

УДК 628.1

**Расчет основных параметров вакуумного регулятора дозатора
газообразного хлора**

А.О. Петросян¹, А.И. Афоникова²

^{1,2}Студент, МГТУ им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), г. Калуга, Россия

*Научный руководитель: Петросян О.П., к. ф.-м.н., доцент кафедры «Физика»
МГТУ им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), г. Калуга, Россия*

КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана

petrosyan-kravt@mail.ru

Среди промышленно освоенных и применяемых в современных технологиях водоподготовки способов обеззараживания воды доминирующее положение занимает хлорирование. Основная техническая проблема при применении хлора – обеспечение безопасности, так как он относится к высокотоксичным и коррозионно-активным веществам.

Вышеизложенное позволяет сформулировать концептуальные позиции, заложенные в конструкцию аппаратов хлорирования воды (хлораторов) (рис. 1) изложены в работах Кожевникова А.Б и Петросяна О.П. в частности [1]:

- простота технического решения введения хлора в воду – достигается эжекционным методом;
- повышение уровня безопасности и надежности хлораторов – достигается путем использования узлов защиты хлораторов в аварийных ситуациях вакуумного регулятора (рис.1 поз.3), гидроклапана эжектора (рис. 1 поз. 2)

Регулятор вакуумный с предохранительным клапаном (рис.1 поз.3) является дросселирующим устройством с переменной площадью проходного сечения и предназначен для понижения, регулирования и поддержания заданного давления газа.

Одновременно он предназначен для исключения возможности превышения давления газа после себя сверх определенной величины.

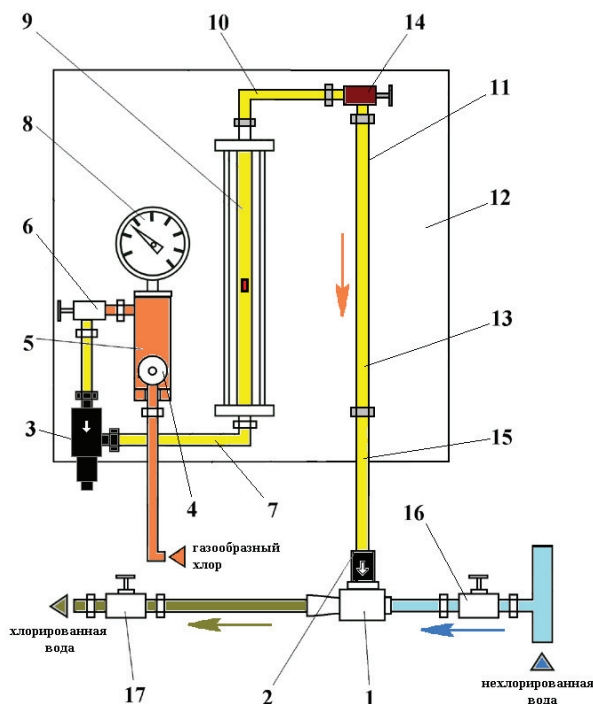


Рис.1. Схема работы хлоратора АХВ-1000/Р-КЛ

В хлораторе АХВ – 1000 вакуумный регулятор РВР-10 помимо своей основной функции дросселирования хлорного газа выполняет функцию предохранительного клапана, ограничивая давление после себя. При давлении хлорного газа $0,9 \text{ кгс/см}^2$ в отводящей линии РВР клапан должен закрыться.

