

## СПРЯМЛЕНИЕ ПРОФИЛЯ СКОРОСТИ В ПОТОКЕ ЖИДКОСТИ ПОСЛЕ НАПОРНОГО КОЛЛЕКТОРА

© 2017

**В. А. Калаев** доктор технических наук, заместитель генерального директора – руководитель проекта;  
ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова»,  
г. Санкт-Петербург;  
[general@ckti.ru](mailto:general@ckti.ru)

**С. В. Хоробров** инженер-математик отдела перспективных разработок;  
ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова»,  
г. Санкт-Петербург;  
[svyatoslav.khorobrov@gmail.com](mailto:svyatoslav.khorobrov@gmail.com)

Рассматривается течение в сложной гидравлической системе, состоящей из напорного коллектора, отводов и подводов. Длина бокового отвода фиксирована и составляет 3 калибра. На выходе из бокового отвода необходимо получить поток со спрямлённым профилем осевой скорости. Движение жидкости описывается уравнениями Рейнольдса. Для замыкания системы уравнений используется SST модель турбулентности. Уравнения решаются конечно-объёмным методом в пакете ANSYS FLUENT. На основании результатов расчётов в переходный участок между боковым отводом и коллектором внесены конструктивные изменения, а именно: добавлены конфузоры и решётки пластин. Показана эффективность результирующей геометрии отвода, в том числе в случае разных расходов через левый и правый подвод. Результаты расчётов сопоставлены с литературными данными по перепаду давления.

*Напорный коллектор; пластины; спрямление профиля скорости; вычислительная гидродинамика.*

---

*Цитирование:* Калаев В.А., Хоробров С.В. Спрямирование профиля скорости в потоке жидкости после напорного коллектора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 4. С. 72-81. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-4-72-81

### Введение

В сложных гидравлических системах, к числу которых относятся трубопроводные системы теплоэлектроцентралей, тепловых электростанций, а также циркуляционные контуры с теплообменными аппаратами или иными гидравлическими устройствами, существуют участки, где принципиально важно иметь определённый характер течения. Известно [1], что перед простейшими устройствами для измерения расхода жидкости, такими как диафрагма, требуется иметь развитый профиль осевой скорости и малую закрутку потока. В частности, для установления необходимых параметров потока перед диафрагмой после смешивающего тройника должен находиться прямой участок трубопровода длиной не менее 17 калибров [1].

Для более точных измерений к однородности потока предъявляются ещё более строгие требования, при этом длина прямого участка может составлять сотни калибров [2]. В случае невозможности использования протяжённых прямолинейных участков трубопроводов для уменьшения закрутки и выравнивания профиля осевой скорости применяются различные устройства, например, пластина Занкера [3], её конструктивные аналоги [4] или хонейкомб [5].

### Постановка задачи

В состав расчётной области входят напорный коллектор 1 (рис. 1) с двумя симметричными подводами 2; 3, прямой боковой отвод 4, поворотное колено 5 и общий отвод 6. Такую расчётную область назовём исходной.

