

DOI: 10.34031/article\_5ca1f636d3f584.58960670

<sup>1,\*</sup>Петько В.Г., <sup>2</sup>Никитина И.П.<sup>1</sup>Оренбургский государственный аграрный университет  
Россия, 460014, г. Оренбург, ул. Челюскинцев, 18<sup>2</sup>Оренбургский государственный университет  
Россия, 430005, г. Оренбург, пр. Победа, д. 13

\*E-mail: vgpetsko@mail.ru

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ВОДОГАЗОВОГО УЗЛА

**Аннотация.** В статье представлены новые технические решения, направленные на повышение эффективности работы водогазового узла газовых колонок, используемых для нагревания воды. На основании анализа различных конструкций водогазовых узлов газовых колонок, получивших широкое распространение для нагрева воды в бытовых условиях, было выявлено, что основным общим недостатком этих водогазовых узлов является наличие механической связи мембраны с клапаном подачи газа, осуществляемой через сальник между газовой и водяной камерами каждого узла. Такая конструктивная особенность из-за недолговечности сальника приводит к частому отказу колонок в процессе эксплуатации, сопровождающемуся материальными потерями и опасностью проникновения газа в помещение.

В работе предложена новая конструктивная схема водогазового узла, в котором механическая связь между мембраной и клапаном заменена связью, реализуемой магнитным полем двух дисковых магнитов. Магниты ориентированы друг по отношению к другу одноимёнными полюсами и расположены по обе стороны немагнитной перегородки, разделяющей водяную и газовую камеры водогазового узла. В предложенном водогазовом узле исключаются утечки воды и газа, так как он не содержит сальниковых уплотнений. А отсутствие трения при передаче усилия от мембраны к клапану подачи газа повышает точность срабатывания клапана. Также повышается стабильность порога ограничения подачи воды.

Предложена методика расчёта основных геометрических и силовых параметров водогазового узла разработанной конструкции, предполагающая использование снятой экспериментально зависимости силы отталкивания магнитов от расстояния между их полюсами.

**Ключевые слова:** трение и износ, газовая колонка, мембрана, клапан, магнит, сопло Вентури.

**Введение.** Бурное развитие малоэтажного строительства, а также гостиничного бизнеса приводят к актуализации проблем эффективного использования водонагревательных аппаратов. Различают водонагреватели с поверхностным нагревом (тепло передается воде при соприкосновении ее с поверхностью нагретых элементов) и с контактным нагревом – при использовании энергии горячего пара, солнца или газа. Водонагреватели применяют в системах горячего водоснабжения, водяного отопления, нагрева воды для котельных агрегатов, для бытовых и других нужд. Современный рынок предлагает широкий выбор водонагревателей различных видов: электрические проточные водонагреватели; электрические накопительные водонагреватели; газовые проточные водонагреватели; газовые накопительные водонагреватели; электрические проточные водонагреватели и др. [1–7].

Для нагрева воды в домах, где отсутствует центральное горячее водоснабжение, в настоящее время используются преимущественно газовые колонки. Все газовые колонки имеют одинаковую схему. Основными их элементами являются: горелка, используемая для нагревания

воды, и автоматика, которая обеспечивает безопасную работу газовой колонки. В этих аппаратах осуществляется плавное регулирование температуры воды, при этом автоматика обеспечивает ее стабильность и независимость от резких перепадов напора воды.

Важнейшие риски газового оборудования связаны с открытым пламенем. Это – пожаро- и взрывоопасность, а также вредность продуктов сгорания газа для людей их вдыхающих [8]. Во всех современных моделях существует система контроля пламени: колонка автоматически отключается при его отсутствии, что предотвращает взрыв газа.

Проведенные исследования в этой области и наблюдения авторов показали, что имеются отказы элементов аппарата проточного газового водонагревателя [9, 10].

**Объект и методы исследований.** Наиболее широко распространены в России газовые колонки, выпускаемые отечественным производителем – Армавирским заводом газовой аппаратуры [11]. Центральным элементом этих колонок является водогазовый узел. Он содержит клапан подачи газа, расположенный в газовой камере, и мембранный регулятор (ограничитель) подачи

воды, расположенный в водяной камере. Клапан подачи газа соединён с мембраной через шток и открывается путём воздействия на него со стороны последней, как только расход воды через теплообменник превысит минимально допустимую для данной колонки величину. Установленными на штоке двумя сальниковыми уплотнениями осуществляется разделение газовой и водяной полостей.

