

*Клюев Арсентий Сергеевич*¹
arsentyklyuyev@gmail.com

*Чернышев Ярослав Игоревич*¹
chernyshev.yai@edu.spbstu.ru

*Иванов Евгений Александрович*¹
20evgeniy08@mail.ru

*Борщев Игорь Олегович*¹
borshchevspbspu@mail.ru

¹ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Россия, г. Санкт-Петербург

СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО РАСЧЁТА СТРУЙНОГО НАСОСА В CFD ПАКЕТАХ ANSYS И OPENFOAM

Аннотация. В настоящее время одними из самых распространённых программных пакетов вычислительной гидродинамики являются коммерческие CFD-пакеты – ANSYS CFX, ANSYS Fluent, STAR-CCM+ и ряд других. В противоположность вышеупомянутым коммерческим CFD-пакетам, набирает популярность некоммерческая, свободно распространяемая интегрируемая платформа для численного моделирования задач механики сплошных сред (в том числе и CFD задач) – OpenFOAM. Помимо того, что OpenFOAM – это некоммерческий пакет, он также имеет открытый исходный код, что позволяет пользователям писать свои собственные алгоритмы для решения узкоспециализированных задач. Сравнение ANSYS и OpenFOAM в приложении к решению CFD задач несжимаемого турбулентного потока в данной статье приводится на примере расчёта струйного насоса, испытания которого были проведены в Лаборатории гидромашиностроения СПбПУ.

Ключевые слова: насос, CFD, Ansys, CFX, Fluent, OpenFOAM.

*Klyuyev Arseniy*¹
arsentyklyuyev@gmail.com

*Chernyshev Yaroslav*¹
rikett@mail.ru

Ivanov Evgeniy¹
20evgeniy08@mail.ru

Borshchev Igor¹
borshchevspbspu@mail.ru

¹*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia, St. Petersburg*

COMPARISON OF JET PUMP NUMERICAL CALCULATION RESULTS IN ANSYS AND OPENFOAM CFD PACKAGES

Abstract. Currently, among the most popular computational fluid dynamics software packages are commercial CFD packages – ANSYS CFX, ANSYS Fluent, STAR-CCM+ and a number of others. In contrast to the above-mentioned commercial CFD packages, there is an OpenFOAM, a non-commercial, freely distributed, integrated platform for numerical modeling of solid-state mechanics tasks (including CFD tasks), and it is becoming more and more popular. In addition to being a non-commercial package, OpenFOAM also has open source code, which allows users to write their own algorithms for solving highly specialized tasks. A comparison of ANSYS and OpenFOAM in the application to CFD problems of incompressible turbulent flow in this article is given by the example of jet pump calculation, which was tested in the Laboratory of Hydraulic Machine Building of St. Petersburg.

Keywords: CFD, Ansys, CFX, Fluent, OpenFOAM.

Введение

Струйный насос представляет собой гидравлическую машину, в которой перемешивание потоков с последующим транспортированием готового продукта потребителю. При этом соотношение расходов рабочего и инжектируемого потоков в струйном насосе обуславливается конструктивными (геометрическими размерами проточной части) и режимными (напорами во входных и выходных контрольных сечениях насоса) параметрами. Соотношение расходов будет постоянно, если конструктивные и режимные параметры неизменны. Рабочий процесс аппарата сопровождается энергообменом и взаимным перемешиванием потоков благодаря

турбулентному режиму течения и последующему выравниванию полей скорости и давления. В результате образуется смесь, содержащая необходимые состав и энергию, достаточную для последующего транспорта потребителю.

Экспериментальные исследования

В Лаборатории гидромашиностроения были проведены экспериментальные исследования струйного насоса, целью которых было получение подробной характеристики работы промышленного образца струйного насоса, а также исследований в области повышения его КПД.

Схема установки изображена на рисунке 1. Струйный насос был установлен на трубопроводе, подвод рабочей жидкости осуществлялся с помощью 2-х насосов, связанных между собой последовательно, так что максимальный напор рабочей жидкости при испытаниях составлял 100 м. Вода засасывалась через всасывающий патрубок из бассейна Лаборатории и совместно с рабочей водой подавалась в лоток с треугольным водосливом, котрым и замерялся общий расход через систему.

При испытании струйного насоса часть параметров, характеризующих его работу, замерялась непосредственно, а часть определялась вычислением.

