

УДК 532.5 – 681.5

UDC 532.5 – 681.5

**ПОВЫШЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ  
СПОСОБНОСТИ ВИХРЕВЫХ  
КЛАПАНОВ С ОДНОСТОРОННИМ  
ВЫХОДОМ**

**FLOW CAPACITY INCREASE OF  
NONRETURN VORTEX VALVES**

*Д. А. Сёмин, А. Н. Левашов, Я. Н. Левашов*

*D. A. Syomin, A. N. Levashov, Y. N. Levashov*

Луганский государственный университет им.  
В. Даля, Луганск, Украина  
[sdaa261@ukr.net](mailto:sdaa261@ukr.net)

V.Dahl Lugansk National University  
Lugansk, LPR  
[sdaa261@ukr.net](mailto:sdaa261@ukr.net)

Исследованы гидродинамические процессы в вихревом клапане с радиальным каналом питания и диффузорным выходом. Стабилизировано течение в вихревом клапане установкой цилиндрического выступа (обтекателя) в нижней стенке вихревой камеры. Оптимизирована высота обтекателя для достижения максимальной пропускной способности.

The article studies hydrodynamic processes in a vortex valve with a radial channel of supply and a diffuser outlet. The issue of current stabilization in the vortex valve is solved by installation of a plain spigot (fairing) in the lower wall of a vortex chamber. Due to optimization of height of a fairing it was managed to reach the maximum flow capacity for this design.

**Ключевые слова:** вихревой клапан, пропускная способность, обтекатель, диффузор.

**Keywords:** vortex valve, flow capacity, fairing, diffuser.

**Введение.** Ни одно промышленное предприятие не обходится без систем, использующих в качестве рабочей среды различные жидкости и газы. При этом управление потоками текучих сред осуществляется устройствами с дросселирующими или запорными механическими рабочими органами. Наличие в них подвижных контактирующих механических пар приводит со временем к их износу, снижает надежность и долговечность не только самих устройств, но и, в конечном счете, сказывается на показателях эффективности работы систем в целом.

В неблагоприятных условиях эксплуатации, таких как резкие перепады температур, вибрация, ударные знакопеременные нагрузки, повышенная влажность, химическая агрессивность рабочей среды, наличие в ней твердых или абразивных частиц, повышенная влажность и запыленность внешней среды и др., снижаются показатели надежности в десятки и сотни раз. Важно отметить, что к перечисленным факторам нечувствительны устройства струйной техники благодаря отсутствию в ее элементах подвижных механических частей.

Одним из элементов струйной техники, обладающим широкими функциональными возможностями является вихревой клапан. Агрегатные состояния сред, текущих через вихревой клапан, могут быть любыми — жидкими, газообразными, содержать твердые примеси [1]. Вместе с тем, для поддержания вихревого клапана в закрытом состоянии требуются затраты мощности в виде расхода и давления управляющей среды. Уменьшить затраты расхода на запираение вихревого клапана можно повысив его пропускную способность в открытом состоянии. Это позволит получить тот же расход при меньших размерах и, таким образом, снизить затраты на его запираение.

Повышение пропускной способности вихревого клапана с радиальным каналом питания тесно связано с вопросом стабилизации течения. В предшествующих исследованиях авторами было установлено, что течение через открытый клапан, кроме ожидаемого — стационарного, может быть закрученным или пульсирующим [2]. Решить задачу стабилизации течения удалось за счет установки цилиндрического выступа (обтекатель, стабилизатор) на нижней стенке вихревой камеры. Оптимизации размеров этого устройства и его влиянии на характеристики вихревого клапана посвящена данная работа.

**Основная часть.** Ранее была разработана и изготовлена модель вихревого клапана с диффузором на выходе и возможностью регулирования высоты обтекателя [3]. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1.