Рассмотрим устройство и работу вакуумного регулятора РВР-10 (рис.2) хлоратора типа АХВ-1000/Р. Регулятор вакуумный состоит из корпуса 3, с запрессованным в него седлом 12. Сверху корпус 3 закрыт крышкой 2. Каналы в крышке 2, по которым проводится газообразный хлор, конструктивно выполнены таким образом, чтобы аэродинамические силы не создавали боковых отклоняющихся сил на корпусную головку клапана. Снизу корпус 3 закрыт крышкой 5 с ввернутой в нее втулкой 8. Разъемы между корпусом 3 и крышками 2, 5 уплотнены прокладками. Внутри РВР-10 размещен клапан 7 с дросселирующей конусной головкой в верхней части. Средняя часть клапана 7 герметично соединена с помощью гайки специальной 9 с мембраной 1, которая по наружному контуру зажата между корпусом 3 и крышкой 5. Мембрана отделяет внутреннюю рабочую полость РВР-10 после затвора клапана от полости

внутри крышки 5, которая через отверстия в последней соединена с атмосферой. Хвостовик клапана 7 перемещается в направляющем отверстии втулки 8, заполненной маслом низкой вязкости, что обеспечивает минимальные силы трения в трущейся паре. Клапан 7 перемещается в пределах хода от упора в торец крышки 2 – при этом клапан полностью открыт, до посадки клапана в седло 12 – клапан закрыт. Жесткий центр сверху нагружен усилием пружины 4, а снизу – усилием пружины 6. Пружина 6 опирается на тарелку 13, свободно сидящую на втулке 8.

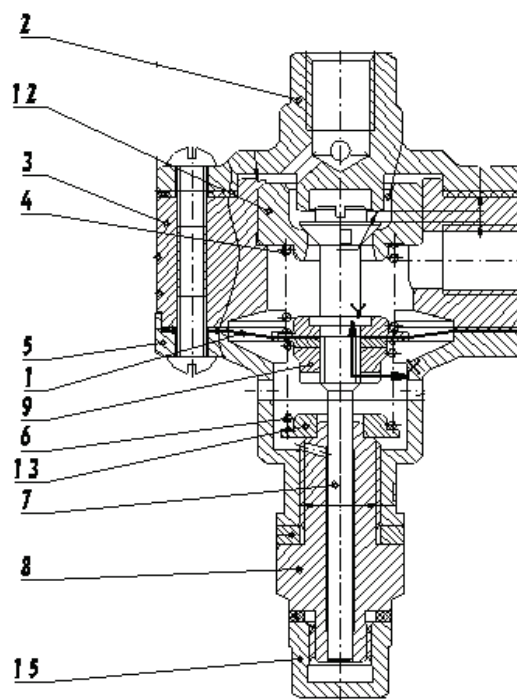


Рис. 2. Устройство вакуумного регулятора RBP-10

Работает РВ следующим образом:

- при отсутствии разряжения корпусная головка клапана 7 сидит на седле 12 под воздействием усилия пружины 4. На рис.3 представлены схемы работы вакуумного регулятора и обратного клапана эжектора в отсутствии эжекции;
- после запуска системы дозирования хлора происходит набор вакуума, который распространяется от эжектора до RBP-10, что приводит к изменению перепада давления на мембране в сборе 1, в результате чего клапан 7, жестко связанный с эластичной мембраной, открывается от седла и поднимается вверх, открывая проход газообразному хлору.

На рис. 4 представлены схемы работы вакуумного регулятора и обратного клапана эжектора во время работы эжектора и создания им вакуума. При давлении 0,9 кГс/см² РВ автоматически закрывается.