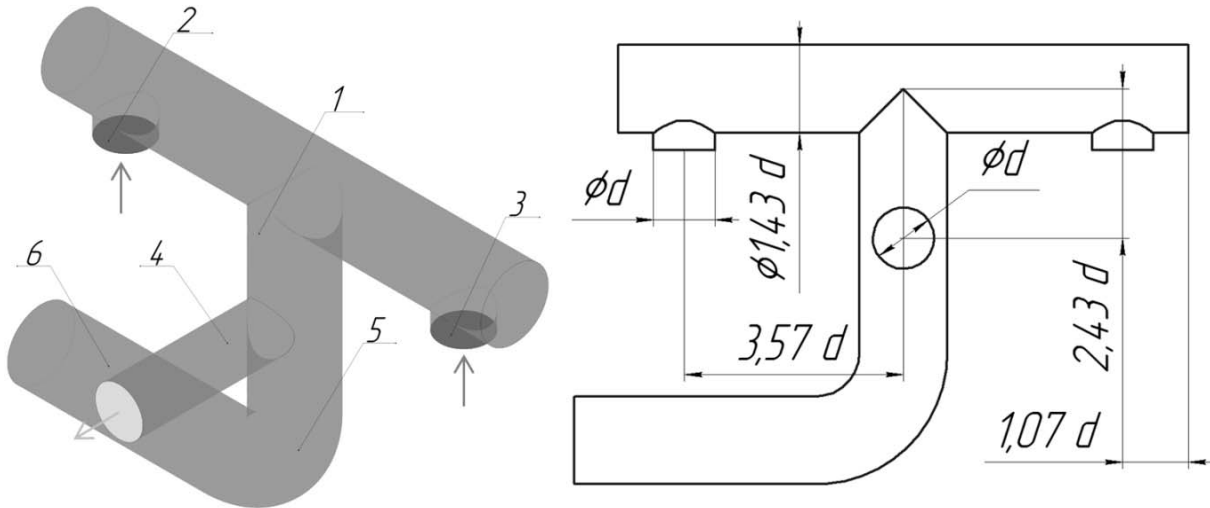


Рис. 1. Общая схема коллектора (слева): 1 – напорный коллектор; 2,3 – подводы; 4 – боковой отвод; 5 – поворотное колено; 6 – общий отвод; основные размеры коллектора (справа)

Для уменьшения времени расчёта использован упрощённый симметричный участок гидравлической системы (упрощённый вариант). В этом случае поворотное колено нижней части заменено на прямолинейный участок трубопровода аналогичной длины. Таким образом, расчётная область становится симметричной и в рассмотрение принимается только её половина.

Полагаем, что истечение жидкости происходит только из бокового отвода 4, тогда как общий отвод закрыт. Длина бокового отвода –  $3d$  (табл. 1). Характерные масштабные размер и скорость составляют величины 1 м и 1 м/с соответственно. Моделируемая жидкость – вода с плотностью  $\rho$  и кинематической вязкостью  $\mu$  (табл. 1).

Таблица 1. Параметры постановки задачи

Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	998,2
Кинематическая вязкость $\mu$ , Па·с	0,001003
Расход $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	1500
Диаметр бокового отвода $d$ , м	0,7

Таким образом, число Рейнольдса имеет величину порядка  $10^6$ , что соответствует развитому турбулентному течению. На выходе из бокового отвода требуется получить поток, сравнимый по своим характеристикам (максимальное значение поперечных скоростей, однородность профиля осевой скорости) с установившимся течением. Изменение длины бокового отвода не допускается. Кроме того, необходимо обеспечить перепад давления на рассматриваемом участке гидравлической системы меньший, чем 2% от напора насосных агрегатов, обеспечивающих циркуляцию рабочей жидкости. Рас-

смотрены случаи как с одинаковыми, так и с разными расходами через правый и левый подводы.

В работе исследовано 16 вариантов геометрии расчётной области, в том числе упрощённых. Первые два варианта геометрии – это исходная конструкция, приведённая на рис. 1, и её упрощённый вариант. Следующие варианты представляют собой исходную геометрию и упрощённую геометрию с удлинённым боковым отводом. Эти геометрии отличаются от предыдущих длиной элемента 4, которая составляет 20 калибров.

Кроме того, рассмотрены 9 вариантов упрощённой геометрии расчётной области с конфузормым переходным участком между коллектором и боковым отводом. Указанные варианты отличаются между собой формой профиля конфузора и его размерами. Следующие два варианта упрощённой геометрии содержат конфузор, за которым расположены решётки пластин. Также рассмотрен вариант геометрии с конфузормым и двумя решётками пластин.

Таким образом, помимо исследования течения в условиях различных геометрий расчётной области представляется возможным определить правомерность использования упрощённой геометрии для решения поставленной задачи.

### **Методы решения**

Движение изотермической несжимаемой жидкости описывается уравнениями Навье-Стокса, осреднёнными по Рейнольдсу. Система уравнений замыкается  $k-\omega$  SST моделью турбулентности. На входе в расчётную область – правом и левом подводах – задан объёмный расход жидкости. В первом случае через каждый из двух подводов этот расход равен  $Q$ . Во втором случае расход через правый подвод составляет  $0,8Q$ , а через левый  $Q$ . На выходе из расчётной области задаётся нулевое избыточное давление. На стенках ставится условие прилипания. Для уравнений модели турбулентности, в соответствии с рекомендациями для внутренних задач [6], на входе и выходе заданы интенсивность турбулентности 5% и гидравлический диаметр  $d$ . В случае упрощённой симметричной геометрии на плоскости симметрии ставится условие симметрии.