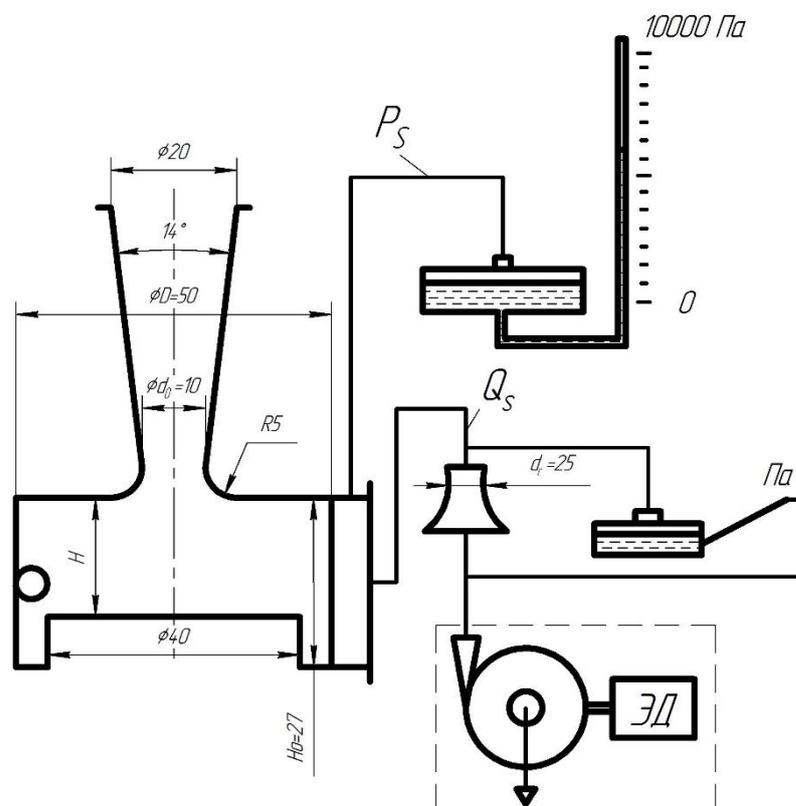


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для испытания вихревых клапанов

Эксперименты проводились при постоянном давлении питания  $P_s — const = 3922$  Па (400 мм. вод. ст.), что обеспечивало автомодельный режим при числах Рейнольдса порядка  $Re = 10^5$ . При изменяемой высоте обтекателя  $h = H_0 - H$  определялся коэффициент расхода, приведенный к «горлу» вихревого клапана  $\mu_0$ , поэтому его значения больше единицы.

По полученным данным был построен график зависимости коэффициента расхода  $\mu_0$  от высоты обтекателя  $h$  (рис. 2). Для общности результатов высота  $h$  отнесена к диаметру горла вихревого клапана  $d_0$ .

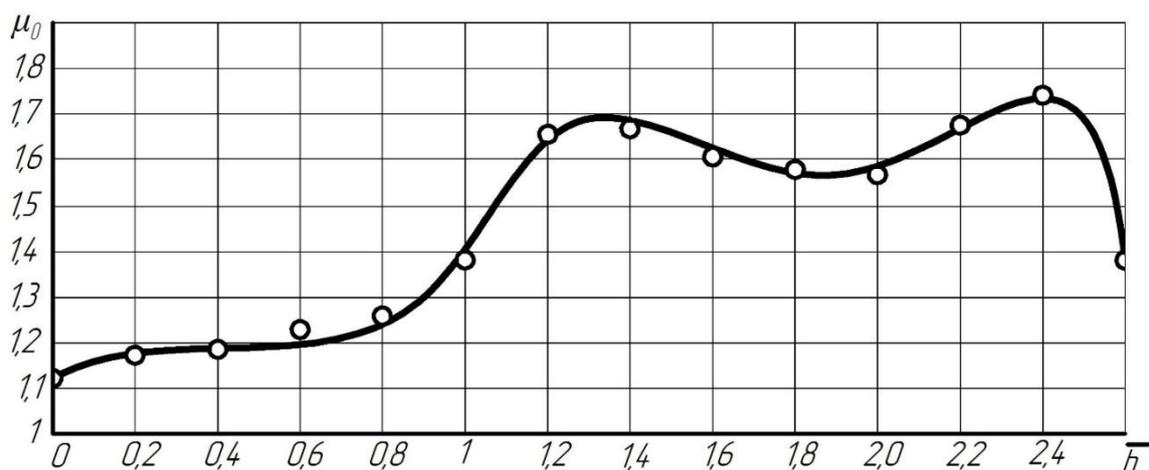


Рис. 2. Зависимость приведенного коэффициента расхода  $\mu_0$  от высоты обтекателя

Из графика видно, что максимальный коэффициент расхода, приведенный горлу вихревого клапана  $\mu_0=1,75$ , достигается при высоте обтекателя  $\bar{h} = 2,4$ .

