

О. В. Белова, В. Ю. Волков, И. Г. Зорина,
А. П. Скибин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА С ПОМОЩЬЮ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИКИ

Рассмотрены стационарные характеристики дроссельного устройства с кромками лабиринтного уплотнения, создающими дополнительное сопротивление по тракту течения рабочей среды. Определены наиболее оптимальные геометрические характеристики гидравлической конструкции, работающей на принципе вихревого затирания потока.

E-mail: ovbelova@yandex.ru, vasya-volkov@yandex.ru,
zorina.ig@gmail.com, askibin@yandex.ru

Ключевые слова: дроссельное устройство, лабиринтное уплотнение, коэффициент гидравлического сопротивления, кромка, STAR-CCM+.

Введение. При добыче нефти используют специальные устройства [1, 2], обеспечивающие близкий к равномерному расход среды на протяжении всего рабочего участка. Длина участка может достигать 100 и более гидравлических диаметров подводящего трубопровода.

Для обеспечения равномерного сбора нефти в дроссельном устройстве выполнены два канала ее подвода: внутренний (по трубе) и внешний (по кольцевому зазору). В кольцевом зазоре устанавливаются ограничители расхода для существенного понижения давления (до 10 МПа) за ними. Обычно ограничители представляют собой керамические сопловые устройства, падение давления в которых происходит за счет больших скоростей потока (до 100 м/с) в тракте течения. Недостатком таких устройств является наличие достаточно большого давления на входе. При снижении давления на входе давление в тракте течения может опуститься ниже давления насыщения, что приведет к вскипанию рабочей среды и образованию двухфазного потока с элементами конденсации образовавшегося пара.

Однако понизить давление можно за счет большого гидравлического сопротивления самого тракта течения рабочей среды [3, 4]. Увеличение гидравлического сопротивления достигается путем многократного изменения направления движения, слияния и разделения потока. Изменение давления при этом происходит плавно по всей

длине устройства, а не локально, как в керамическом сопловом устройстве.

Можно повысить эффективность устройства данного типа («мягкий дроссель») при использовании лабиринтных уплотнений по ходу тракта течения рабочей среды, что позволит увеличить их гидравлическое сопротивление и уменьшить габаритные размеры. Существующая конструкция и предлагаемый вариант конструкции «мягкого» дросселя приведены на рис. 1.

В данной работе рассмотрены лабиринтные уплотнения дроссельного устройства, представляющие собой кольцевой зазор с прорезями, через которые проходит рабочая среда, расположенными с угловым шагом 180° относительно соседних пластин (см. рис. 1). Лабиринтные уплотнения выполнены в виде кромок треугольного сечения различной высоты, расположенных с противоположных сторон канала прямоугольного сечения 3×3 мм. С целью выбора наиболее эффективной конструкции, работающей на принципе вихревого закручивания потока, определялись перепады давления и коэффициенты гидравлического сопротивления (КГС) от расхода через дроссельные устройства различных конструкций.

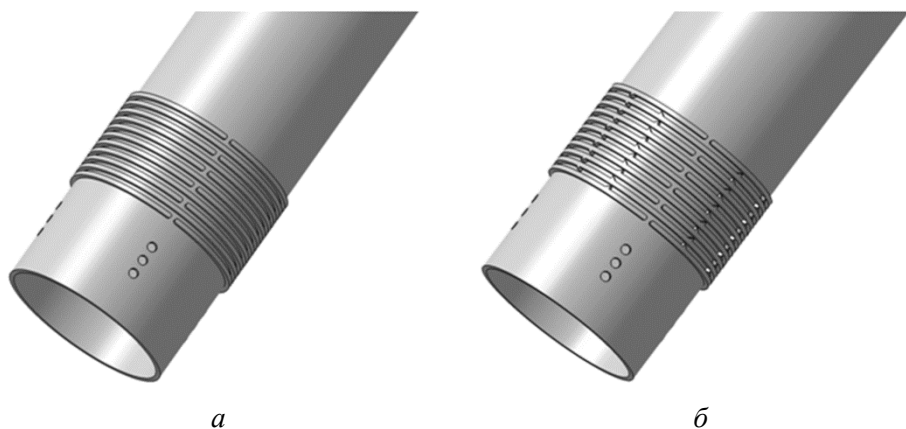


Рис. 1. Конструкция «мягкого» дросселя (кожух не показан):

a – существующая конструкция дросселя; *б* – вариант конструкции дросселя с уплотнениями

