

УДК 623.6

В.Ф. Греков, А.А. Пьянков, Ю.А. Ткаченко, М.Г. Шокин

Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков

## АВТОМАТИЧЕСКОЕ УСТРОЙСТВО С СЕРВОПРИВОДОМ ДЛЯ ОТВОДА КОНДЕНСАТА КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

Приведен подход к разработке устройств с сервоприводом, позволяющих автоматически сливать конденсат после холодильников ступеней установок компрессорного типа для сжижения паров бензина.

**Ключевые слова:** устройство с сервоприводом, конденсат, компрессорные установки.

### Введение

Статья содержит результаты исследований, которые ведутся в соответствии планом Кабинета Министров Украины по выполнению заданий Президента Украины Верховному Совету Украины [1] и в соответствии с общегосударственной программой защиты атмосферного воздуха от выбросов углеводородов и диоксида серы «Чистый воздух» на 2003-2010 годы [2]. Цель исследований: «Внедрение технологий улавливания и регенерации паров углеводородов на объектах нефтегазового комплекса».

Установки для сжижения паров бензина компрессорного типа требуют наличия автоматических устройств, позволяющих в процессе работы установок удалять жидкий продукт (конденсат) после холодильников ступеней. Существующие устройства отвода конденсата воды, применяемые в компрессорах, не позволяют широко их использовать в установках для сжижения паров бензина компрессорного из-за низкой производительности сливных устройств, малой плотности конденсата паров бензина, высокого давления в полости устройства для отвода конденсата и наличие примесей [3]. Из-за низкой плотности конденсата и большого перепада давления на сливном клапане подъемной силы поплавка не достаточно для подъема клапана. Наличие примесей в конденсате бензина при малом диаметре сливного отверстия приводит к его засорению и заеданию клапана.

Обеспечение нормальной продолжительной работы установок для сжижения паров бензина компрессорного типа [4, 5] требует разработки новых типов устройств отвода конденсата. Одним из таких устройств может быть устройство с сервоприводом – пневматическим усилителем. Источником энергии сервопривода может быть давление паровоздушной смеси в компрессорной установке.

### Основной материал

Схема автоматического устройства с сервоприводом для отвода конденсата. Схема автоматического устройства с сервоприводом для автоматического слива конденсата приведена на рис. 1.

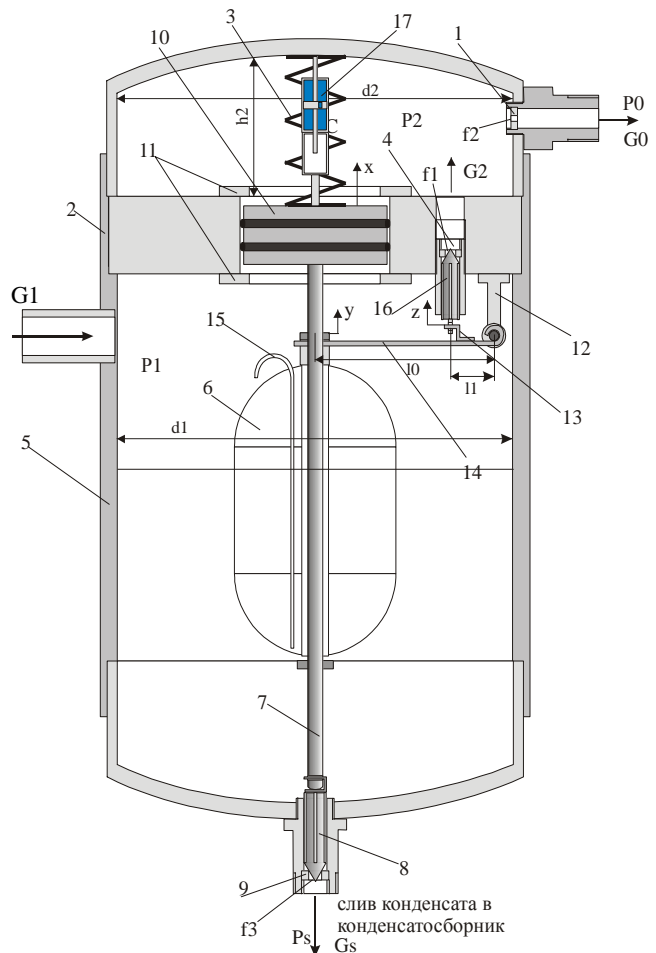


Рис. 1. Схема автоматического устройства с сервоприводом для автоматического слива конденсата:  
1 – дроссель выходной; 2 – корпус; 3 – пружина;  
4 – дроссель входной; 5 – корпус; 6 – поплавок;  
7 – шток; 8 – клапан слива; 9 – седло; 10 – поршень;  
11 – ограничительные накладки; 12 – опора рычага;  
13 – кронштейн клапана; 14 – рычаг поплавка;  
15 – сифонная трубка; 16 – клапан дренажный;  
17 – демпфер