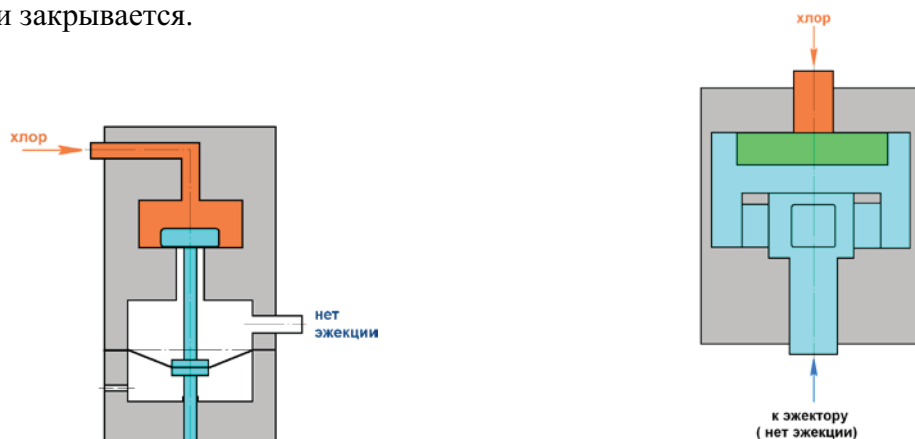


Рис.3. Схема работы вакуумного регулятора в отсутствии эжекции (гидроклапан закрыт)

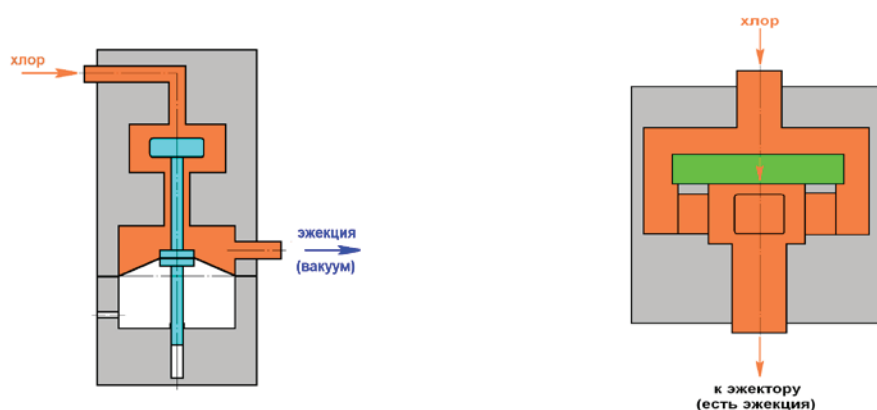


Рис.4. Схема работы вакуумного регулятора во время работы эжектора (гидроклапан открыт)

Для расчета узлов вакуумного регулятора РВР-10 хлоратора АХВ-1000/Р-12 рассмотрим его схему (рис.5). Эффективную площадь мембраны, как правило, рассчитывают при малых, близких к нулевому, прогибах по приближенным формулам с последующей экспериментальной проверкой [2,3,4].

Расчет полезного усилия и эффективной площади самого мембранного полотна производится в предположении, что мембранное полотно обладает совершенной эластичностью, а прогиб мембраны равен нулю. Фактический прогиб мембраны, заложенный в конструкции, равен $\pm 1\text{ мм}$.

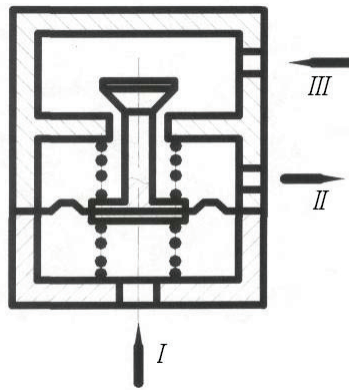


Рис. 5. Расчетная схема вакуумного регулятора PBP-10

Выделим на рабочей поверхности мембраны элементарную кольцевую площадку $dS = 2\pi p dp$, удаленную от центра мембраны на расстояние p . Усилие от действия перепада давления $P_I - P_{II}$ на эту площадку $dF = dS(P_I - P_{II}) = 2\pi p dp(P_I - P_{II})$ будет передаваться на подвижный жесткий центр и неподвижный наружный корпус в отношении, обратно пропорциональном расстояниям m и n от мест заземления до элементарной площадки.

Элементарное усилие dF_I , передаваемое на жесткий центр A ,

$$dF_I = dF \frac{n}{m+n} = 2\pi p dp(P_I - P_{II}) \frac{R-p}{R-r},$$

Где R – радиус окружности заземления мембраны, r – радиус жесткого центра.