Математическая модель. При моделировании процесса течения жидкости через дроссельное устройство принимались следующие допущения:

- рабочая среда – ньютоновская и несжимаемая жидкость;
- физические свойства постоянны и не зависят от температуры и давления.

Математическая модель для описания гидродинамических процессов, происходящих при течении жидкости в канале, состоит из

системы уравнений, описывающих движение несжимаемой вязкой жидкости.

Уравнения движения жидкости можно записать следующим образом:

$$\operatorname{div}(\rho \bar{u} u - \mu_{\text{eff}} \operatorname{grad}(u)) = -\frac{\partial p}{\partial x};$$

$$\operatorname{div}(\rho \bar{v} v - \mu_{\text{eff}} \operatorname{grad}(v)) = -\frac{\partial p}{\partial y};$$

$$\operatorname{div}(\rho \bar{w} w - \mu_{\text{eff}} \operatorname{grad}(w)) = -\frac{\partial p}{\partial z},$$

где ρ – плотность, кг/м³; p – давление, Па; μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с; \bar{u} – вектор скорости; u, v, w , м/с, – скорости в проекциях на оси координат x, y, z ; $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$; $\mu_t =$

$$= \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega^* F_2)}.$$

Запишем уравнение неразрывности для жидкости:

$$\operatorname{div}(\bar{v}) = 0.$$

Выбор модели турбулентности зависит от того, насколько полно распределение вихревых структур определяется из непосредственного решения уравнений Навье – Стокса и как часто при этом необходимо обращаться к вспомогательным моделям. Так как в данной работе требуется получить интегральные параметры потока (перепад давления), то наиболее оптимальным является применение RANS (*усреднения уравнений Навье – Стокса по методу Рейнольдса*) моделей турбулентности [5].

Замыкающие соотношения для (k - ω)-модели турбулентности имеют следующий вид.

Уравнение для кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right],$$

где $P = \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$.

Уравнение для скорости диссипации кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j},$$

где k – кинетическая энергия турбулентности; ω – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; β , γ , F , σ и т. д. – эмпирические коэффициенты, определяемые согласно рекомендациям работы [9]. Коэффициенты $(k-\omega)$ -модели турбулентности: $\sigma_{k1} = 0,85$; $\sigma_{k2} = 1,0$; $\sigma_{\omega 1} = 0,5$; $\sigma_{\omega 2} = 0,856$; $\beta_1 = 0,075$; $\beta_2 = 0,0828$; $\beta^* = 0,09$; $k = 0,41$; $a_1 = 0,31$.

Решение вариантных задач моделирования всего дроссельного устройства является достаточно затратной задачей. Поэтому в данной работе рассмотрена одна характерная ступень дроссельного устройства, проточная часть которой с приложенными граничными условиями представлена на рис. 2.

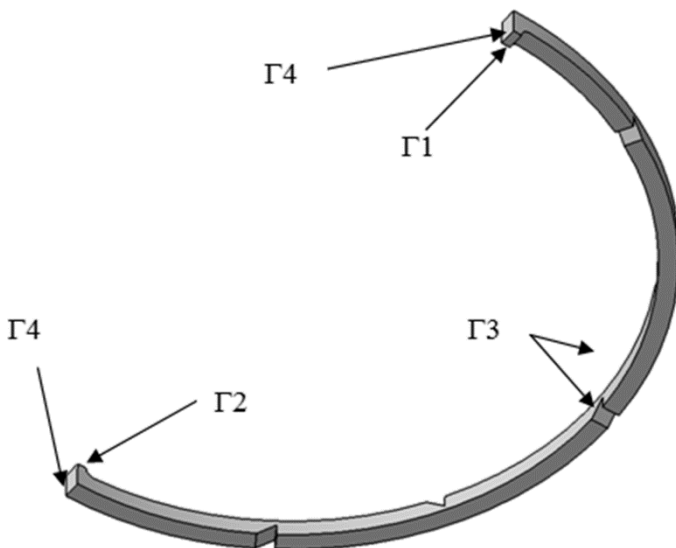


Рис. 2. Проточная часть характерной ступени дроссельного устройства:

Г1 – Г4 – границы расчетной области

Для расчета течения жидкости заданы следующие граничные условия (см. рис. 2).