Для расчётов используются «гибридные» сетки с тетраэдральными и призматическими элементами. На каждой из стенок построен призматический слой для разрешения турбулентного пограничного слоя. Безразмерная величина  $y^+$  для первой пристенной ячейки составляет примерно 1–3. Построение сеток осуществлено с помощью автоматического генератора ANSYS Meshing. Количество ячеек в сетке составляет от 5 до 15 млн.

Система уравнений решена численно конечно-объёмным методом с использованием пакета ANSYS FLUENT.

### **Результаты расчётов**

С целью определения особенностей исследуемого течения первоначально выполнен расчёт для исходной геометрии участка гидравлической системы с боковым отводом и равными значениями расходов рабочей жидкости через правый и левый подводы.

На основании результатов расчёта сделан вывод о возможности дальнейшего рассмотрения задачи в рамках упрощённой симметричной модели участка гидравлической системы (табл. 2).

Таблица 2. Результаты расчётов в случае одинаковых расходов через правый и левый подводы

	$z'$	$u_{\max}, \text{ м / с}$	$v_{\max}, \text{ м / с}$
Исходная геометрия	0.11	0.419	0.862
Упрощённая симметричная геометрия	0.117	0.407	0.659
<b>«Эталонный» расчёт</b>	<b>0.05</b>	<b>0.155</b>	<b>0.271</b>
$d_1 = 1,43d$ конфузور №3	0.08	0.397	0.628
Одна решётка пластин	0.1	0.309	0.467
Две решётки пластин	0.048	0.059	0.095

Введём следующие показатели неоднородности потока: величину  $z'$  – среднее по сечению отклонение от средней по сечению осевой скорости;  $u_{\max}$  и  $v_{\max}$  максимальные в сечении значения поперечных скоростей, характеризующие закрутку потока. Рассматриваем эти показатели на выходе из расчётной области.

Пусть  $w$  – осевая скорость,  $u, v$  – поперечные скорости, тогда:

$$\bar{w} = \iint w dS; \quad z = \frac{\bar{w} - w}{\bar{w}}; \quad z' \equiv \bar{z} = \iint |z| dS,$$

$$u_{\max} = \max(u), \quad v_{\max} = \max(v).$$

Для выполнения сравнительного анализа в качестве «эталонных» характеристик (выполнен отдельный «эталонный» расчёт для вариантов геометрии с удлинённым боковым отводом) потока примем в соответствии с [1] значения указанных выше величин на расстоянии 20 калибров от начала бокового отвода. Эти величины, согласно результатам выполненных расчётов, имеют следующие значения (табл. 2):

$$z' = 3,8\%; \quad u_{\max} = 7\% \bar{w}; \quad v_{\max} = 13\% \bar{w}.$$

Визуализация поля полной скорости, полученная в расчёте, приведена на рис. 2. Анализ результатов расчёта показывает наличие обширной рециркуляционной зоны в области перехода из напорного коллектора в боковой отвод. Кроме того, двойной поворот потока вызывает его закрутку, что приводит к увеличению значений поперечной скорости.

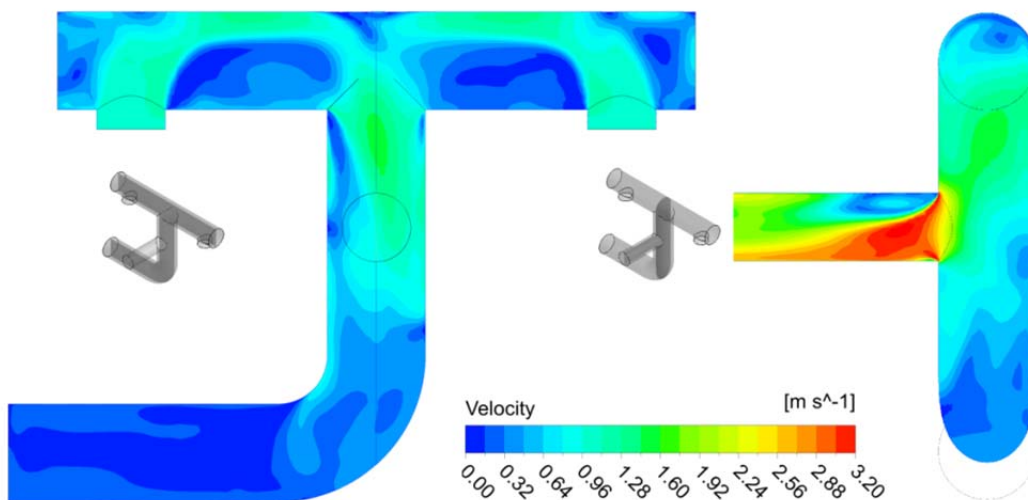


Рис. 2. Поля полной скорости в сечениях исходной геометрии в случае одинаковых расходов через правый и левый подводы