При уровне конденсата ниже поплавка 6 клапан дренажный 16 опущен вниз и парогазовая смесь из нижней полости устройства для отвода конденсата протекает через дроссель 4 и далее через дроссель 1 на вход ступени компрессора. Проходные сечения

дросселей f1 и f2 подобраны так чтобы над поршнем 10 установилось давление P2, меньше чем P1. При этом поршень 10, нагруженный пружиной 3 и давлением P2, находится в нижнем положении и штоком 7 закрывает клапан 8 сливного устройства. При подъеме поплавок 6 он рычагом 14 поднимает клапан 16, который перекрывая дроссель 4, уменьшает подачу парогазовой смеси в верхнюю камеру. Это приводит к понижению давления P2 над поршнем 10 и он перемещаясь вверх, штоком 7 открывает клапан 8. Осуществляется слив конденсата. Снижение уровня конденсата приводит к опусканию поплавка и, следовательно, к открытию клапана 16. Давление в полости над поршнем повышается. Поршень 10 движется вниз и штоком 7 перемещает клапан 8 на закрытие. От степени закрытия клапана 8 зависит величина открытия клапана 16. В установившемся режиме система регулирования выберет такое положение клапанов, при котором поступающий расход конденсата в поплавковую камеру будет равно сливаемому из нее расходу.

Поплавок 6 полой. Для обеспечения его устой-

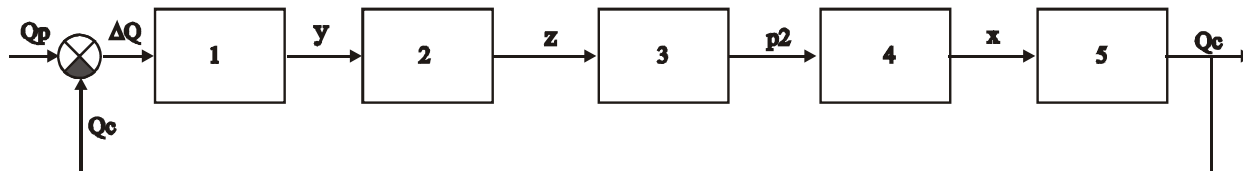


Рис. 2. Функциональная схема сливного устройства:

1 – поплавковая камера с поплавком; 2 – рычажный механизм с клапаном; 3 – надпоршневая камера; 4 – поршень; 5 – сливной клапан; Qp – объемный расход конденсата в поплавковую камеру; Qs – объемный расход конденсата, сливаемого из поплавковой камеры; y – перемещение поплавка; z – перемещение дренажного клапана; p2 – давление в камере над поршнем; x – перемещение сливного клапана

Уравнение (1) можно записать в виде [7]

$$Q_s = A_o \cdot x, \quad (2)$$

где  $A_o$  – коэффициент расхода по перемещению клапана.

Если принять значения постоянных в установившемся режиме:  $Q_s = 7,692 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $d_s = 0,002 \text{ м}$ ;  $\mu = 0,5$ ;  $\rho_k = 650 \text{ кг/м}^3$ ;  $p_1 = 3,107 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $p_s = 0,107 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $x_{\text{max}} = 0,006 \text{ м}$ , то коэффициент расхода по перемещению клапана  $A_o = 0,045 \text{ м}^2/\text{с}$ . По приведенным данным найдем значение перемещения сливного клапана в установившемся режиме.

$$x_u = Q_s / A_o ; \quad x_u = 1,71 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (3)$$

Передаточная функция сливного клапана запишется в виде

$$\Delta Q_s = W_1(s) \cdot \Delta x; \quad W_1(s) = A_o, \quad (4)$$

где  $s$  – оператор Лапласа.

