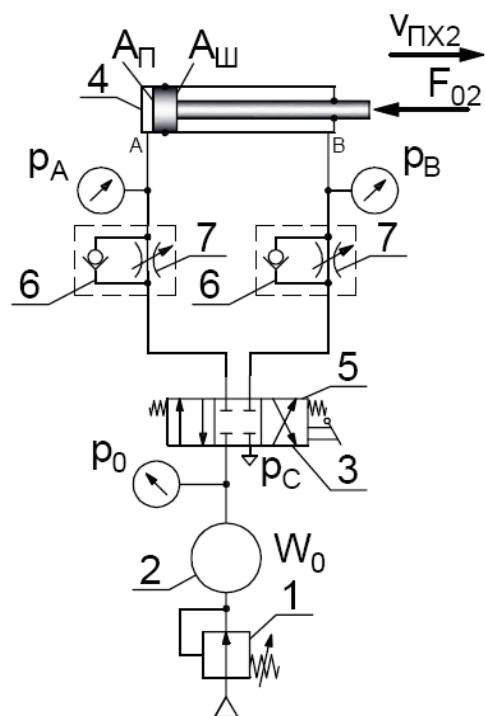
В.А. Труханов, студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, и гидропневмоавтоматика»
v_truhanov@mail.ru*

*Научные руководители: Пильгунов В.Н., к.т.н., доцент; К.Д. Ефремова, к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, и гидропневмоавтоматика»
averina@power.bmstu.ru*

Введение

В пневмоприводах с возвратно-поступательным движением выходного звена исполнительного двигателя (пневмоцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком) прямой и обратный ход поршня имеют разные скоростные и динамические характеристики. Скорость движения выходного звена определяется объемным расходом сжатого воздуха и геометрией исполнительного двигателя. В *дроссельном* способе регулирования объемный расход сжатого воздуха, поступающего в полости пневмоцилиндра, регулируется изменением площади проходного сечения рабочей щели дросселя. В пневмоприводах наиболее часто используется источник питания постоянного давления $p_0 = inv$, Па, что достигается совместной работой компрессора, редукционного клапана и ресивера достаточно большой емкости. В зависимости от месторасположения дросселя различают схемы *первичного* регулирования (дроссель установлен в подводящей линии исполнительного двигателя) и *вторичного* регулирования (дроссель установлен в линии сброса исполнительного двигателя), рис. 1.



б) схема вторичного регулирования

Рис. 1. Дроссельное регулирование пневмопривода

Условно постоянное давление $p_0 \approx p_{nv}$ в ресивере 2 с объемом W_0 , м³ поддерживается редукционным клапаном 1. При рассмотрении энергетических характеристик двух способов регулирования применим следующие допущения:

- абсолютное давление в линии сброса распределителя 5 принимается равным атмосферному;
- абсолютное давление на выходе ресивера 2 принимается постоянным $p_0 = inv$;
- гидравлические сопротивления рабочих щелей распределителя и обратных клапанов 6 малы, по сравнению с гидравлическим сопротивлением дросселей 7.

Принято считать, что схема регулирования методом подпора на сбросе исполнительного двигателя предпочтительнее схемы установки дросселя в подводящей линии в силу ряда причин:

- подпор на сбросе, обеспечивающий повышенное давление в полости выхлопа исполнительного двигателя делает привод более жестким и обеспечивает плавное движение выходного звена;
- выделяемое в дросселе тепло, обусловленное процессом теплообмена, отводится непосредственно в атмосферу и не вызывает дополнительный нагрев исполнительного двигателя;

– подпор на сбросе предотвращает аварийные ситуации при несанкционированной смене знака нагрузки на штоке.

При расчете энергетических характеристик пневмопривода с дроссельным регулированием неизбежны трудности, обусловленные:

- течением сжатого воздуха в дросселях;
- особенностями заполнения пневматической емкости переменного объема (полость высокого давления пневмоцилиндра);
- особенностями опорожнения пневматической емкости переменного объема (полость выхлопа пневмоцилиндра);
- одновременным заполнением и опорожнением пневматической емкости постоянного объема (ресивера);
- влиянием температуры окружающей среды на процессы движения сжатого воздуха в узких каналах дросселирующих устройств, точностью позиционирования и удержания нагрузки.