Для уменьшения размеров рециркуляционной зоны переходный участок между коллектором и боковым отводом модифицирован следующим образом: в коллектор заподлицо с его внутренней стенкой врезаны переходные участки с начальным диаметром  $d_1$  (рис. 3) большим, чем диаметр бокового отвода  $d$ . Рассмотрены варианты с  $d_1$  равными, соответственно,  $1,14d$ ;  $1,29d$ ;  $1,43d$ .

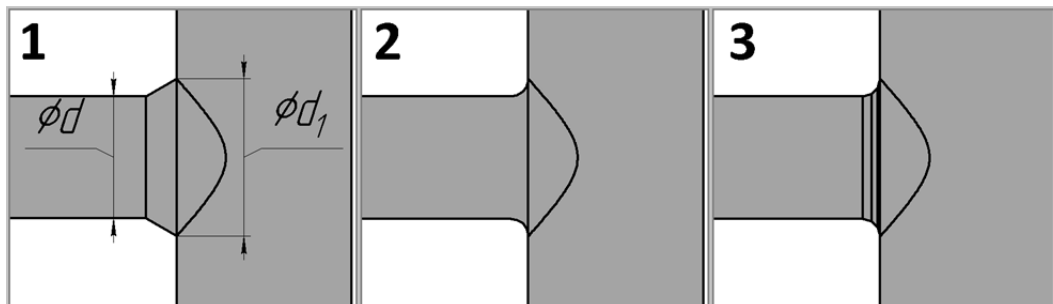


Рис. 3. Геометрия переходного участка для  $d_1 = 1,29d$ : 1, 2, 3 – варианты реализации конфузоров

Эти переходные участки соединены с боковым отводом диаметром  $d$  посредством конфузоров, отличающихся геометрической формой конической поверхности (рис. 3). У варианта геометрии №1 – прямой конус, у варианта №2 образующая конической поверхности очерчена по дуге окружности, у варианта №3 коническая поверхность образована тремя последовательно соединёнными прямыми конусами с разными углами конусности. При этом вариант №3 представляет собой «аппроксимацию» варианта №2. Таким образом, для последующего анализа выбраны 9 вариантов геометрии переходного участка.

Результаты расчётов показали: наименьший размер рециркуляционной зоны, расположенной в области перехода между напорным коллектором и боковым отводом, достигается при  $d_1 = 1,43d$ . Поскольку для выбранного  $d_1$  течение рабочей жидкости в конфузорах №2 и №3 характеризуется практически идентичным размером рециркуляционной зоны (рис. 4), для последующего анализа выбран вариант переходного участка №3 как наиболее технологичный.