**Уравнение поплавковой камеры.** Уравнение изменения уровня в поплавковой камере запишется как

$$F_{pk} \cdot \frac{d}{dt} y = Q_p - Q_s. \quad (5)$$

Примем площадь поперечного сечения поплавковой камеры  $F_{pk} = 7,854 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ , что соответствует

живости при повышении давления он снабжен дренажной трубкой 15, которая позволяет постоянно поддерживать в нем давление равное давлению окружающей среды. При снижении давления в нижней полости устройства парогазовая смесь и, возможно конденсат, оказавшийся внутри поплавка, выбрасываются из него наружу.

**Функциональная схема сливного устройства с сервоприводом для автоматического отвода конденсата.** Функциональная схема сливного устройства приведена на рис. 2 [6].

**Уравнение объемного расхода сливного клапана**

$$Q_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot 2 \cdot (p_1 - p_s)}{\rho_k}} \cdot \frac{x}{x_{\text{max}}}, \quad (1)$$

где  $Q_s$  – объемный расход конденсата через сливное отверстие;  $d_s$  – диаметр сливного отверстия;  $\mu$  – коэффициент истечения;  $p_1$  – давление в поплавковой камере;  $p_s$  – давление на сливе;  $\rho_k$  – плотность конденсата;  $x$  – перемещение сливного клапана;  $x_{\text{max}}$  – максимальное перемещение сливного клапана.

ее внутреннему диаметру 0,1 м. Тогда коэффициент усиления поплавковой камеры по расходу запишем в виде  $K_g = 1 / F_{pk} = 127,3 \text{ 1/м}^2$ .

Линеаризованное и преобразованное по Лапласу уравнение изменения уровня в поплавковой камере запишется в виде

$$\Delta y(s) = W_{pk}(s) \cdot \Delta Q_p(s) - W_{pk}(s) \cdot \Delta Q_s(s); \quad (6)$$

$$W_{pk}(s) = \frac{K_g}{s}.$$

**Уравнение движения поршня со штоком.** Дифференциальное уравнение перемещения поршня запишется в виде

$$m \frac{d^2}{dt^2} x = F_p (p_1 - p_2) - b \frac{d}{dt} x - C_p (x + x_0),$$

где  $m$  – масса поршня с клапаном и штоком;  $x$  – перемещения поршня с клапаном и штоком;  $F_p$  – площадь поршня;  $p_1$  – давление в поплавковой камере;  $p_2$  – давление в камере над поршнем;  $b$  – коэффициент демпфирования;  $C_p$  – жесткость пружины;  $x_0$  – величина предварительного поджатия пружины.

Уравнение поршня в установившемся режиме запишется в виде

$$0 = F_p(p_1 - p_2) - C_p(x_u + x_0). \quad (7)$$

Примем следующие геометрические значения параметров: диаметр поршня  $d_p = 0,08$  м; диаметр штока  $d_{st} = 0,008$  м; плотность стали  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>; высота поршня  $h_p = 0,01$  м; длина штока с клапаном  $l_s = 0,01$  м, тогда масса подвижных частей определится как  $m = 0,396$  кг, а площадь поршня  $F_p = 5,027 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>. Кроме того, зададим: давление в поплавковой камере  $p_1 = 3,107 \cdot 10^5$  Па; давление в камере над поршнем  $p_2 = 0,75 p_1$ ; перемещении поршня в установившемся режиме  $x_u = 1,71 \cdot 10^{-3}$  м и величину предварительного поджатия пружины  $x_0 = 0,005$  м.

Из уравнения (7) определим требуемую жесткость пружины

$$C_p = \frac{F_p(p_1 - 0,75p_1)}{x_u + x_0}. \quad (8)$$

Отсюда жесткость пружины будет равна  $C_p = 5,819 \cdot 10^4$  Н/м.

Линеаризованное дифференциальное уравнение перемещения поршня в преобразованиях по Лапласу будет иметь вид:

$$(m \cdot s^2 + b \cdot s + C_p) \cdot \Delta x(s) = F_p(\Delta p_1(s) - \Delta p_2(s)). \quad (9)$$

Приведем уравнение (9) к нормальному виду

$$(T_p^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_p \cdot s + 1) \cdot \Delta x(s) = K_2(\Delta p_1(s) - \Delta p_2(s)), \quad (10)$$

где  $\xi = 0,9$  – коэффициент демпфирования;

$$T_p = \sqrt{\frac{m}{C_p}}; \quad 2 \cdot \xi \cdot T_p = \frac{b}{C_p}; \quad K_2 = \frac{F_p}{C_p}. \quad (11)$$

В нашем случае постоянная времени поршня  $T_p = 2,609 \cdot 10^{-3}$  с, коэффициент усиления по давлению  $K_2 = 8,638 \cdot 10^{-8}$  м/Па.