Непосредственно измерялись:

1. Давление жидкости в напорной трубе P_1 / Манометр № 1 / M_1 ;
2. Давление жидкости в нагнетающей трубе P_2 / Манометр № 2 / M_2 ;
3. Средняя скорость в напорной трубе v_1 / Трубка Пито / размеры «а» и «б»;
4. Общий расход через эжектор Q_2 / по водосливу;
5. Давление во всасывающей трубе у входа в эжектор P_3 / ртутный пьезометр / размеры «с» и «d»;
6. Сечение напорной трубы / f_1 ;
7. Сечение нагнетательной трубы / f_2 ;
8. Сечение всасывающей трубы / f_3 ;

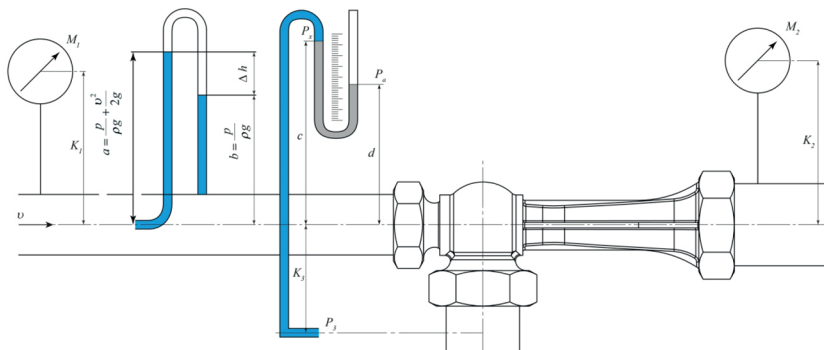


Рис. 1. Схема экспериментальной установки и расположения измерительных приборов

9. Расстояние от оси трубы до центра циферблатов манометров № 1 и № 2, до нулевой точки ртутного пьезометра / соответственно, K_1 , K_2 , и K_3 .

Определялось вычислениями:

1. Расход в напорной трубе Q_1 / по средней скорости v_1 и площади f_1 ;
2. Расход во всасывающей трубе Q_2 / как разность $Q_2 - Q_1$;
3. Скорость во всасывающей трубе v_3 / по расходу Q_3 и сечению f_3 ;
4. Скорость в нагнетательной трубе v_2 / по расходу Q_2 и сечению f_2 ;
5. Полная высота всасывания h_3 ;
6. Коэффициент полезного действия η .

Положение измерительных приборов (манометров, пьезометров, вакуумметров) по высоте учитывалось соответствующими прибавками к их показанию:

$(P_1/\gamma)_{\text{изб.}} = \text{показанию манометра № 1} + K_1$, где K_1 – превышение манометра № 1 над осью струйного насоса в [м], т. е.:

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} \right)_{\text{изб.}} = M_1 + K_1;$$

$(P_2/\gamma)_{\text{изб.}} =$ показанию манометра № 2 + K_2 , где K_2 – превышение манометра № 2 над осью струйного насоса в [м], т. е.:

$$\left(\frac{P_2}{\gamma}\right)_{\text{изб.}} = M_2 + K_2;$$

$(P_3/\gamma)_{\text{абс.}} =$ показанию вакуумметра + K_3 , где K_3 – превышение вакуумметра над осью струйного насоса в [м]; т. е.:

$$\left(\frac{P_3}{\gamma}\right)_{\text{абс.}} = W + K_3;$$

$(P_3/\gamma)_{\text{недост.}} = K_3 -$ показания вакуумметра, где K_3 – превышение вакуумметра над осью струйного насоса в [м];

$$\left(\frac{P_3}{\gamma}\right)_{\text{недост.}} = K_3 - W.$$

Постоянные K_1 , K_2 , и K_3 при испытаниях были равны: $K_1 = 0,4$ м; $K_2 = 0,39$ м; $K_3 = 0,725$ м.

Для учёта влияния элементов трубы на показания трубки Пито, последняя была протарирована: при различных значениях рабочего напора брались замеры скорости трубкой Пито и одновременно по сечению трубы и расходу, замеряемому водосливом. Из сравнения этих параметров был определен тарировочный коэффициент трубки Пито:

$$v_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (a - b)},$$

$$v_1 = \frac{Q_1}{f_1},$$

где Q_1 – расход, замеренный по водосливу, f_1 – сечение трубы.