Путём длительного наблюдения за работой таких колонок было установлено, что в среднем за год их эксплуатации происходит износ сальникового уплотнения. В результате вода и газ, в постепенно увеличивающихся количествах, поступают в жилое помещение. Возникает опасность аварийной загазованности помещения. Вызов аварийной газовой службы и замена сальников обходится потребителю в сумму, сопоставимую со стоимостью самой колонки, а кроме того сопровождается неудобствами, связанными с отсутствием на неопределённое время горячей воды. Недостатком такого водогазового узла является также и то, что трение в сальниковых

уплотнениях снижает точность регулирования подачи воды.

Поэтому для исключения влияния процессов изнашивания сальникового уплотнения на работоспособность оборудования была разработана принципиально новая конструкция водогазового узла, в котором связь между клапаном подачи газа и мембраной осуществляется через магнитное поле двух магнитов [12].

На рис. 1 представлено устройство предлагаемого водогазового узла, состоящее из двух отсеков: водяного 1 и газового 2. Отсеки разделены немагнитной (из латуни или нержавеющей стали) перегородкой 3. В корпусе 4 водяного отсека установлена мембрана 5. Она делит полость корпуса на две полости: повышенного давления 6 и пониженного давления 7. Полости соединены между собой через нагнетающий 8 и всасывающий 9 выводы эжектора 10. Со стороны полости повышенного давления мембрана механически связана с клапаном 11 ограничения подачи холодной воды, а со стороны пониженного давления подпружинена предварительно напряжённой пружиной 12.

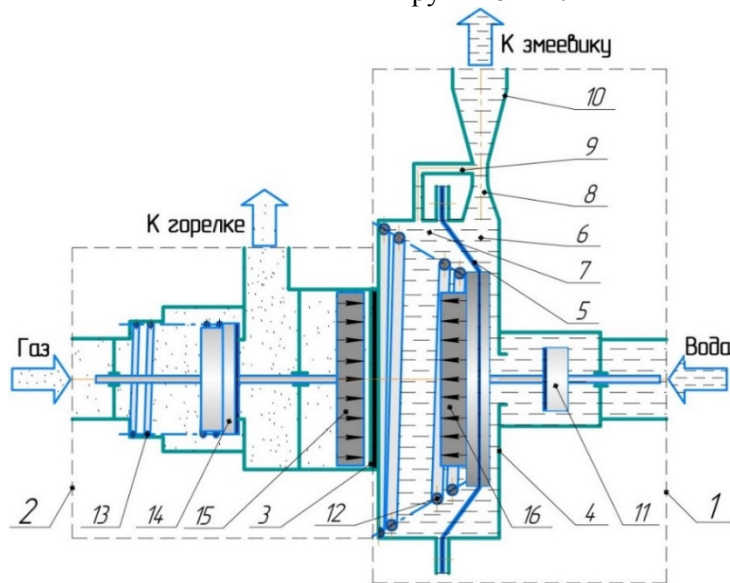


Рис. 1. Устройство водогазового узла

В газовом отсеке 2 установлен подпружиненный в сторону седла пружиной 13 клапан 14 подачи газа. Он штоком связан с магнитом 15, примыкающим к перегородке 3. Точно такой же магнит 16 установлен с противоположной стороны перегородки на мембране 5. При этом магниты ориентированы друг по отношению к другу одноимёнными полюсами.

Функционирует водогазовый узел следующим образом. Будем считать, что в исходном состоянии вентиль на выходе змеевика (на схеме не показан) закрыт. Вода через эжектор 10 не протекает, поэтому давление в полостях 6 и 7 с обеих

сторон мембраны 5 одинаковое. Мембрана под действием предварительно напряжённой пружины 12 занимает крайнее правое положение. При этом клапан 11 ограничения подачи воды полностью открыт, а клапан 14 подачи газа под действием пружины 13 закрыт.

По мере открывания вентиля, установленного на выходе змеевика, будет увеличиваться подача воды, протекающей, в том числе, и через эжектор 10. В результате давление в полости 7 будет уменьшаться с увеличением подачи и, когда подача достигнет минимально допустимой для данной колонки, мембрана 5 под действием

разности давлений с обеих её сторон преодолеет сопротивление пружины 12 и начнёт перемещаться справа налево. Расстояние между магнитами 15 и 16 будет уменьшаться, а сила отталкивания их друг от друга увеличиваться и, когда она станет больше силы, с которой пружина 13 прижимает клапан 14 к седлу, клапан сместится влево и откроет доступ газа к горелке. При такой минимальной подаче воды температура её будет максимально допустимой.