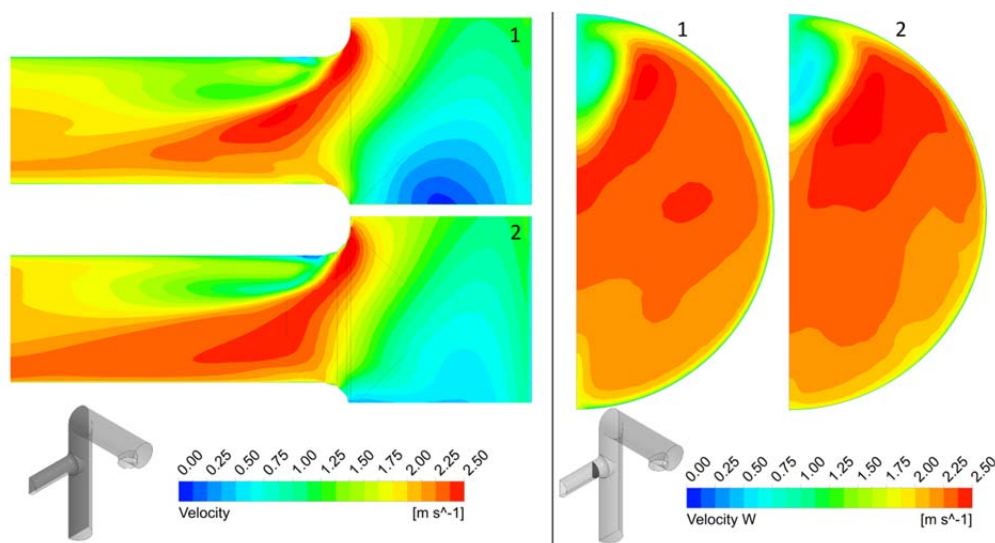


Рис. 4. Поля полной (слева) и осевой (справа) скоростей на плоскости симметрии (слева) и в сечении на расстоянии  $0,5d$  от коллектора (справа) для диаметра перехода  $1,43d$  для конфузора, очерченного по дуге окружности (1) и серии конических конфузоров (2)

Вместе с тем результаты выполненных расчётных исследований показали, что использование переходного участка с  $d_1 = 1,43d$  и конфузора №3 (рис. 3) не позволило достичь выравнивания профиля осевой скорости. Величины поперечных скоростей изменились недостаточно (табл. 2). В связи с этим было принято решение о размещении дополнительного спрямляющего устройства вниз по потоку за конфузуром.

Известно, что спрямление профиля осевой скорости за пластиной Занкера происходит примерно после 5 калибров [7], для хонейкомба спрямление реализуется примерно после 10 калибров [5]. Поскольку в решаемой задаче длина отвода ограничена 3 калибрами (рис. 1), из которых часть занимает переходный участок и конфузор, то известные решения оказались непригодны. Появилась необходимость установки альтернативного выравнивающего устройства, обеспечивающего решение поставленной задачи.

На основании анализа результатов серии выполненных расчётов в качестве выравнивающего устройства выбрана решётка прямоугольных пластин. Наилучшие параметры потока достигнуты при следующих геометрических характеристиках решётки пластин (рис. 5): толщина пластины  $t = 0,0143d$ ; расстояние между гранями  $1,7t$ ; длина  $10t$ . Однако использование одной решётки пластин не позволило достичь требуемых характеристик потока (рис. 6). Установка второй решётки пластин, повернутых относительно первой на 90 градусов и расположенных на расстоянии  $20t$  от него, позволила добиться большей однородности профиля осевой скорости и существенного уменьшения закрутки потока.