На входе Г1 в расчетную область расход постоянный (значения расхода варьировались от 0,48 до 4,8 м³/сут): $G(\vec{r}) = \text{const}$.

На выходе Г2 из расчетной области давление постоянное: $p(\vec{r}) = \text{const}$.

На внешних границах и перегородках Г3 условие прилипания: $u = 0$, $\nu = 0$, $w = 0$.

На внешних границах Г4 расчетной области условие симметрии:

$$u_z = \frac{\partial u_x}{\partial n} = \frac{\partial u_y}{\partial n} = 0.$$

Компьютерная модель. Расчетный комплекс STAR-CCM+ позволяет создавать автоматизированные виртуальные вычислительные стенды. С помощью подобных стендов путем численного моделирования процессов гидро- и газодинамики можно оценить эффективность конструкции проектируемого устройства.

Твердотельные модели проточной части строились в графическом редакторе CATIA [6]. Затем модель через нейтральный формат *.stp импортировалась в STAR-CCM+ [7], где проводилась ее дальнейшая обработка.

Сеточные модели расчетной области выполнялись с помощью построителя многогранных ячеек (Polyhedral), при применении которого расчетная область разбивается на ячейки сложной многогранной формы, приближенной к сферическому объему. Данный тип ячеек является наиболее экономичным при автоматическом построении сетки расчетной области и эффективным с точки зрения вычислительной производительности. Около стенок расчетной области производилось более детальное разрешение расчетной области с использованием призматических сеточных слоев.

Размер сетки расчетной области варьировался от 200 тыс. до 2 млн контрольных объемов. Минимальный размер сетки в пристеночной области составил 0,02 мм. Участки сеточной модели расчетной области представлены на рис. 3.

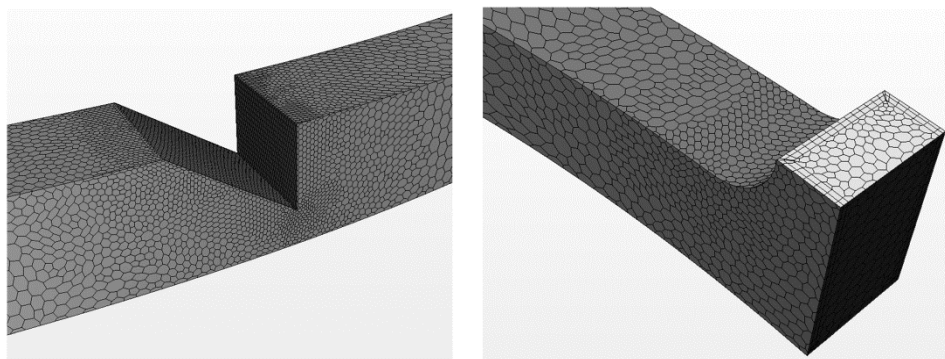


Рис. 3. Сетка расчетной области

Для решения краевой задачи численным методом необходимо задать условия однозначности. Задание условий однозначности, свойств жидкости, выбор модели турбулентности, граничных условий и различных значений расхода рабочей среды проводились в соответствии со схемой вычислительного стенда, приведенной на рис. 4.