В соответствии с этим усилие dF_I , передаваемое на жесткий центр от рабочего участка мембранного полотна (без учета площади жесткого центра),

$$F_I = \int_r^R \frac{R-p}{R-r} 2\pi p dp(P_I - P_{II}). \text{ После интегрирования } F_I = \frac{2\pi(P_I - P_{II})}{R-r} \left[\left(\frac{R^3}{2} - \frac{Rr^2}{2} \right) - \left(\frac{R^3}{3} - \frac{r^3}{3} \right) \right].$$

$$\text{Заменив } R = \frac{D}{2}, r = \frac{d}{2} \text{ и преобразовав, получим } F_I = \frac{\pi(P_I - P_{II})}{3} \left[\frac{D^2}{4} + \frac{Dd}{4} - \frac{d^2}{2} \right].$$

Перепад давления будет также действовать на жесткий центр, развивая силу

$$F_2 = \frac{\pi d^2}{4} (P_I - P_{II}). \text{ Полное усилие } F, \text{ развиваемое мембраной}$$

$$F = F_I + F_2 = \frac{\pi(P_I - P_{II})}{3} \left[\frac{D^2}{4} + \frac{Dd}{4} - \frac{d^2}{2} \right] + \frac{\pi d^2}{4} (P_I - P_{II}) = \frac{\pi(P_I - P_{II})}{12} (D^2 + Dd - d^2) \quad (1)$$

Понижение давления с входного P_{III} до выходного P_{II} и поддержание последнего на постоянном уровне обусловлено динамическим равновесием сил, действующих на мембрану, из которых разница усилий пружин 4 и 6 действует в сторону уменьшения открытия проходной щели, соединяющей линии III и II, а усилие от перепада давления на мембрану – в сторону увеличения проходной щели. Вследствие небольшого хода клапана аэродинамической силой можно пренебречь.

При давлении хлорного газа в линии II 0,9 кгс/см² РВР-10 должен закрыться.

Уравнение равновесия сил на момент закрытия клапана:

$$S_M P_{II} + Z_{II} h_{0II} + P = S_M P_I + Z_I (h_{0I} - h) \quad (2)$$

где S_M – расчетная площадь, на которую действует суммарное усилие, воспринимаемое штоком мембраны с жестким центром, см²; Z_{II} – жесткость верхней пружины, кгс/см; h_{0II} – предварительное поджатие верхней пружины, см; P – усилие на мембрану сверху от веса подвижных частей, кгс; P_I – атмосферное давление, кгс/см²; Z_I – жесткость нижней пружины, кгс/см; h_{0I} – предварительное поджатие нижней пружины, см; $h_{раб}$ – рабочий ход клапана, см.

$$S_M = K \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd - d^2) = 1 \cdot \frac{\pi}{12} (4,4^2 + 4,4 \cdot 2,65 + 2,65^2) = 9,95 \text{ см}^2$$

Простой геометрический расчет показывает, что при подъеме клапана на 2мм открывается проходное сечение, соответствующее диаметру подводящего трубопровода, поэтому $h_{раб}=2\text{мм}$.

Конструктивно выбираем пружину 4 (верхнюю) таким образом, чтобы обеспечить необходимое усилие и одновременно обеспечить минимальный вылет консоли клапана относительно опоры скольжения.

		$c = \frac{D_0}{d} = \frac{21}{2,01} = 10,45$
$D_0 = 21$	Индекс пружины	$K_1 = 1,1382$
$D_0 = 2,01$		$K_2 = 1,0432$

$$Z_{II} = \frac{G d^4 G_c}{8 D_0^3 n K_2} = \frac{7 \cdot 10^3 \cdot 2,01^4}{8 \cdot 21^3 \cdot 3 \cdot 1,0432} = 0,4928 \frac{\text{мм}}{\text{мм}},$$