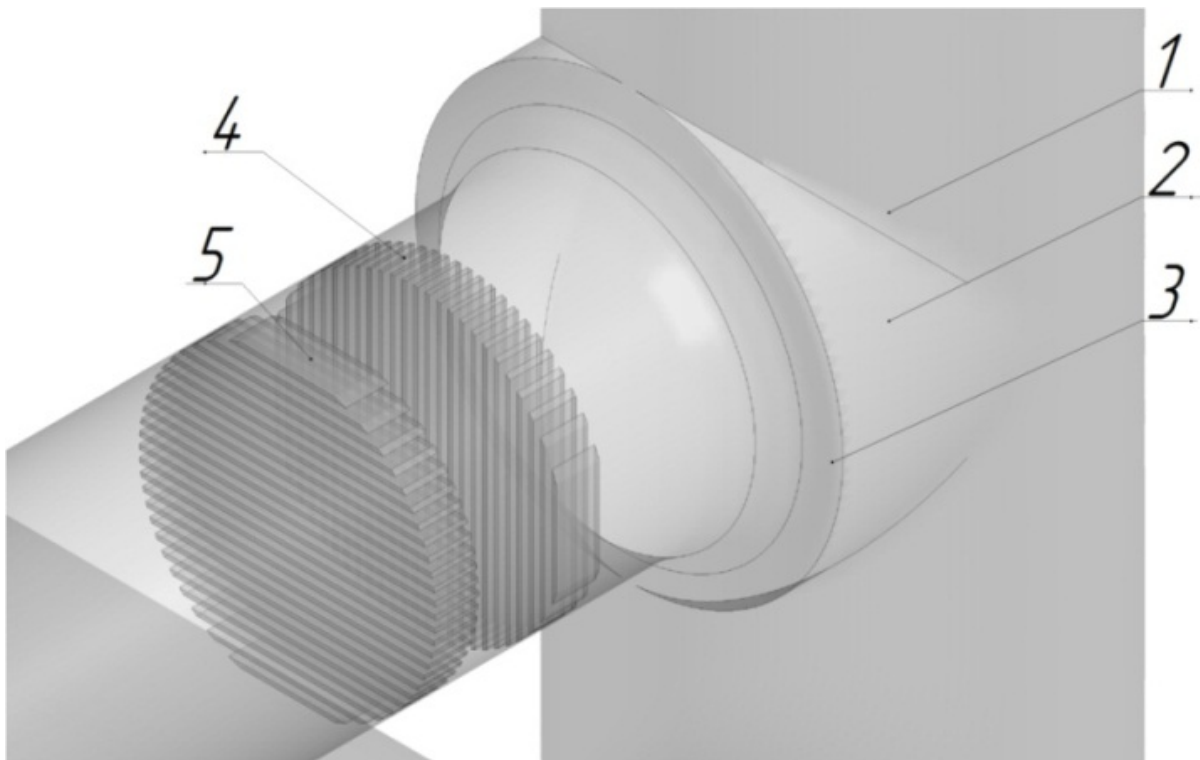


Рис. 5. Результирующий вариант геометрии отвода и переходного участка:  
 1 – напорный коллектор; 2 – переходный участок; 3 – серия конических конфузуров;  
 4 – первая решётка пластин; 5 – вторая решётка пластин

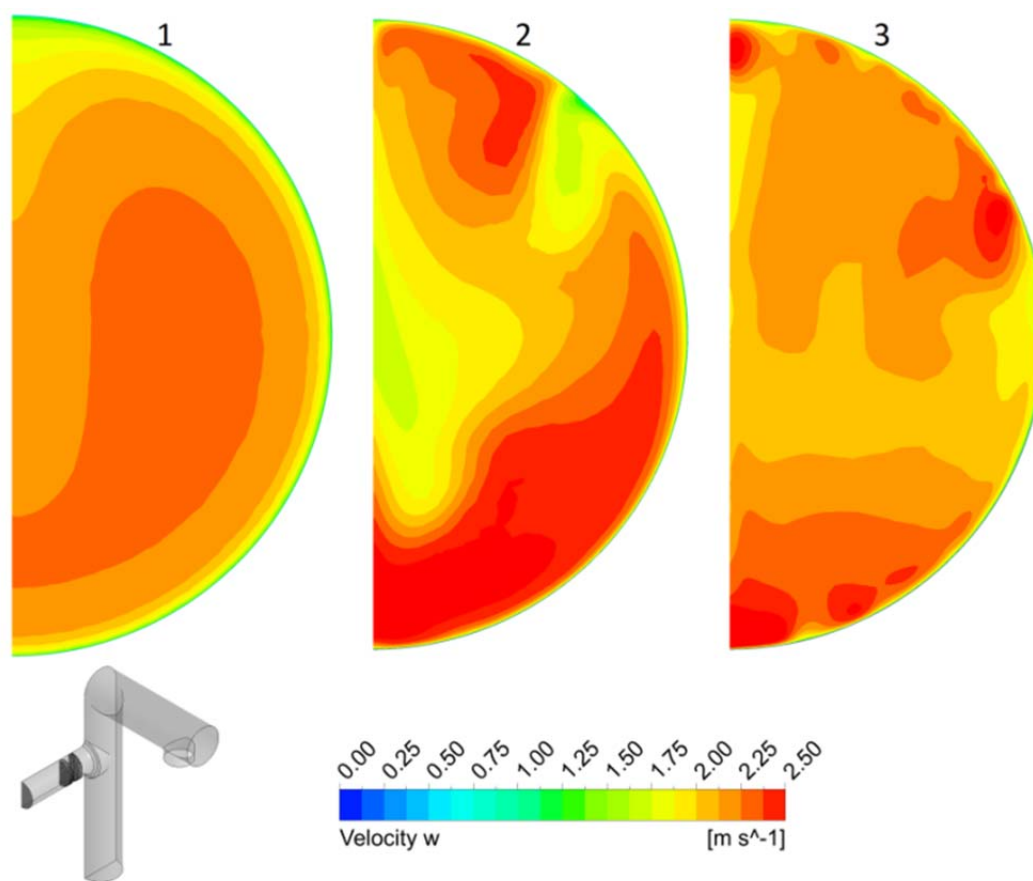


Рис. 6. Поле осевой скорости на выходе из расчётной области для «эталонного» расчёта (1), расчёта с одной решёткой пластин (2) и расчёта с двумя решётками пластин (3)