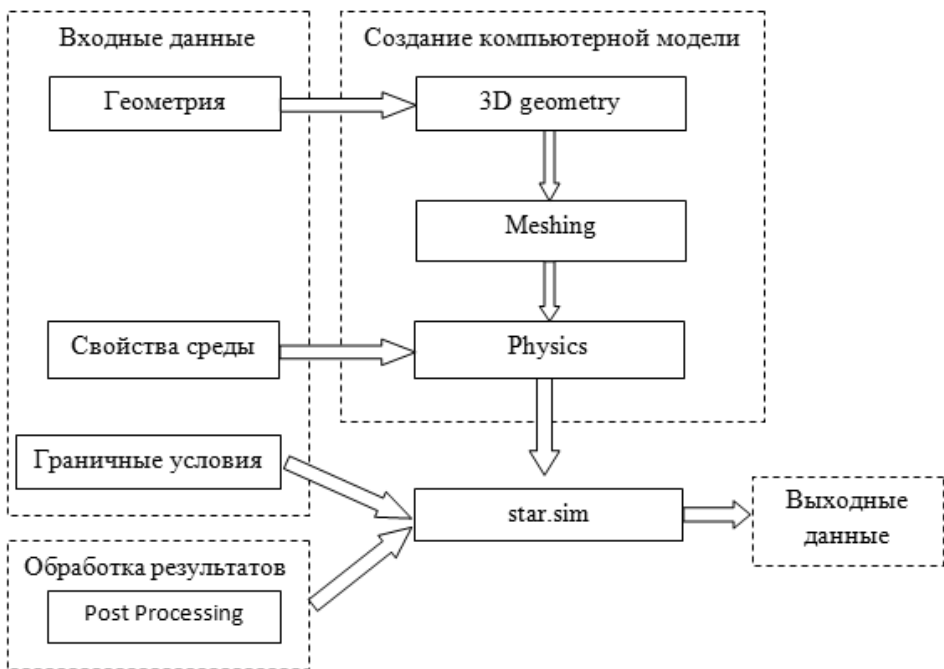


Рис. 4. Схема виртуального вычислительного стенда на базе STAR-CCM+

Процесс моделирования поставленной задачи в программном комплексе STAR-CCM+ осуществляется по следующему алгоритму:

- построение твердотельной модели проточной части дроссельного устройства (САПР);
- экспорт модели;
- построение сеточной модели в STAR-CCM+ с использованием встроенного сеточного генератора;
- задание граничных условий;
- задание свойств жидкости и параметров расчета.

Проведение расчетов численными методами. С целью определения гидродинамических характеристик дроссельного устройства рассматривалось несколько вариантов его конструкции.

Исследуемая расчетная область представляет собой кольцевой зазор с прорезями, через которые проходит рабочая среда, расположенными с угловым шагом 180° относительно соседних пластин с лабиринтными уплотнениями треугольного сечения. Расчеты проводили для различных значений относительной высоты a/b и углового шага α лабиринтных уплотнений (рис. 5). Число кромок в расчетах варьировалось в соответствии с углом α между кромками, равным 30° , $22,5^\circ$ и 15° , и составляло 5, 7 и 11. Относительная высота кромок a/b равна 0,6; 0,7 и 0,8 от проходного сечения канала, что соответствует высоте кромок 1,8; 2,1 и 2,4 мм.

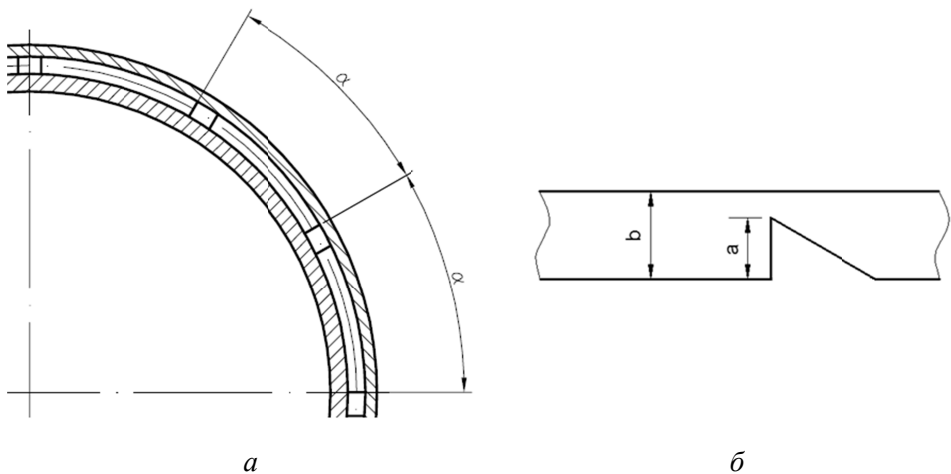


Рис. 5. Схема углового шага α (а) и относительная высота a/b (б) кромок лабиринтного уплотнения