Связь между параметрами газа и их взаимосвязанными изменениями определяется свойствами термодинамических процессов. В пневмоприводах общепромышленного применения давление сжатого воздуха, в соответствии с нормами техники безопасности, не должно превышать $p_0 \leq 1$ МПа. Для удельного объема сжатого воздуха $V_m = V / m = 1 / \rho$, $\text{м}^3 \cdot \text{кг}^{-1}$, где m , кг – масса воздуха объемом V , м^3 ; ρ_0 , $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$ – плотность воздуха, которая существенно зависит от абсолютного давления, уравнение Менделеева-Клайперона имеет вид:

$$pV_m = RT, \quad (1)$$

где R , $\text{Дж} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}$ – газовая постоянная, равная работе расширения единицы массы газа при его нагревании на 1 К в условиях постоянного давления $dp=0$ (для осушенного воздуха $R_B=287$); T , К – абсолютная температура. Общее уравнение термодинамического процесса изменения состояния газа имеет вид:

$$dQ = dE + dA, \quad (2)$$

где dQ – подводимая к массе газа m теплота; dE – изменение внутренней энергии в объеме газа V ; dA – внешняя работа, совершаемая газом при его расширении. Приводя слагаемые уравнения (2) к единице массы m : $dq = dQ / m$; $de = dE / m$; $da = dA / m$, получим общий вид уравнения термодинамического процесса:

$$dq = de + da. \quad (3)$$

Поршень пневмоцилиндра совершает полезную работу по преодолению нагрузки $dA > 0$. Рассмотрим частный случай решения общего уравнения тепломассообмена (3).

1) Изотермический процесс.

Подводимая теплота в условиях постоянства температуры $dT=0$ вызывает увеличение объема воздуха V , при этом поршень пневмоцилиндра на пути dx совершает полезную работу $da>0$ против сил F_0 , F_{Π} и $F_{\text{Ш}}$, где F_0 – нагрузка на штоке; F_{Π} и $F_{\text{Ш}}$, соответственно, силы трения в уплотнениях поршня и штока. Уравнение состояния газа (1) принимает вид:

$$p_1 V_{m1} = p_2 V_{m2} = inv. \quad (4)$$

или с учетом соотношения $V_m = 1/\rho$,

$$p_1 / \rho_1 = p_2 (\rho_2), \text{ закон Бойля-Мариотта.} \quad (5)$$

Изотермический процесс происходит в условиях активного теплообмена массы воздуха с окружающей средой или при малой скорости изменения объема V , что соответствует малому значению производной dx/dt . Для пневматической емкости постоянного объема (ресивера) этот режим имеет место при ее медленном заполнении или опорожнении, или если объем емкости W_0 достаточно большой.

2) Изобарический процесс.

Этот процесс происходит при постоянной нагрузке $F_0=inv$, например, в случае преодоления силы тяжести $F_0=mg$. Процесс связан с совершением поршнем внешней работы и изменением внутренней энергией воздуха. Слагаемые уравнения (3) принимают вид: $dq = C_p dT$; $de = C_v dT$; $da = pdV_m$, а само уравнение принимает вид:

$$(C_p - C_v) dT = pdV_m, \quad (6)$$

где C_p , Дж·кг⁻¹·К⁻¹ – удельная теплоемкость воздуха, если его нагревание происходило при постоянном давлении $dp=0$; C_v , Дж·кг⁻¹·К⁻¹ – удельная теплоемкость воздуха, если его нагревание происходило при постоянном объеме $dV=0$, При этом справедливо равенство $R = C_p - C_v$ и уравнение состояния газа в дифференциальной форме принимает вид:

$$pdV_m = RdT, \text{ или } da = RdT. \quad (7)$$

После интегрирования получаем значение произведенной работы по преодолению сопротивления внешней силы:

$$a = R \int_{T_1}^{T_2} dT = R(T_2 - T_1), \quad (8)$$

откуда $R = a/(T_2 - T_1)$, что соответствует физической сущности газовой постоянной $R=inv$. Уравнение состояния принимает вид:

$$V_{m1}/V_{m2} = T_1/T_2, \rho_2/\rho_1 = T_1/T_2, \text{ закон Гей-Люссака} \quad (9)$$

3) Адиабатический процесс.