Дальнейшее открывание вентиля на выходе змеевика будет сопровождаться увеличением подачи воды и понижением её температуры. Это даёт возможность, регулируя степень открытия вентиля, устанавливать необходимую температуру нагрева воды. Однако в случае нестабильного давления воды в водопроводе установленная температура будет непредсказуемо изменяться, что создаст определённые неудобства при пользовании этой водой. В этом случае вентиль открывается полностью и подача воды увеличивается настолько, что произойдёт ещё большее уменьшение давления в полости 7. Мембрана 5 сместится ещё левее, клапан 11 начнёт ограничивать дальнейшее увеличение подачи воды, а, следовательно, и ограничивать уменьшение её температуры до приемлемого уровня. Колебания давления воды в водопроводе не будут приводить при этом к колебаниям температуры воды на выходе змеевика.

При закрытии вентиля, мембрана под действием пружин смещается влево и система переходит в исходное состояние.

**Результаты исследований.** Естественно, что нормальное функционирование водогазового узла будет происходить только при согласованных силовых характеристиках пружин и магнитов, а также при правильной установке всех основных размеров водогазового узла. Ниже приведена методика их расчёта на примере расчёта размеров и выбора основных конструктивных элементов конкретного варианта водогазового узла. При этом будем считать, что в системе водопровода отсутствуют скачки давления (что в основном соответствует действительности). Поэтому в рассматриваемом водогазовом узле в использовании системы ограничения подачи воды нет необходимости. Клапан 11 и пружину можно не использовать (рис. 1). На рис. 2 приведена расчётная схема такого водогазового узла.

Расчёт водогазового узла осуществляется в следующей последовательности:

1. В качестве исходных данных принимается внутренний диаметр седла клапана  $d_k$  и определяется его площадь  $S_K$ , в рассматриваемом примере диаметр седла клапана  $d_k$  принимается равным 15 мм:

$$S_K = \pi d_k^2 / 4, \quad (1)$$

$$S_K = 3,14 \cdot 15^2 / 4 = 176,63 \text{ мм}^2$$

Тогда силу  $F_G$  воздействия газа на клапан в закрытом состоянии можно рассчитать следующим образом:

$$F_G = P_G \cdot S_K \cdot 10^{-6}, \quad (2)$$

$$F_G = 3000 \cdot 176,63 \cdot 10^{-6} = 0,53 \text{ Н},$$

где  $P_G$  – давление газа в газовой магистрали на входе в колонку, в среднем равное 3000 Па [13].

2. На этом этапе необходимо определить силу воздействия пружины на клапан в закрытом состоянии  $F_1$ .

С тем, чтобы на суммарную силу воздействия на клапан в меньшей степени влияло колебание давления в газовой сети, она должна быть во много раз больше силы воздействия газа на клапан. Из практики эксплуатации и проектирования водогазовых узлов можно принять кратность превышения равной двадцати [14–16]:

$$F_1 = 20 \cdot F_G, \quad (3)$$

$$F_1 = 20 \cdot 0,53 = 10,6 \text{ Н}.$$

В результате суммарная сила  $F_{K1}$  воздействия на клапан пружины и газа будет иметь вид:

$$F_{K1} = F_G + F_1,$$

$$F_{K1} = 0,53 + 10,6 = 11,13 \text{ Н}.$$

3. На этом этапе следует определить максимальный ход клапана  $\Delta L_{KM}$  из условия равенства проходного сечения зазора между седлом и рабочей поверхностью клапана и площади отверстия клапана:

$$\Delta L_{KM} = S_K / (\pi d_k), \quad (4)$$

$$\Delta L_{KM} = 176,63 / (3,14 \cdot 15) = 3,75 \text{ мм}.$$

С целью обеспечения точности срабатывания автоматической системы управления по открытию газового клапана, её статическая характеристика должна быть достаточно жёсткой. Поэтому необходимо установить силу воздействия пружины  $F_2$  на клапан в полностью открытом состоянии для рассматриваемого в качестве примера водогазового узла на 5 % больше силы воздействия пружины на закрытый клапан в виде:

$$F_2 = 1,05 F_1, \quad (5)$$

$$F_2 = 1,05 \cdot 10,6 = 11,13 \text{ Н}.$$

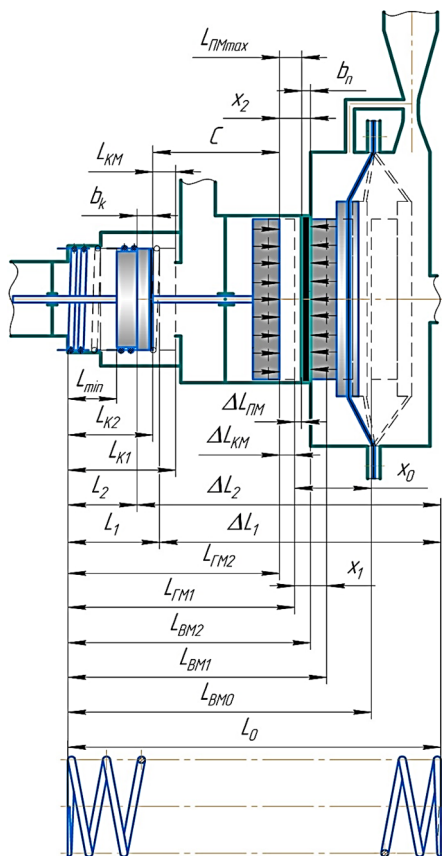


Рис. 2. Расчётная схема водогазового узла

В этом случае необходимая жёсткость пружины  $k$  может быть рассчитана в виде:

$$k = (F_2 - F_1) / \Delta L_{KM}, \quad (6)$$

$$k = (11,13 - 10,6) / 3,75 = 0,14 \text{ Н/мм.}$$

Ввиду малой требуемой жесткости пружины её внешний диаметр  $D_{\Pi}$  и диаметр  $d$  проволоки пружины устанавливаются из конструктивных соображений. Для рассматриваемого примера можно установить внешний диаметр пружины  $D_{\Pi}$  равным 15 мм, а диаметр проволоки  $d$  – 1 мм. Если учесть, что жесткость пружины может быть определена зависимостью [17]:

$$k = Gd^4 / (8D_{\Pi}^3 n), \quad (7)$$

где  $G$  – модуль сдвига, равный для стали  $78,5 \cdot 10^9$  Па [4], то число рабочих витков пружины  $n$  можно определить по формуле:

$$n = Gd^4 / (8D_{\Pi}^3 k), \quad (8)$$

$$n = 78500 \cdot 1^4 / (8 \cdot 15^3 \cdot 0,14) = 20,76 \approx 21.$$

4. Для определения длины пружины в полностью сжатом состоянии следует использовать зависимость вида:

$$L_{min} = nd, \quad (9)$$

$$L_{min} = 21 \cdot 1 = 21 \text{ мм.}$$

С целью свободного прохождения газа между витками пружины следует установить длину пружины  $L_2$  при открытом клапане на 20% больше длины в полностью сжатом состоянии:

$$L_2 = 1,2 L_{min}, \quad (10)$$

$$L_2 = 1,2 \cdot 21 = 25,2 \text{ мм.}$$

Следовательно, длина  $L_1$  пружины при закрытом клапане будет определена зависимостью:

$$L_1 = L_2 + \Delta L_{KM}, \quad (11)$$

$$L_1 = 25,2 + 3,75 = 28,95 \text{ мм.}$$

5. Приняв толщину тарелки клапана  $b_K$  равной максимальному ходу клапана  $\Delta L_{KM}$ , можно найти координату рабочей плоскости клапана  $L_{K1}$  в закрытом состоянии (координату седла клапана):

$$L_{K1} = L_1 + b_K, \quad (12)$$

$$L_{K1} = 28,95 + 3,75 = 32,7 \text{ мм.}$$

и координату рабочей плоскости клапана  $L_{K2}$  в открытом состоянии:

$$L_{K2} = L_2 + b_K, \quad (13)$$

$$L_{K2} = 25,2 + 3,75 = 28,95 \text{ мм.}$$

6. Определить степень сжатия пружины  $\Delta L_1$  при закрытом клапане можно по зависимости:

$$\Delta L_1 = F_1 / k, \quad (14)$$

$$\Delta L_1 = 10,6 / 0,14 = 75,71 \text{ мм.}$$

Тогда можно определить длину пружины  $L_0$  в ненагруженном состоянии:

$$L_0 = L_1 + \Delta L_1, \quad (15)$$

$$L_0 = 28,95 + 75,71 = 104,66 \text{ мм.}$$

7. Задавшись из конструктивных соображений расстоянием между клапаном и рабочим полюсом магнита  $C$ , расположенного в газовой камере, равным 15 мм, можно определить координату рабочего полюса магнита  $L_{ГМ2}$  при открытом клапане:

$$L_{ГМ2} = L_{K2} + C, \quad (16)$$

$$L_{ГМ2} = 28,95 + 15 = 43,95 \text{ мм.}$$

Координата рабочего полюса магнита  $L_{ГМ1}$  при закрытом клапане определяется по зависимости:

$$L_{ГМ1} = L_{ГМ2} + \Delta L_{KM}, \quad (17)$$

$$L_{ГМ1} = 43,95 + 3,75 = 47,7 \text{ мм.}$$

8. На этом этапе выполняется аппроксимация экспериментальных зависимостей расстояния  $x$  между одноимёнными полюсами дисковых

магнитов от приложенной силы  $P$ . В табл. 1 приведены соответствующие экспериментальные зависимости [18].