Анализ результатов. С помощью численного моделирования течения жидкости через характерный элемент дроссельного устройства получены зависимости перепада давления от расхода для различных конструкций дроссельного устройства (рис. 6).

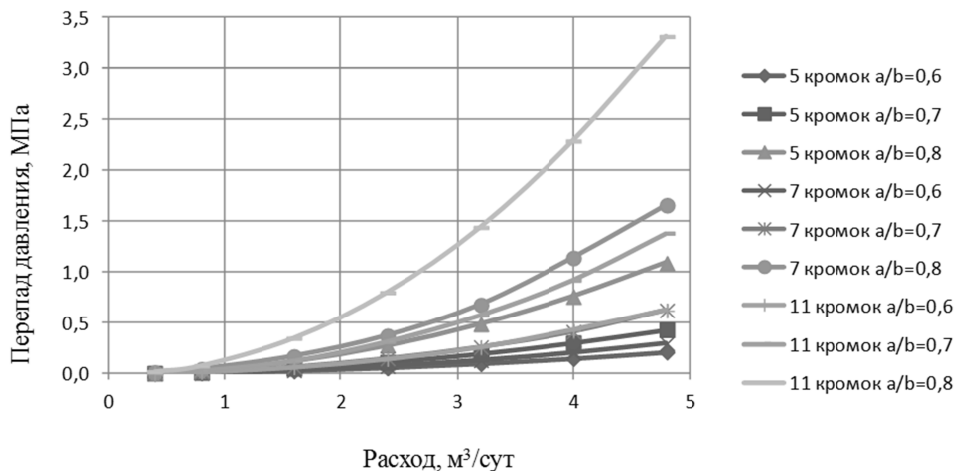


Рис. 6. Зависимость перепада давления в одном кольце от расхода для различных исполнений конструкции дроссельного устройства

Наиболее эффективное увеличение перепада давления происходит за счет увеличения высоты кромок дроссельного устройства. Однако это приводит к возрастанию максимальной скорости потока в дроссельном устройстве, что может отрицательно влиять на условия эксплуатации вследствие повышения эрозии и нагрузок. Также возможно засорение малого проходного сечения, что может привести к потере работоспособности конструкции.

Однако увеличение перепада давления происходит также и за счет взаимного влияния образующихся вихревых структур, что приводит к росту КГС дроссельного устройства, определяемого по известному соотношению Дарси – Вейсбаха:

$$\xi = \frac{2\Delta p}{n\rho v^2},$$

где Δp – перепад давления в рассматриваемой ступени дроссельного устройства от входа до выхода, полученный в результате расчетов, Па; n – число кромок рассматриваемой модели; ρ – плотность рабочей среды, кг/м³; v – средняя скорость рабочей среды в кольцевом зазоре, м/с.

Зависимости КГС от расхода для различных шагов расположения кромок дроссельного устройства с относительной высотой $a/b = 0,6; 0,7; 0,8$ представлены на рис. 7. Значения КГС для конструкций дроссельного устройства с угловым шагом расположения кромок 30° и $22,5^\circ$, что соответствует пяти и семи кромкам, близки между собой.