В этом процессе отсутствует теплообмен с окружающей средой $dQ=0$ и уравнение (3) принимает вид:

$$da = -de, \text{ или } pdV_m = -C_v dT. \quad (10)$$

После преобразований, с учетом равенства $R = C_p - C_v$ и введя показатель адиабаты $k = C_p / C_v$, получим уравнение состояния в виде:

$$kdV_m / V_m = -dp / p. \quad (11)$$

Необходимо отметить, что совершение внешней работы в адиабатическом процессе происходит при переменном давлении. После интегрирования уравнения (10) и последующих преобразований получаем уравнение состояния:

$$p_1 V_{m1}^k = p_2 V_{m2}^k = p V_m^k = \text{inv}. \quad (12)$$

4) Политропический процесс.

Этот процесс максимально приближен к реальному, протекающему не изолировано от окружающей среды с частичным теплообменом. Уравнение состояния (3) принимает вид:

$$C_{\Pi} dT = C_v dT + pdV_m. \quad (13)$$

и учитывает удельную теплоемкость C_{Π} в политропическом процессе. Подставляя изменение температуры $dT = pdV_m / V_m + V_m dp / p$, получаем уравнение, сходное с адиабатическим процессом $[(C_p - C_{\Pi}) / (C_v - C_{\Pi})] \cdot (dV_m / V_m) + dp / p = 0$ или, после преобразований:

$$ndV_m / V_m = -dp / p, \quad (14)$$

где $n = (C_p - C_{\Pi}) / (C_v - C_{\Pi})$ – показатель политропы. Схожесть по форме уравнений (14) и (11) позволяет представить уравнение состояния воздуха в политропическом процессе в форме Менделеева-Клайперона, путем замены показателя адиабаты k на показатель политропы n :

$$pV_m^n = RT. \quad (15)$$

Величина C_{Π} зависит от интенсивности теплообмена с окружающей средой и определяется экспериментально.

5) Термодинамические процессы в условиях тепломассообмена.

Непостоянство массы в пневматической емкости вызывает нестационарность термодинамических процессов. В работе [2] представлен физический смысл процесса и <http://sntbul.bmstu.ru/doc/568308.html>

показано, что в условиях тепломассообмена уравнение баланса энергий (3) принимает вид:

$$dq_m = dq + q_1 dm_1 / m = de + da + q_2 dm_2 / m, \quad (16)$$

где q_1 и q_2 , соответственно, удельная теплота входящей dm_1 и выходящей dm_2 массы воздуха; dq_m – приращение удельной тепловой энергии при тепломассообмене. Как показано в работе [3]:

$$dq_m = dq + (I_1 - ke) dm_1 / m, \quad (17)$$

где I_1 – удельное теплосодержание (энтальпия) входящей массы, вычисляется по формуле $I = e - pV_m$. В уравнении (16) совершенная поршнем удельная работа $da = pdV_m$ или, с учетом $V_m = V / m$ и $dV_m = A_{\Pi} dx / m - V_m dm / m$,

$$da = pA_{\Pi} dx / m - pV_m dm / m. \quad (18)$$

С учетом ранее принятых значений $de = C_v / dT$; $k = C_p / C_v$; $R = C_p - C_v$; $k - 1 = R / C_v$; $R = C_v (k - 1)$; $pV_m = RT$, получаем равенство $pV_m = e(k - 1)$ и выражение (18) принимает вид:

$$da = pdV_m = pA_{\Pi} dx / m - e(k - 1) dm / m. \quad (19)$$

Если ввести понятие массового расхода воздуха $G = dm / dt$ и $q_a = dq_m / d_a$, то после умножения на массу m из (19) получаем выражение:

$$q_a = \frac{dQ / dt + (I_1 - ke) G_1}{pA_{\Pi} dx / dt - e(k - 1)(G_1 - G_2)}. \quad (20)$$

Член $pA_{\Pi} dx / dt$ в уравнении (20) представляет собой механическую мощность термодинамического процесса в условиях тепломассообмена, а член dQ / dt – секундное изменение подводимой теплоты.