Коэффициент вязкого трения демпфера  $b = 2\xi T_p C_p$ ,  $b = 273,239$  Нс/м.

Уравнение перемещения поршня в передаточных функциях примет вид

$$\Delta x(s) = W_2(s) \cdot \Delta p_1(s) - W_2(s) \cdot \Delta p_2(s), \quad (12)$$

где передаточная функция  $W_2(s)$  имеет вид:

$$W_2(s) = \frac{K_2}{T_p^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_p \cdot s + 1}. \quad (13)$$

**Определение изменения давления в полости над поршнем.** Давление в полости над поршнем определяется соотношением потоков паровоздушной смеси, поступающей через регулируемый клапан 4 (рис. 1) и отводящейся из нее через выходной дроссель 1. Если массовый расход подводимой паровоздушной смеси больше, чем массовый расход отводимой, то давление в полости над поршнем растет, стремясь к некоторому устойчивому значению. Если же массовый расход подводимой паровоздушной смеси меньше, чем массовый расход отводимой, то давление в полости над поршнем падает, стремясь к некоторому устойчивому значению. Таким образом, давлением в полости над поршнем можно

управлять, изменяя проходное сечение клапана 4. Рассмотрим зависимости, определяющие величину давления в полости над поршнем.

Продифференцируем уравнения газового состояния для полости над поршнем. Дифференциальное уравнение изменения давления  $p_2$  в полости над поршнем имеет вид:

$$V \frac{d}{dt} p_2 = (G_2 - G_0) R \cdot T, \quad (14)$$

где  $V$  – объем полости;  $G_2$  – массовый расход, поступающей в камеру паровоздушной смеси;  $G_0$  – массовый расход, истекающей из камеры паровоздушной смеси;  $R$  – газовая постоянная паровоздушной смеси;  $T$  – температура паровоздушной смеси.

В свою очередь, массовые расходы в полость над поршнем и из нее зависят от режима истечения (до критический или за критический), площадей проходных сечений клапана и дросселя, а также параметров паровоздушной среды [8]

$$G_2 = A_2 \cdot f_1 \cdot p_1 \cdot (1 - z / z_{\max}); \quad G_0 = A_1 \cdot f_2 \cdot p_2, \quad (15)$$

где  $f_2$  – площадь проходного сечения выходной дросселя;  $f_1$  – проходного сечения входного клапана;  $A_1$  – коэффициент расхода при за критическом течении;  $A_2$  – коэффициент расхода при до критическом течении;  $z$  – текущее перемещения клапана;  $z_{\max}$  – максимальное перемещения клапана, при котором проходной канал полностью закрыт.

Для определения величин проходных сечений клапана и дросселя воспользуемся статическим уравнением дифференциального уравнения (14) при полностью открытом клапане  $z = 0$

$$0 = (G_2 - G_0) R \cdot T. \quad (16)$$

Отсюда, учитывая (14), получим требуемое соотношение площадей дросселей

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{f_1 \cdot A_2}{f_2 \cdot A_1}. \quad (17)$$

Запишем уравнение (14) в нормальном виде с учетом (15), (17)

$$T_1 \frac{d}{dt} p_2 + p_2 = \frac{f_1 \cdot A_2}{f_2 \cdot A_1} p_1; \quad T_1 = \frac{V}{f_2 \cdot R \cdot T \cdot A_1}, \quad (18)$$

где  $T_1$  – постоянная времени полости над поршнем.

Если задаться постоянной времени полости, например,  $T_1 = 0,5$  с, то из уравнения постоянной времени можно вычислить площадь проходного сечения

$$f_2 = \frac{V}{T_2 \cdot R \cdot T \cdot A_1}. \quad (19)$$

Для оценки работоспособности управления давлением были приняты следующие геометрические значения параметров полости над поршнем и параметры газа: показатель адиабаты  $k = 1,4$ ; давление в поплавковой камере  $p_1 = 3,107 \cdot 10^5$  Па; давление в полости над поршнем  $p_2 = 0,9 p_1$ ; газовая постоянная  $R = 213,8$ , температура газа  $T = 300$  К; коэффициент расхода при за критическом течении  $A_1 = 2,163 \cdot 10^{-3}$  кг/с·м<sup>2</sup>·Па; коэффициент расхода при

до критическом течении  $A_2 = 1,335 \cdot 10^{-3}$  кг/с $\cdot$ м $^2$ Па; диаметр полости  $d = 8,3 \cdot 10^{-2}$  м; высота полости  $h = 2,6 \cdot 10^{-2}$  м; объем полости  $V = 1,407 \cdot 10^{-4}$  м $^3$ .