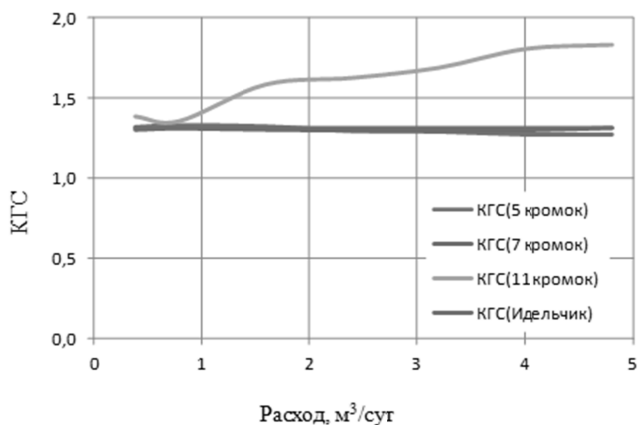
Для кромок, расположенных с угловым шагом 15° (11 кромок), КГС увеличивается с ростом расхода во всем рассматриваемом диапазоне. Для максимального расхода $4,8 \text{ м}^3/\text{сут}$ прирост КГС составляет 40 %. Данный эффект связан со взаимным влиянием вихревых структур, образующихся за кромками дроссельного устройства. Для конструкции с 11 кромками эффект вихревого запираания потока сильно выражен и является наиболее эффективным для дальнейшего применения.

Все полученные результаты хорошо согласуются с эмпирическими данными, приведенными в справочнике [8].

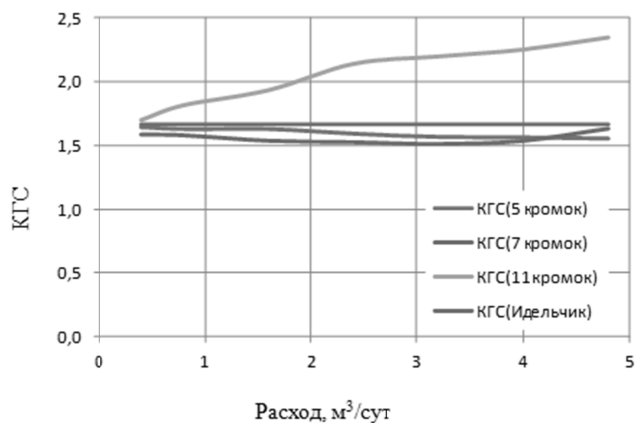
Векторное поле скоростей, характеризующее влияние расстояния между кромками на вихревые структуры для максимального расхода через рассматриваемый участок $4,8 \text{ м}^3/\text{сут}$ в цилиндрическом сечении посередине расчетной области, приведено на рис. 8. При увеличении числа кромок до 11 (при уменьшении расстояния между ними до $\sim 15 \text{ мм}$) поток не успевает перестроиться для прохождения последующей кромки и «ударяется» об нее. В связи с этим происходит вихревое запираание потока и КГС увеличивается. Для 11 кромок наблюдается увеличение максимальной скорости примерно на 15 %. Данный эффект роста КГС проявляется при расходе рабочей среды более $1 \text{ м}^3/\text{сут}$.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы.

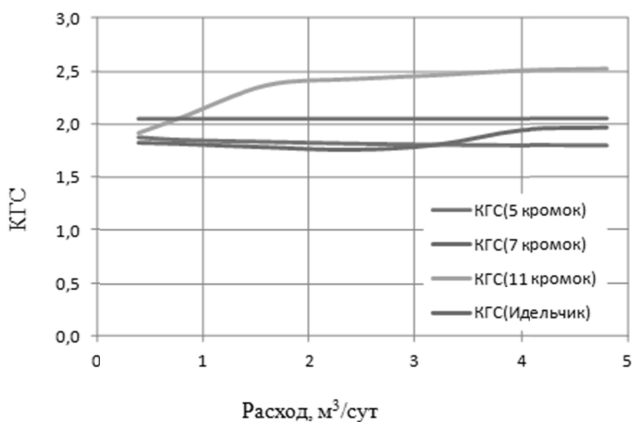
1. На базе коммерческого расчетного комплекса STAR-CCM+ создан виртуальный вычислительный стенд, позволяющий с помощью численных методов моделировать процессы течения жидкости



a



б



в

Рис. 7. Зависимость КГС от расхода для различных исполнений конструкции дросельного устройства:

a – $a/b = 0,6$; *б* – $a/b = 0,7$; *в* – $a/b = 0,8$

через дроссельное устройство и оценить эффективность новой конструкции, проведены расчеты перепада давления на дросселе для разных вариантов конструкции дроссельного устройства, получены зависимости КГС от расхода, высоты кромок и относительной высоты кромок при использовании лабиринтных уплотнений в дроссельном устройстве.