В ходе проведения экспериментов было установлено, что при высоте обтекателя  $0 \leq \bar{h} \leq 0,8$ , наблюдается неустойчивое течение в вихревой камере (поток, выходящий из вихревого клапана, пульсирует с различной частотой), интенсивность которого снижается по мере увеличения высоты обтекателя. В диапазоне  $0,8 \leq \bar{h} \leq 1,2$ , наряду с повышением стабильности течения, улучшается работа диффузора. Это приводит к повышению значения коэффициента расхода до максимально возможного для данной проточной части. Снижение значения  $\mu_0$ , для значений превышающих  $\bar{h} = 2,4$ , обусловлено дросселированием площади выходного отверстия.

Для установления гидродинамической картины течения было проведено математическое моделирование течения жидкости в вихревом клапане с радиальным каналом питания и диффузором на выходе [4]. Геометрическая модель для математического моделирования представлена на рис. 3.

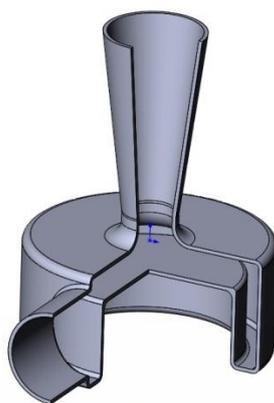


Рис. 3. Геометрическая модель вихревого клапана с радиальным каналом питания и стабилизатором

Математическое моделирование течения производилось на основе уравнений Рейнольдса для несжимаемой жидкости и SST модели турбулентности [5]. Программная реализация модели осуществлена в свободном пакете вычислительной гидродинамики с открытым выходным кодом OpenFOAM.

Математическая модель турбулентного течения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} &= P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} &= \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; \\ P &= \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}; \\ \tau_{ij} &= \mu_t \left( 2S_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}; \\ S_{ij} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \\ \mu_t &= \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}; \\ \Phi &= F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2; \\ F_1 &= \tanh(\arg_1^4); \\ \arg_1 &= \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500 \nu}{d^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} D^2} \right]; \\ CD_{k\omega} &= \max \left( 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right); \\ F_2 &= \tanh(\arg_2^2); \\ \arg_2 &= \max \left( 2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500 \nu}{d^2 \omega} \right); \\ \nu_t &= \frac{\mu_t}{\rho}, \quad \Omega = \sqrt{2 W_{ij} W_{ij}}; \\ W_{ij} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \\ &\min(P, 20 \beta^* \rho \omega k); \\ \frac{U_\infty}{L} &< \omega_{farfield} < 10 \frac{U_\infty}{L}; \\ \frac{10^{-5} U_\infty^2}{L} &< k_{farfield} < \frac{0,1 U_\infty^2}{Re_L}; \\ \omega_{wall} &= 10 \frac{6 \nu}{\beta_1 (\Delta d_1)^2}; \\ k_{wall} &= 0; \\ \gamma_1 &= \frac{\beta_1}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 1} k^2}{\sqrt{\beta^*}}; \quad \gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 2} k^2}{\sqrt{\beta^*}}; \\ \sigma_{k1} &= 0,85; \quad \sigma_{\omega 1} = 0,5; \quad \beta_1 = 0,075; \\ \sigma_{k2} &= 1,0; \quad \sigma_{\omega 2} = 0,856; \quad \beta_2 = 0,0828; \\ \beta^* &= 0,09; \quad k = 0,41; \quad a_1 = 0,31. \end{aligned}$$

Начальные условия:

$$P_{in} = 105249 \text{ Па}, P_e = 101325 \text{ Па}, t = 0, u = 0,$$

Шероховатость поверхности стенок клапана  $\Delta=5$  мкм.

Граничные условия:

$$Q_e = Q_{in}, u_{wall} = 0$$

По результатам математического моделирования был рассчитан коэффициент расхода, приведенный к горлу вихревого клапана  $\mu_0=1,72$ , что с 95% точностью совпадает с результатами физического моделирования. На рис. 4 приведены характерные линии тока жидкости в вихревом клапане с радиальным каналом питания и осевым диффузором на выходе.