где G – модуль сдвига при кручении для стали 12Х18Н10Т, $G = 7000$ кгс/мм²;

d – диаметр проволоки пружины, мм; D_0 – средний диаметр пружины, мм; n – число рабочих витков, принимаем $n=3$; H_0 – свободная длина пружины, мм

$$K_1 = 1,1382 H_0 (n + 1,5) d + 2n + h_{\text{раб}} + h_{0II} = (3 + 1,5) 2,01 + 2 \cdot 3 + 2 + 4 = 21,045.$$

Определим шаг пружины t , мм

$$t = \frac{H_0 - 1,5d}{n} = \frac{21,045 - 1,5 \cdot 2,01}{3} = 6,01, \text{ тогда } H_0 = nt + 1,5d = 21,015. \text{ Округляем: } H_0 = 21.$$

$P_{3\text{max}}$ – усилие, возникающее в пружине при сжатии ее до соприкосновения витков,

$$P_{3\text{max}} = 12 Z_{II} = 12 \cdot 0,4928 = 5,9,$$

τ_{max} – действительное напряжение в материале пружины приведенное, кгс/мм^2 ,

$$\tau_{\text{max}} = \frac{2,55 D_0 K_I}{d^3 \text{мм}} P_{3\text{max}} = \frac{2,55 \cdot 21 \cdot 1,1382}{2,01^3} 5,91 = 44,3 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}.$$

Пружина третьей группы, первого класса.

Допускаемые напряжения пружины 3 группы из стали 12Х18Н10Т с диаметром

проволоки 2 мм. $|\sigma| = 0,35 \sigma_s = 0,35 \cdot 180 = 63 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$, где σ_s – предел прочности,

кгс/мм^2 . Итак, расчетные параметры верхней пружины:

$$D_0 = 21; d = 2,01; h_{\text{раб}} = 4; h_{0II} = 4 \quad Z_{II} = 0,4928 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}; H_0 = 21; t = 6.$$

Из уравнения (2) определяем жесткость пружины б (нижней):

$$Z_I = \frac{S_M (P_{II} - P_I) + Z_{II} h_{0II} + P}{h_{0\text{раб}} + h} = \frac{9,95(0,9 - 1) + 4,928 \cdot 0,4 + 0,056}{0,4 + 0,2} = 1,72 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}.$$

Здесь $P_{\text{раб}} = 0,056$ – усилие от веса подвижных частей складывается из массы клапана,

верхней пружины, тарелки, шайбы специальной и мембраны; h_{0I} – принимаем равным 0,4

см. D_0 и d пружины выбираем конструктивно:

$D_0 = 0,25$	$c = \frac{D_0}{d} = \frac{20,5}{1,61} = 12,73$
$d = 1,61$	$K_1 = 1,1122$
	$K_2 = 1,0361$

$$Z_1 = \frac{G d^4}{8 D_0^3 n K_2}; \text{ тогда } n = \frac{G d^4}{8 D_0^3 Z_1 K_2} = \frac{7 \cdot 10^3 \cdot 1,64^4}{8 \cdot 20,5^3 \cdot 1,0361 \cdot 0,172} = 3,829, \text{ т.е. } n \approx 4, Z_1 = 0,16 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}.$$

$H_0 = (n + 1,5)d + 2n + h_{\text{раб}} + h_{0I} = 22,855$. Шаг пружины $t = \frac{H_0 - 1,5d}{4} = 5,11$. Округляем: $t = 5$.

Уточняем: $H_0 = nt + 1,5d = 22,415$. Округляем: $H_0 = 22,5$.

$$P_{3\text{max}} = Z_1 13,645 = 0,1647 \cdot 13,645 = 2,247$$

$$\tau_{\text{пр. max}} = \frac{2,55 D_0 K_1}{d_{\text{мм}}^3}; P_{3\text{max}} = \frac{2,55 \cdot 20,5 \cdot 1,1122}{1,63^3} 2,247 = 31,3 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

И так, параметры нижней пружины составляют: $D_0 = 20,5; d = 1,61; h_{\text{раб}} = 2; h_{0I} = 4;$

$Z_I = 0,1647 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}; H_0 = 22,5; t = 5$. Уставка равна 16,5 (поджата на рабочий ход + предварительное поджатие).