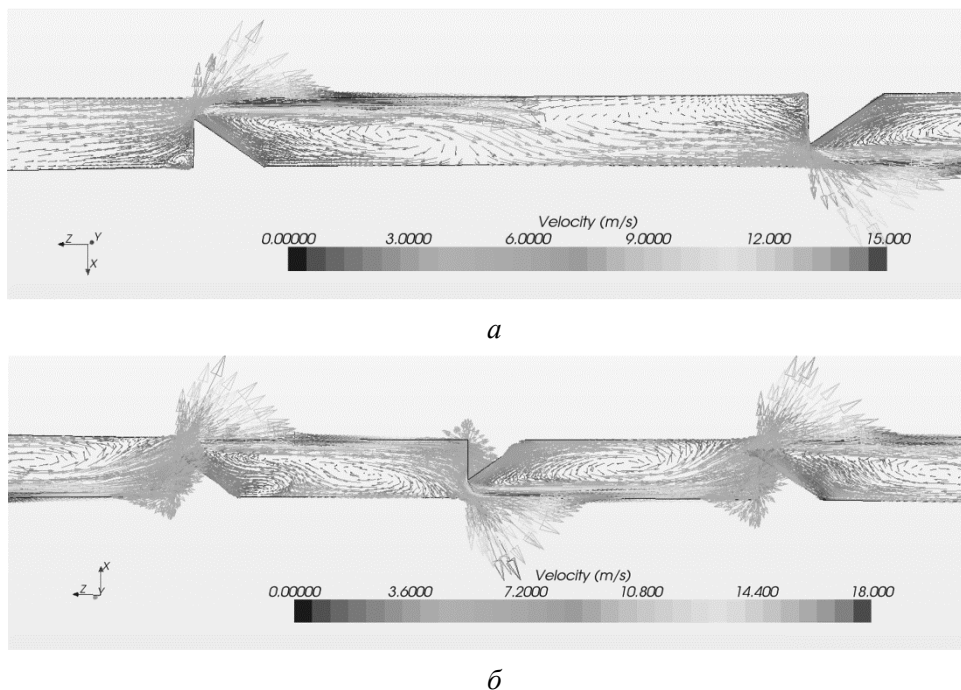


Рис. 8. Векторное поле скоростей при расходе через расчетную область $4,8 \text{ м}^3/\text{сут}$:

a – для пяти кромок; *б* – для 11 кромок

2. Рекомендуется использовать уплотнения предлагаемой конструкции с угловым шагом $\alpha = 15^\circ$ и относительной высотой кромок $a/b = 0,7$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Raffin A. G. Reslink. S. Hundsnes, Statoil et al. T. Moen, Reslink. ICD screen technology used to optimize waterflooding in injector well. SPE 106018, 2007.
2. Maggs D., A.G. Raffin, Francisco Porturas. PETRONAS Carigali And Bhd. Production optimization for second state field development using ICD and advanced well placement technology. SPE 113577, 2008.
3. Ellis T., Erkal A., Goh G. et al. Inflow control devices / Oilfield Review. 2009/2010: 21. No. 4. Schlumberger.
4. Определение гидродинамических характеристик дросселя с помощью CFD-модели / А.В. Шишов, О.В. Белова, А.В. Балдыгин, А.Е. Комракова // Третья

Всероссийская студенческая научно-практическая конференция «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты». Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 24 апреля, 2010 г.

5. Best Practice Guidelines for the use of CFD in Nuclear Reactor Safety Applications. Nuclear Energy Agency, NEA/CSNI/R, 2007.
6. User guide, CATIA Version 5.21, Dassault Systemes, 2009.
7. User guide, STAR-CCM+ Version 7.02, 2012.
8. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
9. Menter F. R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows // AIAA Paper 93-2906, 1993. – P. 93–100.

Статья поступила в редакцию 14.09.2012