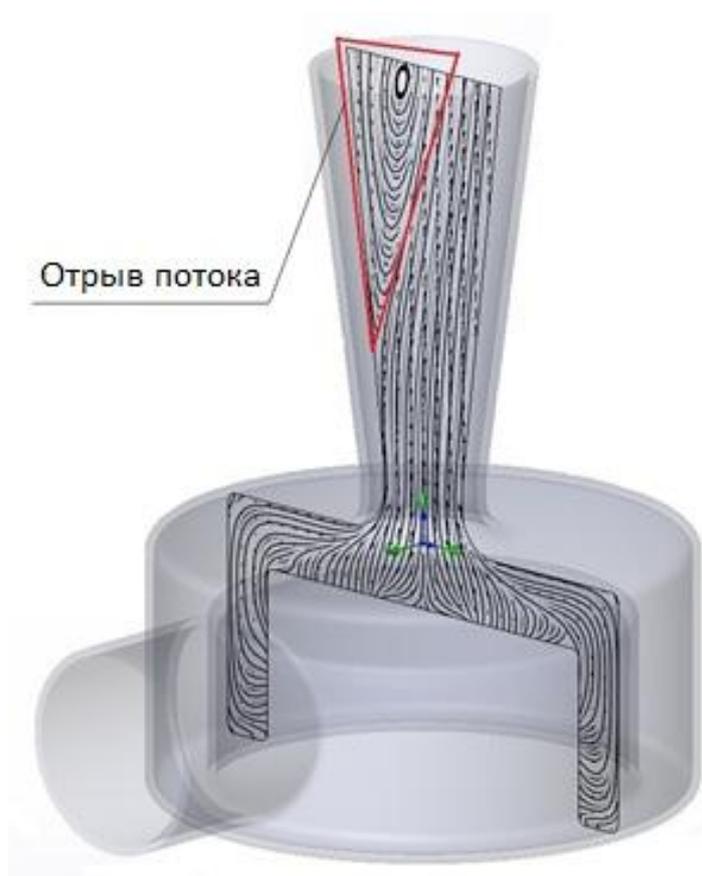


Рис. 4 Линии тока жидкости в вихревом клапане с радиальным каналом питания, стабилизатором и осевым диффузором на выходе

Как видно из рисунка, в осевом диффузоре происходит локальный отрыв потока от одной из стенок диффузора. Это объясняет полученное в физическом эксперименте несколько меньшее значение  $\mu_0=1,72$  клапана по сравнению с  $\mu_0=2$ , приведенное для конфузorno-диффузорной насадки тех же геометрических параметров [6]. Данное расхождение определяет потенциальный резерв для дальнейшего совершенствования вихревых клапанов.

#### **Выводы:**

1. При высоте обтекателя  $0 \leq \bar{h} \leq 0,8$  наблюдается нестабильный автоколебательный режим течения.

2. Оптимальной высотой обтекателя является  $\bar{h} = 2,4$ , при которой пропускная способность вихревого клапана в открытом состоянии для данной конструкции максимальная, а приведенный коэффициент расхода  $\mu_0=1,72$ .

3. Расчетное значение коэффициента расхода вихревого клапана с помощью математической модели на основе уравнений Рейнольдса и «к-омега» модели турбулентности Ментера, расходитя с результатами физического эксперимента на величину, не превышающую 5% .

#### **Библиографический список.**

1. Сьомін, Д. О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.2 Однорідні робочі середовища: монографія. / Д. О. Сьомін [и др.]. — Луганськ : вид-во СНУ ім. В.Даля, 2009. — 256с.

2. Сёмин, Д. А. Разработка и совершенствование характеристик крупномасштабных вихревых клапанов. Дисс. канд. техн. наук / Д. А. Сёмин. — Луганск, 1992. — 203 с.

3. Сёмин, Д. А. Исследование вихревых усилителей с диффузорами различных типов / Д. А. Сёмин, В. А. Павлюченко, Я. И. Мальцев // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. Вып. 42.— 2002. — Т.2. — С. 54–56.

4. Семин, Д. А. Моделирование трехмерных течений в вихревых усилителях с диффузорным выходом / Д. А. Сёмин, Я. И. Мальцев // Вісник СумДУ. — Суми : Вид-во СумДУ. — №3 (49). — 2003. — С. 16–23.

5. Menter, F. R. (August 1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal 32 (8): 1598–1605.

6. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. — Москва : Машиностроение, 1975. — 560с.