Расчеты дают следующие значения площадей проходных сечений:

- клапана  $f_1 = 2,958 \cdot 10^{-6}$  ( $d_1 = 1,941 \cdot 10^{-3}$ );
- дросселя  $f_2 = 2,028 \cdot 10^{-6}$  ( $d_2 = 1,607 \cdot 10^{-3}$ ).

Решение уравнения 14 при принятых параметрах дает зависимость изменения давления в полости над поршнем  $p_2(t)$  от времени (рис. 3).

Установление заданного давления в полости происходит за время около  $4T$ , что соответствует времени в 2 секунды.

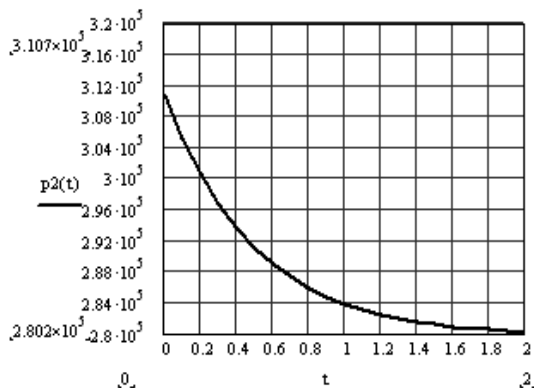


Рис. 3. Зависимость изменения давления в полости над поршнем от времени  $p_2(t)$  – давления в полости над поршнем, Па,  $t$  – время, с.

Определим параметры установившегося режима при сливе  $Q_s = 7,692 \cdot 10^{-5}$  м $^3$ /с, что обеспечивается при давлении  $p_{u2} = 0,75 p_1$ . Из уравнения (17) найдем требуемое значение площади сечения клапана, обеспечивающее установление давления  $p_{u2} = 0,75 p_1$

$$f_{u1} = \frac{f_2 \cdot A_1 \cdot p_{u2}}{A_2 \cdot p_1} \quad (20)$$

Вычисленная по формуле (20) площадь проходного сечения клапана составит  $f_{u1} = 2,465 \cdot 10^{-6}$  м $^2$ . Примем величину  $z_{max} = 0,004$  м. Тогда перемещение клапана при линейном изменении закона закрытия можно определить по зависимости

$$\frac{f_{u1}}{f_1} = 1 - \frac{zu}{z_{max}}; \quad zu = z_{max} \cdot \left(1 - \frac{f_{u1}}{f_1}\right).$$

Величина перемещения клапана составит  $zu = 6,667 \cdot 10^{-4}$  м. Уравнение (18) управления давлением с помощью клапана с учетом управляющего воздействия запишется в виде

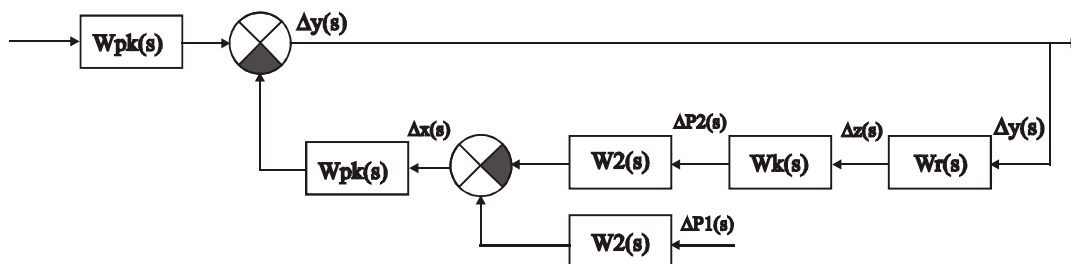


Рис. 4. Структурная схема сливного устройства с сервоприводом

$$T_1 \frac{d}{dt} p_2 + p_2 = \frac{p_1 \cdot A_2}{f_2 \cdot A_1} \cdot f_1 \cdot \left(1 - \frac{z}{z_{max}}\right). \quad (21)$$