Из двух этих условий:

$$\varphi = \frac{Q_1}{f_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (a - b)}}.$$

Согласно тарировке в 2-х дюймовой трубе было получено

$$\varphi = 0,374,$$

и скорость, определяемая трубкой Пито:

$$v_1 = 0,374 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (a - b)}.$$

Результаты экспериментальных исследований исследуемого струйного насоса представлены в таблице 1.

Проведение численного расчёта струйного насоса

Основные геометрические параметры исследуемого струйного насоса (рис. 2): диаметр входного сечения рабочего потока – 50 мм, диаметр входного сечения инжектируемого потока – 65 мм, диаметр сечения потока на выходе из эжектора – 65 мм, диаметр сопла – 11 мм, диаметр камеры смешения – 22,5 мм.

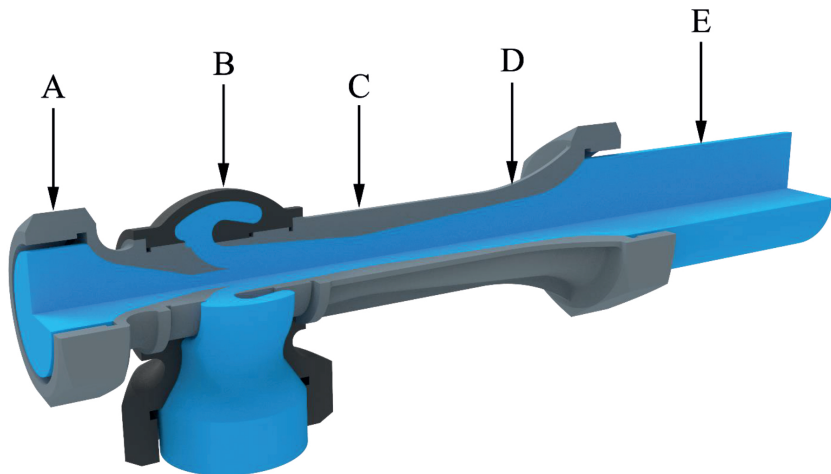


Рис. 2. Схема струйного насоса:
А – рабочее сопло; В – приёмная камера;
С – камера смешения; D – диффузор;
Е – расчётный объём жидкости

Результаты экспериментальных исследований

№	P_1/γ	a	b	$a-b$	Q_1	v_1	$v_1^2/2g$	P_2/γ	h
	М	ММ	ММ	ММ	Л/с	М/с	М	М	ММ
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	80,35	1322,00	78,00	1244,00	3,60	1,84	0,173	14,39	121,50
2	70,35	1118,00	35,00	1083,00	3,36	1,72	0,151	12,39	118,50
3	60,35	1030,00	110,00	920,00	3,10	1,58	0,127	10,59	115,00
4	50,35	888,00	66,00	822,00	2,92	1,49	0,113	9,19	111,50
5	40,35	712,00	59,00	653,00	2,60	1,33	0,090	7,19	103,50
6	30,35	790,00	310,00	480,00	2,23	1,14	0,066	5,39	97,50
7	20,35	290,00	25,00	265,00	1,69	0,86	0,038	3,39	86,00
№	Q_2	v_2	$v_2^2/2g$	Q_3	v_3	$v_3^2/2g$	c	d	h_3
	Л/с	М/с	М	Л/с	М/с	ММ	ММ	ММ	М
	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	7,22	2,29	0,267	3,62	1,150	0,067	632,00	384,00	2,005

2	6,80	2,16	0,238	3,44	1,090	0,061	622,00	392,00	1,765	
3	6,30	2,00	0,204	3,20	1,015	0,053	614,00	398,00	1,575	
4	5,85	1,86	0,176	2,93	0,930	0,044	608,00	403,00	1,445	
5	4,85	1,54	0,121	2,25	0,714	0,026	598,00	413,00	1,195	
6	4,20	1,33	0,090	1,97	0,625	0,020	591,00	418,00	1,015	
7	3,15	1,00	0,051	1,46	0,463	0,011	583,00	425,00	0,825	
№	$P_2/\gamma + h_3 + (v_2^2 - v_3^2)/2g$				$(P_1 - P_2)/\gamma + (v_1^2 - v_2^2)/2g$					η
	M	M	M	M	M	M	M	M	%	
1	19	16,59	19	20	20	20	65,87	25,3	21	
2	14,33	14,33	14,33	57,87	57,87	57,87	25,4	25,4	25,4	
3	12,32	12,32	12,32	49,68	49,68	49,68	25,6	25,6	25,6	
4	10,77	10,77	10,77	41,10	41,10	41,10	26,3	26,3	26,3	
5	8,48	8,48	8,48	33,13	33,13	33,13	22,2	22,2	22,2	
6	6,48	6,48	6,48	24,94	24,94	24,94	22,94	22,94	22,94	
7	4,26	4,26	4,26	16,95	16,95	16,95	21,7	21,7	21,7	