Внесённые в исходную геометрию гидравлической системы конструктивные изменения привели к увеличению перепада давления на рассматриваемом участке. В случае «эталонного» расчёта перепад давления составляет 4400 Па, для одной решётки пластин – 5700 Па, для двух решёток пластин – 8100 Па. Эти величины соответствуют изменению напора на 0,45; 0,58 и 0,83 м вод. ст. соответственно. Поскольку напор насосного агрегата, приведённый к точке входа в исследуемый участок, составляет 80 м вод. ст., то его потеря от внесения вышеуказанных конструктивных изменений составляет не более 1,1%.

Рассмотрим случай, когда через правый и левый подводы реализуются разные расходы рабочей жидкости. В табл. 3 приведены результаты расчётов для исходной геометрии бокового отвода, «эталонного» расчёта и для варианта отвода с конфузуром и двумя решётками пластин. Анализ результатов расчёта показывает: вариант геометрии отвода с двумя решётками пластин и конфузуром позволяет существенно уменьшить закрутку (до 5% от средней осевой скорости), уменьшая одновременно неоднородность профиля осевой скорости.

В рамках поставленной задачи такую однородность потока можно считать приемлемой, поскольку она отличается от эталонной не более чем на 5%. Кроме того, не наблюдается существенного изменения перепада давления на рассматриваемом участке гидравлической системы.

Таблица 3. Результаты расчётов в случае разных граничных условий на правом и левом подводах

	$z'$	$u_{max}$	$v_{max}$
Исходная геометрия	0.107	0.504	0.690
«Эталонный» расчёт	0.048	0.332	0.355
Две решётки пластин	0.045	0.061	0.068

### Обсуждение результатов

Для верификации полученных результатов проведён расчёт рассматриваемого участка гидравлической системы, основанный на обобщении экспериментальных данных [8]. Участок системы разбит на отдельные элементы, для каждого из которых рассчитывался перепад давления. Суммарный перепад для каждого варианта геометрии сравнивается с результатами конечно-объёмного расчёта в случае одинаковых расходов через правый и левый подводы (табл. 4).

Можно заключить, что результаты гидродинамического расчёта конечно-объёмным методом хорошо совпадают с результатами гидравлического расчёта [8]. Расхождение составляет не более 4,2%. Вместе с тем, хорошее совпадение интегральных характеристик не означает идентичность локальных особенностей потока в обоих случаях.

Таблица 4. Верификация конечно-объёмных расчётов литературными данными

	$\Delta P$ литературный, КПа	$\Delta P$ расчётный, КПа	Расхождение, %
Две решётки пластин	8.5	8.1	4.2%
Одна решётка пластин	5.6	5.7	2.0%
«Эталонный» расчёт	4.6	4.4	3.9%

### Заключение

Достигнуто спрямление профиля осевой скорости потока и уменьшение его закрутки для ограниченного по длине участка гидравлической системы. Спряжение достигнуто за счёт уменьшения размеров рециркуляционной зоны. Закрутка потока уменьшена за счёт гашения поперечных скоростей. Полученные изменения в структуре потока достигнуты изменением геометрии бокового отвода и установки двух решёток пластин. Предложенная геометрия отвода эффективно работает и в случае разных расходов через боковые подводы напорного коллектора.

Полученные расчётные результаты величин перепада давления на исследуемом участке гидравлической системы отличаются от литературных данных не более чем на 5%. Потери напора на рассчитанном участке гидравлической системы с модифицированным переходным участком составляют не более 1.1% от напора насосных агрегатов, осуществляющих циркуляцию воды в системе.

### Библиографический список

1. ГОСТ 8.586.2–2005. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 2: Диафрагмы. Технические требования. М.: Стандартинформ, 2007. 40 с.

2. Quazzane A.K., Benhadj R. Flow Conditioners Design and Their Effects in Reducing Flow Metering Errors // Sensor Review. 2002. V. 22, Iss. 3. P. 223-231.

DOI: 10.1108/02602280210433061



3. Zanker K.J. The Development of a Flow Straightener for Use with Orifice-Plate Flowmeters in Disturbed Flow // Flow Measurement in Closed Conduits (Proceedings of symposium at National Engineering Laboratory). 1962. P. 395-415.