Рассчитаем потери давления на клапане при максимальном расходе хлорного газа. Расход газа для турбулентных пневмосопротивлений определяется следующим выражением: $G = \alpha \varepsilon F \sqrt{2 \rho_1 (p_{III} - p_{II})}$,

где $\rho_1 = 3,22 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - плотность хлор газа (при 1 ата и 0°C); ε - поправочный множитель, учитывающий изменения плотности газа при протекании его через сопротивление; F - площадь поперечного сечения сопротивления, м^2 ; α - коэффициент расхода газа; $\alpha = \mu \varphi$.

При расчете турбулентных сопротивлений, у которых отношение длины к диаметру мало $\mu = 1$, тогда $\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}}$. Для хода клапана 2 мм:

$$\frac{h}{D_0} = \frac{2}{12,5} = 0,16, \beta_2 = 5, \beta_3 = 5,46, \xi = 2,7 - 5 + 5,46 = 3,16.$$

Когда истечение газа через турбулентное сопротивление происходит при небольших перепадах давления $(p_{III} - p_{II})$, величину ρ_1 - можно считать постоянной. В этом случае массовый расход газа определяется формулой: $G = a \sqrt{p_{III} - p_{II}}$, где

$$a = \alpha \varepsilon F \sqrt{\rho_1} - \text{постоянный коэффициент}, \alpha = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi}} = \sqrt{\frac{1}{1 + 3,16}} = 0,49.$$

Определим потери давления на клапане при максимальном расходе: $Q_{\text{max}} = 0,49 F \sqrt{2 \Delta p} 3,22$ где $F = 0,51^2 = 0,2601 \text{ м}^2$ - проходное сечение полностью открытого клапана, $Q_{\text{max}} = 12,8 \frac{\text{кгс}}{\text{ч}}$, тогда $\Delta p = 3143 \text{ Па} = 0,32 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$. Набор

вакуума системы дозирования хлорного газа идет от эжектора. Обратный клапан на входе в смеситель «держит» $0,18 \frac{\kappa \Gamma c}{cm^2}$. Давление после РВР-10 $0,23 \frac{\kappa \Gamma c}{cm^2}$, т.к. потери давления на ротаметре составляют $0,05 \frac{\kappa \Gamma c}{cm^2}$. Итого, перед РВР-10 давление хлорного газа будет составлять: $0,23 + 0,032 = 0,262 \frac{\kappa \Gamma c}{cm^2}$.

Определим проходное сечение клапана при минимальном расходе хлорного газа: $G_{\min} = 0,49 F_1 \sqrt{2 \Delta P}$, где $F_1 = 0,0210^{-4} m^2$, что соответствует диаметальному зазору по клапану $\approx 0,1 mm$; $G_{\min} = 0,5 \frac{\kappa g}{ч}$ - минимальный расход хлора.

РВР-10 спроектирован для рабочей среды влажного хлора с возможным присутствием хлорноватистой кислоты. Наиболее ответственными деталями РВР-10 являются клапан 7, седло 12 и резиноканевая мембрана, для изготовления, которых предлагается сплав 00X15H65M16 с твердостью 180 НВ, являющийся российским аналогом хастелоя С и сплав монель К по российскому ГОСТ 1525-53.

Список литературы

1. Кожевников А.Б., Петросян О.П., « Основные аспекты развития хлораторов АХВ-1000», Водоснабжение и санитарная техника №8, 2003.
2. Ривлин Ю.И., Коротков М.А., Чернобыльский В.Н., 1973, Металлы и их заменители, Металлургия; М.
3. Мальцев М.В., 1970, Металлография промышленных цветных металлов и сплавов, Металлургия; М.
4. Бабаков А.А., Приданцев, 1971, Коррозионностойкие стали и сплавы, Металлургия; М.