Исследования на сеточную сходимость

Для того, чтобы исключить влияние количества элементов расчётной сетки на расчёт в программном комплексе Ansys был проведён ряд расчётов на сеточную сходимость. В каждом новом расчёте изменялось только число элементов неструктурированной тетраэдральной сетки расчётной области проточной части струйного насоса; геометрия и граничные условия оставались неизменными. На границе входа пассивного потока задавалось полное давление $p_3 = 81\,583$ Па, входа активного потока задавалось полное давление $p_1 = 787\,557$ Па, на границе выхода смешанного потока задавалось статическое давление $p_2 = 140\,742$ Па. Данные параметры соответствуют точке № 1 протокола испытаний по снятию рабочей характеристики насоса (см. табл. 1). Опорное давление принималось равным нулю.

При выполнении расчётов использовалась $k-\epsilon$ модель турбулентности. Свойства рабочей среды описывались моделью Water Liquid (плотность $\rho = 998,2$ кг/м³; молярная масса $\mu = 0,018$ кг/моль).

Основными критериями формы элементов (ячеек) являются Orthogonal Quality (ортогональность) и Skewness (асимметрия).

Рекомендуется использовать сеточные модели, для которых минимальное значение Orthogonal Quality > 0.1 , или максимальное значение Skewness < 0.95 . Выходить за эти пределы можно в случаях относительно простых течений, а также в зонах с незначительными градиентами переменных.

Диапазон показателя качества сетки Orthogonal Quality:

Неприем- лемое	Плохое	Приемле- мое	Хорошее	Очень хорошее	Отличное
0–0,001	0,001–0,10	0,10–0,20	0,20–0,69	0,70–0,95	0,95–1,00

Диапазон показателя качества сетки Skewness:

Отличное	Очень хорошее	Хорошее	Приемле- мое	Плохое	Неприем- лемое
0–0,25	0,25–0,50	0,50–0,80	0,80–0,94	0,95–0,97	0,98–1,00

Все варианты исследуемых сеток удовлетворяют следующим параметрам качества: Orthogonal Quality > 0,18; Skewness < 0,80.

На рисунке 3 представлен разрез дискретизированной на ячейки расчётной области струйного насоса.

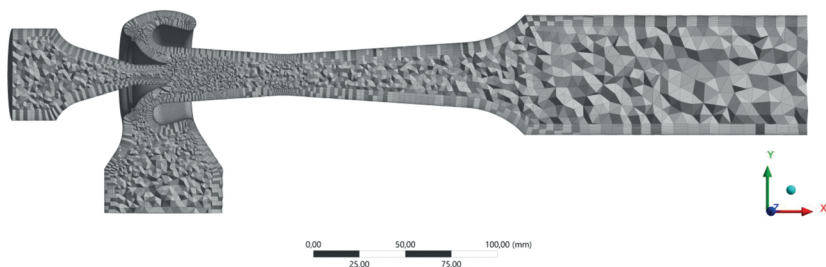


Рис. 3. Сетка с призматическими слоями вдоль твёрдых стенок (4 615 189 элементов)

Результаты расчётов на сеточную сходимость представлены в таблице 2 и на рисунке 4.

Таблица 2

Влияние числа элементов сетки на расчёт

Число элементов	$G_{p_{\text{экс.}}} = 3,589 \text{ кг/с}$		$G_{H_{\text{экс.}}} = 3,609 \text{ кг/с}$		$G_{c_{\text{экс.}}} = 7,198 \text{ кг/с}$	
	$G_p, \text{ кг/с}$	$\delta, \%$	$G_H, \text{ кг/с}$	$\delta, \%$	$G_c, \text{ кг/с}$	$\delta, \%$
1 711 115	3,724	3,76	3,182	-11,83	6,906	-4,06
2 499 489	3,727	3,84	3,203	-11,25	6,930	-3,73
3 546 992	3,727	3,84	3,308	-8,34	7,035	-2,27
4 615 189	3,730	3,92	3,421	-5,21	7,151	-0,66
5 502 019	3,731	3,95	3,415	-5,38	7,146	-0,73
6 438 480	3,731	3,95	3,407	-5,60	7,138	-0,84