Таблица 1

**Экспериментальные данные силовых характеристик магнитов**

$P_e, \text{Н}$	42,14	34,3	29,9	24,5 ( $P_{e1}$ )	19,6	14,7	9,8 ( $P_{e2}$ )	4,9	2,45 ( $P_{e3}$ )
$x_e, \text{мм}$	0,05	1	1,5	2 ( $x_{e1}$ )	3	4,5	7 ( $x_{e2}$ )	11	15,5 ( $x_{e3}$ )

В качестве аппроксимирующей зависимости можно принять степенную зависимость вида:

$$x = (a/P)^c - b. \tag{18}$$

Входящие в уравнение коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  находятся следующим образом. По любым трём выделенным в таблице экспериментальным данным точкам составляется система уравнений:

$$\begin{cases} x_{e1} = (a/P_{e1})^c - b \\ x_{e2} = (a/P_{e2})^c - b \\ x_{e3} = (a/P_{e3})^c - b \end{cases} \tag{19}$$

В результате решения этих уравнений с помощью системы MathCAD, для использованных в работе экспериментальных данных, получены детерминированные значения коэффициентов:  $a = 2,366 \cdot 10^{18}$ ;  $b = 49,64$ ;  $c = 0,101$ .

Степень соответствия экспериментальных данных  $x_e(P_e)$  и аппроксимирующей зависимости  $x(P)$  проиллюстрирована на рис. 3.

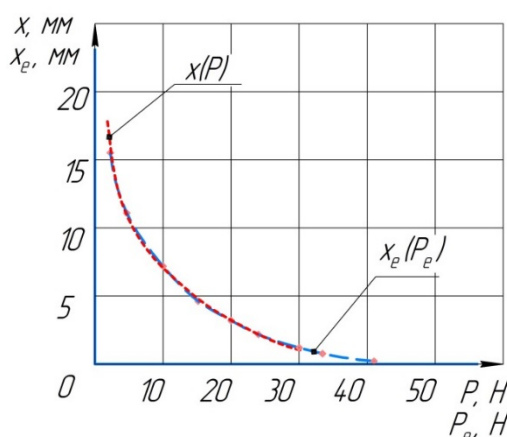


Рис. 3. Графики зависимостей  $x_e(P_e)$  и  $x(P)$

Более существенное расхождение экспериментальных и расчетных значений наблюдается только при малых (менее 2 мм) расстояниях между полюсами магнитов. Однако это не влияет на точность последующих расчётов, так как эти

расстояния не попадают в рабочий диапазон функционирования магнитов.

9. Пользуясь полученной аппроксимационной зависимостью  $x(P)$ , можно определить расстояние между полюсами магнитов в момент начала открытия клапана:

$$x_1 = (a/F_{kl})^c - b, \tag{20}$$

$$x_1 = (2,366 \cdot 10^{18} / 11,13)^{0,101} - 49,64 = 6,61 \text{ мм.}$$

При полностью открытом клапане следует использовать зависимость вида:

$$x_2 = (a/F_2^c) - b, \tag{21}$$

$$x_2 = (2,366 \cdot 10^{18} / 11,13)^{0,101} - 49,64 = 6,61 \text{ мм.}$$

Координаты рабочего полюса магнита в момент открытия клапана определяются зависимостью:

$$L_{BM1} = L_{ГМ1} + x_1, \tag{22}$$

$$L_{BM1} = 47,7 + 6,61 = 54,31 \text{ мм.}$$

При полностью открытом клапане используется зависимость:

$$L_{BM2} = L_{ГМ2} + x_2, \tag{23}$$

$$L_{BM2} = 43,95 + 6,61 = 50,56 \text{ мм.}$$

10. Сила воздействия на клапан магнита  $F_{BM0}$ , находящегося в исходном состоянии (крайнее левое положение при закрытом вентиле на выходе змеевика), должна быть существенно меньше противодействующей силы  $F_{kl}$ , удерживающей клапан в закрытом состоянии. Это необходимо, чтобы не ухудшать плотность закрытия клапана. В рассматриваемом примере расчёта принимаем её на 80% меньше:

$$F_{BM0} = F_{kl} / 5, \tag{24}$$

$$F_{BM0} = 11,13 / 5 = 2,23 \text{ Н}$$

Тогда расстояние между полюсами магнитов  $x_0$  в исходном состоянии можно определить зависимостью:

$$x_0 = (a/F_{BM0})^c - b, \tag{25}$$

$$x_0 = (2,366 \cdot 10^{18} / 2,23)^{0,101} - 49,64 = 16,53 \text{ мм.}$$

Координата полюса магнита  $L_{BM0}$ , расположенного в водяной камере, определяется зависимостью вида:

$$L_{BM0} = L_{ГМ1} + x_0, \tag{26}$$

$$L_{BM0} = 47,7 + 16,53 = 64,23 \text{ мм.}$$

11. Задавшись, из конструктивных соображений, толщиной  $b_{II}$  перегородки равной 1,5 мм, можно определить координату плоскости перегородки со стороны газа  $L_{III}$  и запас хода магнита в газовой камере  $\Delta L_{III}$ :

$$L_{III} = L_{BM2} - b_{II}, \quad (27)$$

$$L_{III} = 50,56 - 1,5 = 49,06 \text{ мм.}$$

$$\Delta L_{III} = L_{III} - L_{ГМ1}, \quad (28)$$

$$\Delta L_{III} = 49,06 - 47,7 = 1,36 \text{ мм.}$$

12. Устанавливая перепад давления  $\Delta H$  равным 0,4 метра водяного столба, который должен быть между полостями при минимальном расходе воды через колонку  $Q_{\min} = 41,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  [6], можно рассчитать сечения отверстия  $S_o$  в узкой части трубки Вентури и диаметр отверстия  $d_o$ , при коэффициенте расхода  $\mu = 0,61$ :

$$S_o = Q_{\min} / (\mu(2g \cdot \Delta H)^{0,5}), \quad (29)$$

$$S_o = 41,67 \cdot 10^{-6} / (0,61(2 \cdot 9,8 \cdot 0,4)^{0,5}) = 24,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

$$d_o = (4S_o/\pi)^{0,5}, \quad (30)$$

$$d_o = (4 \cdot 24,4 \cdot 10^{-6} / 3,14)^{0,5} = 5,57 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

13. На заключительном этапе определяются площадь мембраны  $S_M$  и её диаметр  $D_M$ :

$$S_M = F_{к1} / (9800 \cdot \Delta H), \quad (31)$$

$$S_M = 1113 / (9800 \cdot 0,4) = 2,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

$$D_M = (4S_M/\pi)^{0,5}, \quad (32)$$

$$D_M = (4 \cdot 2,84 \cdot 10^{-3} / 3,14)^{0,5} = 0,06 \text{ м.}$$

**Выводы.** Таким образом, представлена конструкция водогазового узла, в котором проблемный конструктивный элемент, отвечающий за надежность работы всего узла и реализующий в виде механической связи между мембраной и клапаном заменен связью, основанной на другом физическом принципе – магнитном поле двух дисковых магнитов. Магниты ориентированы друг по отношению к другу одноимёнными полюсами и расположены по обе стороны немагнитной перегородки, разделяющей водяную и газовую камеры водогазового узла. Это позволяет исключить утечки воды и газа, так как данный конструктивный элемент не содержит сальниковых уплотнений. А отсутствие трения при передаче усилия от мембраны к клапану подачи газа повышает точность срабатывания клапана и по-

вышается стабильность порога ограничения подачи воды. Приведенная инженерная методика расчета основных конструктивных элементов узла позволяет реализовать предложенную конструкцию на практике.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лилёв Н. Конкуренция на современном рынке термотехники в России // РИСК: Ресурсы, информация, снабжение, конкуренция. 2014. № 2. С. 109–113.
2. Поезжалов В.М., Святокум С.В., Жусупов К.С. Технология использования энергии окружающей среды для отопления и кондиционирования // Механика и технологии. 2016. № 1. С. 97–102.
3. Сухой ТЭН в водонагревателях DRAZICE («ДРАЖИЦЕ») // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2015. № 5. С. 56–57.
4. Кушнир В.Г., Поезжалов В.М. Система отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, основанная на использовании природно-климатических факторов // Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2014. Т. 10. № 3. С. 45–49.
5. Vaillant показал энергию будущего // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2014. № 11. С. 12–13.
6. Hai Quan Suna, ZhenYuan Xub, Hong Bing Wanga, Ru Zhu Wang A Solar/gas Fired Absorption System for Cooling and Heating in a Commercial Building // Energy Procedia. 2015, no. 70, pp. 518–528.
7. Xu Z., Wang R., Zhai X. Solar- or Gas-Driven Absorption System for Cooling and Heating in a Hotel: Handbook of Energy Systems in Green Building. Springer, Berlin, Heidelberg. 2018, pp. 1795–1809.
8. Czarski G. Impact assessment of selected factors on the risk of poisoning with combustion products from gas appliances // Bezpieczenstwo i Technika Pozarnicza. 2014. VOL. 33. No. 1. Pp. 67–74.
9. Goodarzi K., Goudarzi S.Y., Zendehebudi G. Investigation of the effect of using tube inserts for the intensification of heat transfer // Thermal Engineering. 2015, vol. 62, no. 1, pp. 68–75.
10. Глядко Л.А., Игнатъев С.А. Анализ отказов элементов аппарата проточного газового водонагревателя типа ВПГ // В сборнике: Автоматизация и управление в машино- и приборостроении. Саратов, 2015. С. 18–21.
11. Аппараты водонагревательные проточные газовые бытовые «NEVA-4011», «NEVA-4511». Руководство по эксплуатации 3251-00.000-01 РЭ. Армавирский завод газовой аппаратуры. [Электронный ресурс]. URL:

<https://teplotehnika.spb.ru/upload/iblock/4f2/4f29043120bfa1ae601af14762ffdb9e.pdf> (дата обращения: 07.12.2018).

12. Пат. RU 2641999 Российская Федерация, Водогазовый узел / Петько В.Г.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Оренбургский государственный аграрный университет»; опубл. 23.01.2018.

13. СНиП 2.04.08–87\* Газоснабжение. Москва, 1995.

14. Кулешов М.И., Губарев А.В. Модернизация конструкции топливосберегающего газового водонагревателя, направленная на повышение его технико-экономических и экологических показателей // Промышленная энергетика. 2016. № 6. С. 24–28.

15. Варенов А.А., Якимов Н.Д., Ерашова Ю.Н. Инженерная модель теплового режима в индивидуальном доме // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2016. № 3–4. С. 22–28.

16. Goodarzi K., Goudarzi S.Y., Zendehebudi G. Investigation of the effect of using tube inserts for the intensification of heat transfer // Thermal Engineering. 2015, vol. 62, no 1, pp. 68–75.

17. ГОСТ Р 50753–95 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из специальных сталей и сплавов. Общие технические условия. М.: Издательство стандартов, 1995.

18. Петров В.М. Магниты [Электронный ресурс]. URL: [http://www.petrovlam.ru/v\\_stat.php?id=4&tabl=magnit](http://www.petrovlam.ru/v_stat.php?id=4&tabl=magnit) (дата обращения: 07.12.2018).

Поступила в декабре 2018 г.

© Петько В.Г., Никитина И.П., 2019

Информация об авторах

**Петько Виктор Гаврилович**, доктор технических наук, профессор кафедры электротехнологии и электрооборудования. E-mail: [vgpetko@mail.ru](mailto:vgpetko@mail.ru). Оренбургский государственный аграрный университет. Россия, 460014, г. Оренбург, ул. Челюскинцев, 18.

**Никитина Инна Петровна**, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков и комплексов. E-mail: [innanikitina@list.ru](mailto:innanikitina@list.ru). Оренбургский государственный университет. Россия, 460018, г. Оренбург, просп. Победы, д. 13

<sup>1</sup>*Petko V.G.*, <sup>2</sup>*Nikitina I.P.*

<sup>1</sup>*Orenburg State Agrarian University.*

*Russia, 460014, Orenburg, st. Chelyuskincev, 18*

*Orenburg State University*

*Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13*

## IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE WATER AND GAS UNIT FUNCTIONING

**Abstract.** *The article presents new technical solutions aimed at improving the efficiency of the water-gas unit of gas water heater. Based on the analysis of various units widely used for domestic water heating, the main disadvantage of water and gas unit is revealed. It is the mechanical connection of the membrane with the gas supply valve, which is carried out through the gland between the gas and water chambers of each unit. This design feature leads to frequent failure of gas water heater due to the fragility of the gland. It is accompanied by material losses and the risk of gas leak. The paper proposes a new design scheme of the water-gas unit, in which the mechanical connection between the membrane and the valve is replaced by a connection realized with the magnetic field of two disk magnets. The magnets are oriented with respect to each other by the same poles and are located on both sides of the non-magnetic partition, separating chambers of the water and gas unit. In the proposed water-gas unit, water and gas leaks are excluded, since it does not contain gland seals. A lack of friction in the transmission of force from the membrane to the gas supply valve increases the accuracy of the valve. The stability of the water supply limitation threshold is also increased. The method for calculating the main geometric and power parameters of water-gas unit of the developed structure is proposed. It involves the use of experimentally removed dependence of the force of magnets repulsion on the distance between their poles.*

**Keywords:** *friction and wear, gas water heater, membrane, valve, magnet, Venturi nozzle.*

### REFERENCES

1. Lilyov N. Competition in the current market of thermal technology in Russia. RISK: Resources, information, supply, competition, 2014, no. 2, pp. 109–113.
2. Poeszhalov V.M., Svyatokum S.V., Zhusupov K.S. Technology uses the energy of the



environment for heating and air conditioning. Mechanics and technology, 2016, no. 1, pp. 97–102.