Режим истечения воздуха как реального газа из емкости через дросселирующее устройство с потерей энергии рассмотрено в работе [2]. Получено выражение для определения массового расхода воздуха через дросселирующее устройство:

$$G = \mu A_{\text{др}} p_1 \sqrt{\frac{2n \left(\beta^{\frac{2}{n}} - \beta^{\frac{n+1}{n}} \right)}{RT_1 (n - 1) \left(1 - S^2 \beta^{\frac{2}{n}} \right)}}. \quad (21)$$

Входящие в уравнение (21) величины обозначают:

$\mu = 0,61 \div 0,64$ – коэффициент расхода рабочей щели дросселя с проходным сечением $A_{\text{др}}$;

p_1 , Па – давление воздуха на входе в дроссель;

n – показатель политропы ($1 < n < 1,4$);

R – газовая постоянная воздуха;

T_1 – температура воздуха на входе в дроссель;

$S = A_{др}/A_0$, где $A_{др}$ и A_0 , соответственно, площадь рабочей щели дросселя и характерного сечения ресивера;

$\beta = p_2 / p_1$ – безразмерное (относительное) давление, которое рассматривается как *показатель критичности* процесса истечения воздуха через рабочую щель дросселя в газовую среду с давлением p_2 .

Наибольшее значение массовый расход (21) принимает при критическом значении показателя критичности $\beta_{кр} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$: для $n=1,4$ $\beta_{кр}=0,528$; для ($1 < n < 1,14$), $\beta_{кр}=0,574$. В

адиабатическом процессе значения $\beta < \beta_{кр}=0,528$ определяют режим *надкритического* истечения воздуха через дросселирующую щель, при котором $G=G_{наиб}$; значения $0,528 < \beta < 0,83$ характеризуют режим *докритического* истечения; при $\beta > 0,83$ процесс истечения приближается к режиму истечения несжимаемой капельной жидкости.

В целях упрощения формы зависимости (21) вводится понятие *проводимости* дросселя $Z_{др}$:

$$Z_{др} = \mu A_{др}, \quad (22)$$

и *параметра* истечения k_β :

$$k_\beta = \sqrt{\frac{2n \left(\beta^{\frac{2}{n}} - \beta^{\frac{n+1}{n}} \right)}{RT_0(n-1) \left(1 - S^2 \beta^{\frac{2}{n}} \right)}}, \quad (23)$$

который учитывает термодинамические свойства воздуха R , его температуру на входе в дроссель T_0 , характер термодинамического процесса (показатель политропы n) и при $S \rightarrow 0$ принимает значения:

$$k_\beta = \sqrt{\frac{2n \left(\beta^{\frac{2}{n}} - \beta^{\frac{n+1}{n}} \right)}{RT_0(n-1)}}. \quad (24)$$

После введения значений $Z_{др}$ и k_β , уравнение (21) принимает вид:

$$G_{др} = Z_{др} k_\beta p_1. \quad (25)$$

График зависимости $k_\beta = k_\beta(\beta)$ для различных значений показателей политропы n представлены на рис. 2.

<http://sntbul.bmstu.ru/doc/568308.html>

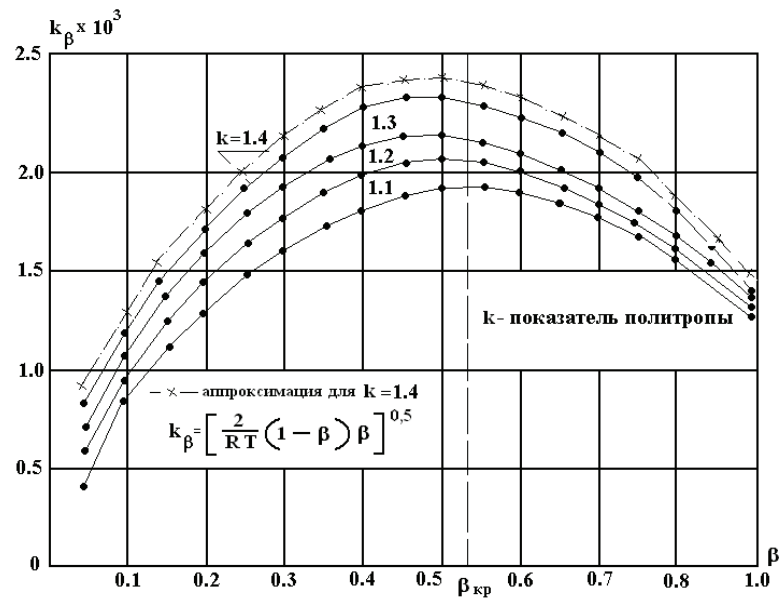


Рис. 2 Зависимость параметра истечения k_β от показателя критичности β

Выполним сравнительный анализ энергетических характеристик пневмоприводов с *первичным* и *вторичным* дроссельным регулированием на *прямом* ходе пневмоцилиндра.