Линеаризовав уравнение (21) относительно параметров установившегося режима и преобразовав его по Лапласу, получим

$$(T_1 s + 1) \Delta p_2(s) = \frac{-p_1 \cdot A_2}{f_2 \cdot A_1} \cdot f_1 \cdot \frac{\Delta z(s)}{z_{max}} \quad (22)$$

или  $(T_1 s + 1) \Delta p_2(s) = -K_{kk} \cdot \Delta z(s)$ ,

где коэффициент  $K_{kk} = 6,991 \cdot 10^7$  Па/м.

Дифференциальное уравнение управления давлением в полости с помощью клапана в передаточных функциях

$$\Delta p_2(s) = -\frac{K_{kk}}{T_1 s + 1} \cdot \Delta z(s) \text{ или } \Delta p_2(s) = -W_k(s) \cdot \Delta z(s). \quad (23)$$

**Рычажный механизм.** Уравнение рычажный механизм, которое связывает перемещения поплавка и дренажного клапана

$$z = K_r \cdot y. \quad (24)$$

При известных параметрах рычажного механизма: длина рычага от оси поворота до клапана  $l_1 = 0,01$  м; полная длина рычага  $l_0 = 0,05$  м – коэффициент усиления рычага по перемещению будет равен  $K_r = l_1/l_0 = 0,2$ .

Потребное перемещение поплавка в установившемся режиме составит

$$y_u = z_u / K_{rm} = 2,426 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Уравнение рычажного механизма в отклонениях после преобразования по Лапласу имеет вид:

$$\Delta z(s) = K_{rm} \cdot \Delta y(s) \quad (25)$$

или  $\Delta z(s) = W_r(s) \cdot \Delta y(s); \quad W_r(s) = K_{rm}.$

**Структурная схема сливного устройства с сервоприводом.** Структурная схема сливного устройства с сервоприводом приведена на рис. 4.

Передаточная функция разомкнутой системы  $W(s)$  имеет вид:

$$W(s) = W_2(s) \cdot W_k(s) \cdot W_{pk}(s) \cdot W_r(s). \quad (26)$$

Подставим значения передаточных функций в передаточную функцию разомкнутой системы

$$W(s) = \frac{K_2}{T_p^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_p \cdot s + 1} \cdot \frac{K_{kk}}{T_1 s + 1} \cdot \frac{K_r}{s} \cdot K_{rm}. \quad (27)$$

Передаточная функция разомкнутой системы астатическая, следовательно, в системе статическая ошибка отсутствует.

Оценка устойчивости системы отвода конденсата с сервоприводом. Преобразуем уравнение (27) к нормальному виду:

$$W(s) = \frac{b_0}{a_0 \cdot s^4 + a_1 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_3 \cdot s}, \quad (28)$$

где  $b_0 = K_2 \cdot K_{kk} \cdot K_r \cdot K_{rm}$ ,  $b_0 = 153,773$ ;  $a_0 = T_p^2 \cdot T_1$ ,  
 $a_0 = 3,403 \cdot 10^{-6}$ ;  $a_1 = T_p \cdot T_1 \cdot 2 \cdot \xi + T_p^2$ ,  $a_1 = 2,355 \cdot 10^{-3}$ ;  
 $a_2 = T_p \cdot 2 \cdot \xi + T_1$ ,  $a_2 = 0,505$ ;  $a_3 = 1$ .

Заменяя  $s$  на  $i\omega$  ( $i$  – мнимая единица), выделим вещественную  $U(\omega)$  и мнимую  $V(\omega)$  части передаточной функции (28):

$$U(\omega) = \frac{-b_0(a_0 \cdot \omega^4 + a_2 \cdot \omega^2)}{(a_0 \cdot s^4 + a_2 \cdot \omega^2)^2 + (a_3 \cdot \omega - a_1 \cdot \omega^3)^2}; \quad (29)$$

$$V(\omega) = \frac{-b_0(a_3 \cdot \omega - a_1 \cdot \omega^3)}{(a_0 \cdot s^4 + a_2 \cdot \omega^2)^2 + (a_3 \cdot \omega - a_1 \cdot \omega^3)^2}.$$

Устойчивость системы установим, применяя критерий Найквиста. Если система устойчивой, то годограф Найквиста передаточной функции разомкнутой системы не должен охватывать точки  $(-1, i = 0)$ . Годограф Найквиста передаточной функции разомкнутой системы показан на рис. 5.