3. Dry heater in water heaters DRAZICE ("DRAZICE"). Plumbing, heating, air conditioning, 2015, no. 5, pp. 56–57.

4. Kushnir V.G., Poeszhalov V.M. System of heating, ventilation and air conditioning based on the use of climatic factors. Electrotechnical and information systems and systems, 2014, vol. 10, no. 3, pp. 45–49.

5. Vaillant showed the energy of the future. Plumbing, heating, air conditioning, 2014, no. 11, pp. 12–13.

6. Hai Quan Suna, ZhenYuan Xub, Hong Bing Wanga, Ru Zhu Wang A Solar/gas Fired Absorption System for Cooling and Heating in a Commercial Building. Energy Procedia, 2015, no. 70, pp. 518–528.

7. Xu Z., Wang R., Zhai X. Solar-or Gas-Driven Absorption System for Cooling and Heating in a Hotel: Handbook of Energy Systems in Green Building. Springer, Berlin, Heidelberg, 2018, pp. 1795–1809.

8. Czerski G. Impact assessment of selected factors on the risk of poisoning with combustion products from gas appliances. Bezpieczenstwo i Technika Pozarnicza, 2014, vol. 33, no. 1, pp. 67–74.

9. Goodarzi K., Goudarzi S.Y., Zendehebudi G. Investigation of the effect of using tube inserts for the intensification of heat transfer. Thermal Engineering, 2015, vol. 62, no. 1, pp. 68–75.

10. Gliadko L.A., Ignatev S.A. Analysis of failures of elements of the apparatus of a flow-type gas

water heater of the HSV type. In the collection: Automation and control in machine building and instrument making, Saratov, 2015, pp. 18–21.

11. Devices water heating flowing gas household «NEVA–4011», «NEVA–4511». Manual 3251–00.000–01 RE. Armavir gas equipment plant. Available at: <http://teplotehnika.spb.ru/upload/iblock/4f2/4f29043120bfa1ae601af14762ffdb9e.pdf> (accessed:07.12.2018).

12. Petko V.G. Pat. RU RF, Water gas knot. Patent RF, no. 2641999, 2018.

13. SNiP 2.04.08–87\* Gas supply. Moscow, 1995.

14. Kuleshov M.I., Gubarev A.V. Modernization of the design of a fuel-saving gas water heater aimed at improving its technical, economic and environmental indicators. Industrial Energy, 2016, no. 6, pp. 24–28.

15. Varenov A.A., Iakimov N.D., Erashova I.U.N. Engineering model of the thermal regime in an individual house. Proceedings of higher educational institutions. Energy issues, 2016, no. 3–4, pp. 22–28.

16. Goodarzi K., Goudarzi S.Y., Zendehebudi G. Investigation of the effect of using tube inserts for the intensification of heat transfer. Thermal Engineering, 2015, vol. 62, no. 1, pp. 68–75.

17. GOST R 50753–95 Coil springs cylindrical compression and tension of special steels and alloys. General technical conditions. Moscow: Publishing house of standards. 1995.

18. Petrov V.M. Magnets. Available at: [http://www.petrovlam.ru/v\\_stat.php?id=4&tabl=magnit](http://www.petrovlam.ru/v_stat.php?id=4&tabl=magnit) (accessed: 07.12.2018).

#### *Information about the authors*

**Petko, Viktor G.** PhD, Professor. E-mail: [vgpetko@mail.ru](mailto:vgpetko@mail.ru). Orenburg State Agrarian University. Russia, 460014, Orenburg, st. Chelyuskincev, 18.

**Nikitina, Inna P.** PhD, Assistant professor. E-mail: [innanikitina@list.ru](mailto:innanikitina@list.ru). Orenburg State University. Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13.

---

*Received in December 2018*

#### **Для цитирования:**

Петько В.Г., Никитина И.П. Повышение эффективности работы водогазового узла // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2019. №3. С. 154–161. DOI: 10.34031/article\_5ca1f636d3f584.58960670

#### **For citation:**

Petko V.G., Nikitina I.P. Improving the efficiency of the water and gas unit functioning. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov, 2019, no. 2, pp. 154–161. DOI: 10.34031/article\_5ca1f636d3f584.58960670