1. Первичное регулирование

Этот способ дроссельного регулирования скорости движения выходного звена представлен на рис. 1а. Рассмотрим прямой ход поршня, преодолевающего нагрузку F_1 и силы трения в уплотнениях поршня и штока, $F_{П1}$, $F_{Ш1}$. Скорость прямого хода поршня $V_{ПХ1}$ связана с объемным расходом соотношением:

$$Q_{НД1} = V_{ПХ1} A_{П}, \quad (26)$$

где $A_{П}$, м^2 – площадь поршня.

Дифференциальное уравнение, характеризующее процесс заполнения полости высокого давления пневмоцилиндра через рабочую щель дросселя при равномерном движении поршня $V_{ПХ1} = \text{inv}$ представлено в работе [1]:

$$\frac{x_0}{RT_A \rho_A} \cdot d(F_1 + A_{Ш} p_B) + A_{П} dx = \frac{z_{ДР1} k_{\beta 1} p_0}{\rho_A} \cdot dt, \quad (27)$$

где x_0 – начальное положение поршня. Если принять $F_1 = \text{inv}$, и $p_B = p_{ат} = \text{inv}$, с учетом равенства $dx / dt = V_{ПХ1}$, то уравнение (27) примет вид:

$$V_{ПХ1} A_{П} = Q_{ДР1} = \frac{z_{ДР1} k_{\beta 1} p_0}{\rho_A}. \quad (28)$$

где $Z_{ДР1}$ – проводимость дросселя в первичном регулировании (22); p_0 , Па – давление на входе в дроссель; ρ_A – плотность воздуха в поршневой полости пневмоцилиндра; $k_{\beta 1}$ – параметр истечения воздуха через дроссель в поршневую полость (23).

Входящий в выражение параметра истечения показатель критичности имеет значение:

$$\beta_1 = p_A / p_0 = \frac{F_1 + F_{П1} + F_{Ш1}}{A_{П1} p_0}, \quad (29)$$

следовательно, в выражении $k_{\beta 1}$ присутствует давление p_0 . Решая уравнение (28) относительно p_0 , получим в неявной форме зависимость давления на входе в дроссель от скорости движения поршня $V_{ПХ1}$ и нагрузки F_1 при *первичном* способе регулирования:

$$p_0 = \frac{V_{ПХ1} A_{П1} \rho_A}{Z_{ДР1} k_{\beta 1}}, \quad (30)$$

при этом гидравлическая мощность компрессорной установки с учетом равенства (26) оценивается выражением:

$$N_{К1} = p_0 Q_{НД1} = \frac{V_{ПХ1}^2 A_{П1}^2 \rho_A}{Z_{ДР1} k_{\beta 1}}. \quad (31)$$

Необходимо отметить, что в выражении параметра истечения $k_{\beta 1}$ (24) присутствует показатель политропы n , следовательно мощность компрессора будет определяться характером термодинамического процесса изменения состояния газа. С учетом равенства $V_{ПХ1} A_{П1} = Q_{К1}$ эффективность первичного регулирования скорости движения выходного звена будет оценивать КПД η_1 :

$$\eta_1 = \frac{F_1 V_{ПХ1}}{N_{К1}} = \frac{F_1 Z_{ДР1} k_{\beta 1}}{Q_{К1} A_{П1} \rho_A}, \quad (32)$$

где $Q_{К1}$ – объемная подача компрессорной установки.