В результате проведённых расчётов значение количества элементов сетки, начиная с которого дальнейшее увеличение их

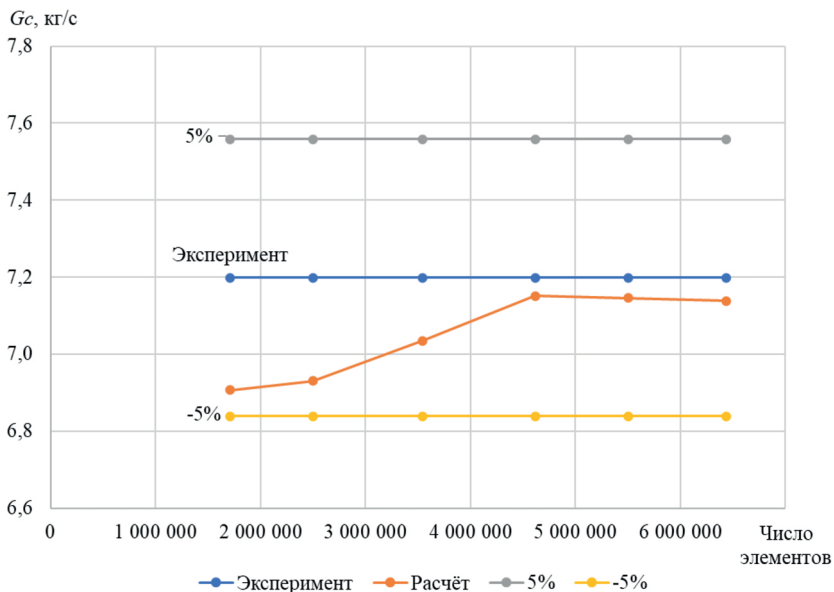


Рис. 4. Зависимость массового расхода на выходе из СН от числа элементов расчётной области

количество не приводит к изменению количественных параметров насоса составило приблизительно 4,5 млн.

Сравнение результатов численного расчёта в ANSYS и OpenFOAM

В ANSYS расчёты проводились в модулях CFX и Fluent. При расчёте в OpenFOAM использовался решатель Simplefoam [1], который представляет собой стационарный решатель для несжимаемого турбулентного потока, реализующий алгоритм SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations). Важным отличием данного решателя от решателя, используемого в ANSYS CFX, является метод расчёта. ANSYS CFX использует метод расчёта Coupled [1], в котором процесс численного решения уравнений переноса импульса и процедура коррекции давления совме-

щены и выполняются одновременно путём решения совместной системы дискретных уравнений [3]. Этот подход к решению использует полностью неявную дискретизацию уравнений на любом заданном временном шаге. Решатель Simplefoam использует метод расчёта Segregated [2], в котором процесс численного решения уравнений переноса импульса и процедура коррекции давления выполняются последовательно [3]. Немаловажным отличием Simplefoam от решателя, реализующегося при расчёте в ANSYS CFX, является то, что в Simplefoam интерполяция Ри-Чоу (Rhie-Chow interpolation) не выполняется в явном виде [2], в отличие от ANSYS CFX. В модуле Fluent от ANSYS есть возможность использовать как алгоритм SIMPLE, так и алгоритм PISO [4].

Численный расчёт характеристики струйного насоса был проведён при различных давлениях. Значения абсолютных давлений, при которых проводились расчёты представлены в табл. 2.

Таблица 2

Граничные условия для расчётных точек

№	P_3	P_1	$P_{2static}$
	Па	Па	Па
1	80 924	888 882	242 067
2	83 289	790 863	222 506
3	85 153	692 827	204 901
4	86 641	594 883	191 208
5	89 383	496 853	171 647
6	90 971	398 813	154 042
7	92 978	300 729	134 481

В таблицах 3, 4, 5 представлены значения массового расхода рабочей жидкости G_p , полученные в результате эксперимента, расчётов в пакетах ANSYS CFX, OpenFOAM, ANSYS Fluent, а также ошибка относительно экспериментальных данных.