4. Sawchuk B.D., Sawchuk D.P., Sawchuk D.A. Flow Conditioning and Effects on Accuracy for Fluid Flow Measurement // American School of Gas Measurement Technology. 2010.

5. Александров И.Б., Куркин Е.И., Лукьянов О.Е., Садыкова В.О., Шахов В.Г. Численное моделирование формирования потока в круглой трубе за хонейкомбом // Известия Самарского научного центра РАН. 2016. Т. 18, № 4. С. 115-119.

6. Menter F.R. Best practice: Scale-resolving simulations in ANSYS CFD. ANSYS Germany GmbH., 2012. 70 p.

7. El Drainy Y.A., Saqr K.M., Aly H.S., Jaafar M.N.M. CFD Analysis of Incompressible Turbulent Swirling Flow through Zanker Plate // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2009. V. 3, Iss. 4. P. 562-572.

DOI: 10.1080/19942060.2009.11015291

8. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.

## FLOW CONDITIONING DOWNSTREAM A PRESSURE COLLECTOR

© 2017

**V. A. Kalaev** Doctor of Science (Engineering), Deputy General Director – Project Manager; Joint-Stock Company “I.I. Polzunov Scientific and Development Association on Research and Design of Power Equipment”, St. Petersburg, Russian Federation; [general@ckti.ru](mailto:general@ckti.ru)

**S. V. Khorobrov** CFD engineer, Department of Advanced Development; Joint-Stock Company “I.I. Polzunov Scientific and Development Association on Research and Design of Power Equipment”, St. Petersburg, Russian Federation; [svyatoslav.khorobrov@gmail.com](mailto:svyatoslav.khorobrov@gmail.com)

In this paper, incompressible turbulent flow downstream a symmetric pressure collector with fixed outlet pipe length is studied. The goal is to obtain smooth axial velocity profile at the outlet plane. Finite-volume RANS equations with a SST turbulence model are used to describe the motion of fluid. The solution is carried out with the ANSYS FLUENT solver. The transitional part in the T-junction pipe is redesigned to straighten the flow, series of conical confusers and plate grids are employed to reduce both the size of the recirculation area and the magnitude of rotational velocity. The final geometry is tested under asymmetric inlet boundary conditions and its efficiency is shown. CFD results are compared to literature data in terms of pressure drop.

*Flow conditioning; pressure collector; RANS; ANSYS FLUENT; plate grid.*

---

*Citation:* Kalaev V.A., Khorobrov S.V. Flow conditioning downstream a pressure collector. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 4. P. 72-81. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-4-72-81

## References

1. GOST 8.586.2–2005. Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full. Part 2: Orifice plates. Moscow: Standartinform Publ., 2007. 40 p. (In Russ.)

2. Quazzane A.K., Benhadj R. Flow Conditioners Design and Their Effects in Reducing Flow Metering Errors. *Sensor Review*. 2002. V. 22, Iss. 3. P. 223-231.

DOI: 10.1108/02602280210433061

3. Zanker K.J. The Development of a Flow Straightener for Use with Orifice-Plate Flowmeters in Disturbed Flow. *Flow Measurement in Closed Conduits (Proceedings of symposium at National Engineering Laboratory)*. 1962. P. 395-415.

4. Sawchuk B.D., Sawchuk D.P., Sawchuk D.A. Flow Conditioning and Effects on Accuracy for Fluid Flow Measurement. *American School of Gas Measurement Technology*. 2010.

5. Aleksandrov I.B., Kurkin E.I., Lukyanov O.E., Sadykova V.O., Shakhov V.G. Computational Simulation of the Flow Formation in the Circular Pipe after the Honeycomb. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2016. V. 18, no. 4. P. 115-119. (In Russ.)

6. Menter F.R. Best practice: scale-resolving simulations in ANSYS CFD. *ANSYS Germany GmbH*, 2012. 70 p.

7. El Drainy Y.A., Saqr K.M., Aly H.S., Jaafar M.N.M. CFD Analysis of Incompressible Turbulent Swirling Flow through Zanker Plate. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2009. V. 3, Iss. 4. P. 562-572.

DOI: 10.1080/19942060.2009.11015291

8. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Reference book on hydraulic resistances]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 559 p.