2. Вторичное регулирование

Этот способ дроссельного регулирования скорости движения выходного звена представлен на рис.1б. как и прежде, рассмотрим прямой ход поршня, преодолевающего нагрузку F_2 и силы трения в уплотнениях поршня и штока $F_{П2}$ и $F_{Ш2}$. В работе [2] представлено уравнение, определяющее процесс *опорожнения* штоковой полости пневмоцилиндра через рабочую щель дросселя при равномерном движении поршня $V_{ПХ2} = inv$. Уравнение учитывает баланс массы воздуха, вытесняемой поршнем из штоковой

полости пневмоцилиндра, и массы воздуха, выходящей из полости переменного объема через дроссель:

$$\frac{x_0}{RT_B \rho_{\text{ат}}} d(A_{\text{П}} p_A - F_2) + A_{\text{Ш}} dx = \frac{Z_{\text{ДР2}} k_{\beta 2} p_B}{\rho_{\text{ат}}} dt, \quad (33)$$

где давление в штоковой полости, с учетом $p_A = p_0$,

$$p_B = \frac{p_0 A_{\text{П}} - (F_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}})}{A_{\text{Ш}}}. \quad (34)$$

Принимая $F_2 = inv$ и после деления на dt уравнение (34) принимает вид:

$$V_{\text{ПХ2}} A_{\text{Ш}} = Q_{\text{ДР2}} = \frac{Z_{\text{ДР2}} k_{\beta 2} p_B}{\rho_{\text{ат}}}, \quad (35)$$

где $Z_{\text{ДР2}}$ – проводимость дросселя во вторичном регулировании; $\rho_{\text{ат}}$ – плотность воздуха на сбросе в атмосферу; $k_{\beta 2}$ – параметр истечения воздуха через дроссель в атмосферу (24).

Входящий в выражение параметра истечения $k_{\beta 2}$ показатель критичности имеет значение:

$$\beta_2 = \frac{p_{\text{ат}}}{p_B} = \frac{p_{\text{ат}} A_{\text{Ш}}}{p_0 A_{\text{П}} - F_2 - F_{\text{П2}} - F_{\text{Ш2}}}, \quad (36)$$

следовательно, в выражении $k_{\beta 2}$ присутствует давление p_0 . Решая уравнение (35) относительно p_0 , получим в неявной форме зависимость давления на входе в поршневую полость пневмоцилиндра от скорости движения поршня $V_{\text{ПХ2}}$ и нагрузки F_2 при вторичном способе регулирования:

$$p_0 = \frac{V_{\text{ПХ2}} A_{\text{Ш}}^2 \rho_{\text{ат}}}{A_{\text{П}} Z_{\text{ДР2}} k_{\beta 2}} + \frac{F_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}}{A_{\text{П}}}, \quad (37)$$

а гидравлическая мощность компрессорной установки с учетом равенства (26):

$$N_{\text{К2}} = \frac{V_{\text{ПХ2}}^2 A_{\text{Ш}}^2 \rho_{\text{ат}}}{Z_{\text{ДР2}} k_{\beta 2}} + (F_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}) V_{\text{ПХ2}}, \quad (38)$$

С учетом равенства $Q_{\text{К2}} = V_{\text{ПХ2}} A_{\text{П}}$ эффективность вторичного регулирования скорости движения выходного звена будем оценивать КПД $\eta_{\text{П}}$:

$$\eta_{\text{П}} = \frac{F_2 V_{\text{ПХ2}}}{N_{\text{К2}}} = \frac{F_2 Z_{\text{ДР2}} k_{\beta 2}}{Q_{\text{К2}} A_{\text{Ш}}^2 / A_{\text{П}} \rho_{\text{ат}} + (F_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}) Z_{\text{ДР2}} k_{\beta 2}}, \quad (39)$$

где $Q_{\text{К2}}$ – объемная подача компрессорной установки.

Ввиду сложности оценки $k_{\beta 1}$ и $k_{\beta 2}$, в процессе эксперимента измерялись скорость движения выходного звена $V_{\text{пх}}$, объемная подача компрессорной установки и давление p_0 на ее выходе. Результаты экспериментального исследования эффективности двух способов регулирования представлены в докладе.

Список литературы

1. Нагорный В.С., Денисов А.А. Устройства автоматики гидро – и пневмосистем. Учебное пособие для технических вузов, М. «Высшая школа», 1991, 367с.
2. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Физические основы пневмоавтоматики. Учебное пособие по курсу «Пневмопривод и пневмоавтоматика», издательство МГТУ, 2013, 20 стр.
3. Герц Е.В. Динамика пневматических систем, М., 1985, 255с.