Таблица 3

Значения расходов по CFХ и относительная ошибка

№	$G_{1\text{ CFХ}}$	$G_{2\text{ CFХ}}$	$G_{3\text{ CFХ}}$	$G_{1\text{ экс}}$	$G_{2\text{ экс}}$	$G_{3\text{ экс}}$	ΔG_1	ΔG_2	ΔG_3
	кг/с	кг/с	кг/с	кг/с	кг/с	кг/с	%	%	%
1	3,779	6,885	3,106	3,589	7,198	3,609	5,29	4,35	13,94
2	3,535	6,429	2,893	3,35	6,78	3,43	5,52	5,18	15,66
3	3,275	5,956	2,681	3,091	6,281	3,19	5,95	5,17	15,96
4	2,992	5,363	2,371	2,911	5,832	2,921	2,78	8,04	18,83
5	2,679	4,832	2,153	2,592	4,835	2,243	3,36	0,06	4,01
6	2,326	4,198	1,872	2,223	4,187	1,964	4,63	0,26	4,68
7	1,91	3,506	1,595	1,685	3,141	1,456	13,35	11,62	9,55

Таблица 4

Значения расходов по OpenFOAM и относительная ошибка

№	$G_{1\text{ OF}}$	$G_{2\text{ OF}}$	$G_{3\text{ OF}}$	$G_{1\text{ экс}}$	$G_{2\text{ экс}}$	$G_{3\text{ экс}}$	ΔG_1	ΔG_2	ΔG_3
	кг/с	кг/с	кг/с	кг/с	кг/с	кг/с	%	%	%
1	3,560	6,894	3,334	3,589	7,198	3,609	0,80	4,22	7,63
2	3,346	6,963	3,618	3,35	6,78	3,43	0,13	2,70	5,47
3	3,094	6,264	3,170	3,091	6,281	3,19	0,10	0,28	0,64
4	2,821	5,369	2,548	2,911	5,832	2,921	3,11	7,95	12,77
5	2,531	5,081	2,550	2,592	4,835	2,243	2,36	5,08	13,68
6	2,198	4,387	2,189	2,223	4,187	1,964	1,11	4,78	11,44
7	1,802	3,489	1,687	1,685	3,141	1,456	6,94	11,06	15,84

Таблица 5

Значения расходов по Fluent и относительная ошибка

№	G_1 Fluent	G_2 Fluent	G_3 Fluent	G_1 экс	G_2 экс	G_3 экс	ΔG_1	ΔG_2	ΔG_3
	кг/с	кг/с	кг/с	кг/с	кг/с	кг/с	%	%	%
1	3,727	6,929	3,203	3,589	7,198	3,609	-3,85	3,74	11,25
2	3,487	6,531	3,044	3,35	6,78	3,43	-4,09	3,67	11,25
3	3,23	6,057	2,827	3,091	6,281	3,19	-4,50	3,57	11,38
4	2,949	5,424	2,476	2,911	5,832	2,921	-1,31	7,00	15,23
5	2,64	4,912	2,273	2,592	4,835	2,243	-1,85	-1,59	-1,34
6	2,291	4,24	1,949	2,223	4,187	1,964	-3,06	-1,27	0,76
7	1,88	3,531	1,651	1,685	3,141	1,456	-11,57	-12,42	-13,39