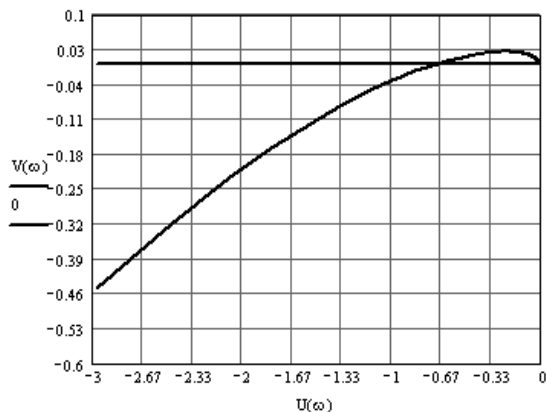


Рис. 5. Годограф Найквиста для устройства отвода конденсата с сервоприводом

Из рис. 5 следует, что годограф Найквиста пересекает вещественную ось в точке  $(-0,67, i = 0)$  т.е. не охватывает точки с координатами  $(-1, i = 0)$ .

Система устойчива и имеет запас устойчивости по амплитуде равный 0,37.

## Выводы

1. Устройство отвода конденсата с сервоприводом может быть реализовано.
2. Сервопривод не требует дополнительных источников энергии. В качестве источника энергии используется энергия сжатой паровоздушной смеси.
3. Статическая ошибка в устройстве равна нулю. Расход конденсата при сливе в установившемся режиме всегда равен расходу притока.
4. Поплавок в устройстве разгружен и способен работать при низких плотностях конденсата.
5. Устройство отвода конденсата для каждой ступени компрессора должно иметь свои площади проходных сечений клапанов и дросселей.

## Список литературы

1. Розпорядження Президента України. Київ. 12 червня 2002 р. № 188/202-рп.
2. Общегосударственная программа защиты атмосферного воздуха от выбросов углеводородов и диоксида серы «Чистый воздух» на 2003 – 2010 годы.
3. Пластилин П.И. Теория и расчет поршневых компрессоров / П.И. Пластилин. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1985. – 250 с.
4. Греков В.Ф. Утилизация паров бензина установками компрессорного типа / В.Ф. Греков, Пьянков А.А. // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно-производственный и информационный журнал. – Сентябрь 2007 г. – № 3 (9). – С. 51-55.
5. Греков В.Ф. Подход к выбору компрессорно-холодильного агрегата для конденсации паров бензина / В.Ф. Греков, Пьянков А.А. // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно-производственный и информационный журнал. – 2008. – № 1 (11). – С. 31-37.
6. Первозванский А.А. Курс теории автоматического управления / А.А. Первозванский. – М.: Наука, 1986. – 616 с.
7. Баишта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Баишта. – М.: Государственное НТИ научно-технической литературы, 1963. – 696 с.
8. Холзунов А.Г. Основы расчета пневматических приводов / А.Г. Холзунов. – М.-Л.: Машиностроение, 1964. – 266 с.

Поступила в редколлегию 6.05.2010

Рецензент: канд. техн. наук, проф. В.А. Прокопов, Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков.

## АВТОМАТИЧНИЙ ПРИСТРІЙ З СЕРВОПРИВОДОМ ДЛЯ ВІДВЕДЕННЯ КОНДЕНСАТУ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК

В.П. Греков, А.А. П'янков, Ю.А. Ткаченко, М.Г. Шокін

Приведений підхід до розробки пристроїв з сервоприводом, що дозволяють автоматично зливати конденсат після холодильників ступенів установок компресорного типу для зріджування пари бензину.

**Ключові слова:** пристрій з сервоприводом, конденсат, компресорні установки.

## AUTOMATIC DEVICE WITH SERVODRIVE FOR TAKING OF CONDENSATE OF OPTIONS OF COMPRESSORS

V.P. Grekov, A.A. P'yankov, Yu.A. Tkachenko, M.G. Shokin

Approach is resulted to development of devices with servodrive, allowing automatically to unite condensate after the refrigerators of the stages of options of compressor type for liquefaction of steams of petrol.

**Keywords:** device with servodrive, condensate, options of compressors.