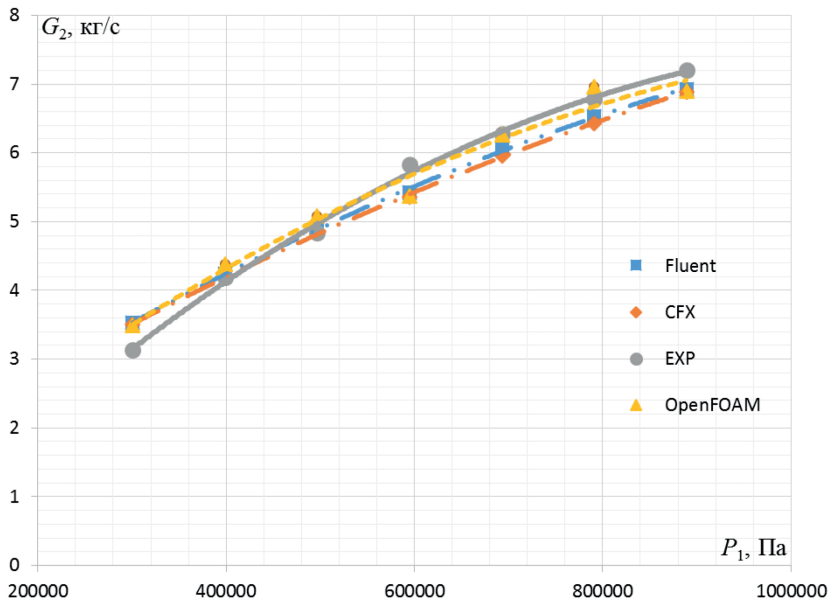


Рис. 5. Зависимость массового расхода на выходе от давления рабочего потока

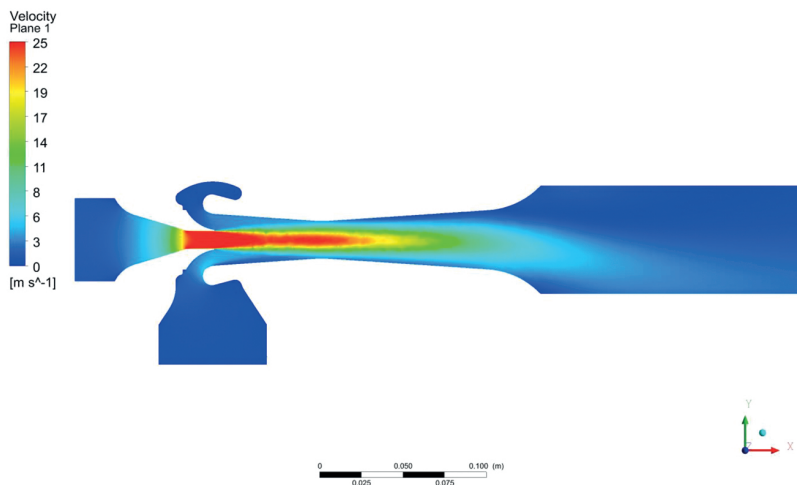


Рис. 6. Распределение скорости в сечении проточной части струйного насоса при расчете в ANSYS CFX

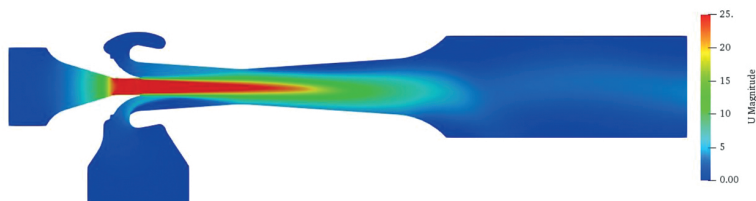


Рис. 7. Распределение скорости в сечении проточной части струйного насоса при расчете в OpenFOAM

На рисунке 5 представлена зависимость массового расхода на выходе от давления рабочего потока по результатам численного моделирования. На рис. 6 и рис. 7 представлены распределения скоростей в проточной части струйного насоса, полученные в результате расчёта в ANSYS CFX и OpenFOAM.

Заключение

Из результатов проведенного исследования следует, что наибольшее среднее значение отклонений по массовому расходу

на выходе из струйного насоса даёт OpenFOAM и составляет 5,15 %. Минимальное среднее значение отклонений по массовому расходу даёт ANSYS Fluent и составляет 4,75 %, но при этом ANSYS Fluent даёт максимальное абсолютное отклонение среди всех значений и составляет 12,42 %. Среднее значение отклонений по массовому расходу на выходе для ANSYS CFX составляет 4,96 %.

Список литературы

1. **Minocha N., Joshi J. B.** 3D CFD simulation of turbulent flow distribution and pressure drop in a dividing manifold system using openfoam // Int. J. Heat Mass Transf. Elsevier Ltd. – 2020. – Vol. 151. – P. 119420.
2. Лопастные насосы : справочник / Под общей редакцией В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Л. : Машиностроение, 1986. – 334 с.
3. **Снегирёв А. Ю.** Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений : учеб. пособие. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 143 с.
4. **Welahettige P., Vaagsaether K.** Comparison of OpenFOAM and ANSYS Fluent // Proceedings of The 9th EUROSIM Congress on Modelling and Simulation, EUROSIM 2016, The 57th SIMS Conference on Simulation and Modelling SIMS2016. – Linköping University Electronic Press, 2018. – Vol. 142. – P. 1005–1012.