

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ЭЖЕКЦИИ

Е.К. Спиридонов, А.А. Дурасов

SIMULATION OF NON-STATIONARY EJECTION

Е.К. Spiridonov, A.A. Durasov

Апробирован способ компьютерного трёхмерного моделирования в программном пакете ANSYS CFX для исследования рабочих процессов в динамических насосах трения путём сравнения его результатов с данными физического эксперимента. Выполнено трёхмерное моделирование рабочего процесса струйного насоса при его запуске и выходе на стационарный режим работы. Сравнение результатов моделирования с данными, полученными при расчёте по одномерной физико-математической модели нестационарной эжекции, подтвердило её адекватность и перспективность применения методов численного трёхмерного моделирования.

Ключевые слова: струйный насос, стационарный и нестационарный режимы, физико-математическая модель, численное трёхмерное моделирование, физический и численный эксперимент, методы расчёта, переходный процесс.

The method of computer 3D simulation in ANSYS CFX software for researching the working processes in rotodynamic pumps of friction by comparing its results with the results of physical experiment is tested. 3D simulation of working process of a jet pump at its activation and setting for a steady-state working is performed. Comparison of the results of simulation with the data obtained after estimating by one-dimensional physical and mathematical model of non-stationary ejection proves its adequacy and the availability of applying the methods of numerical 3D simulation.

Keywords: jet pump, stationary and non-stationary modes, physical and mathematical model, numerical 3D simulation, physical and numerical experiment, calculation methods, transient process.

Процессы, происходящие в камере смешения жидкостного эжектора и, в особенности, их динамика, изучены до настоящего времени еще далеко недостаточно. При этом, эффективное развитие струйной техники требует глубокого знания гидродинамики рабочего процесса, статических и динамических характеристик аппарата.

К настоящему времени достаточно полно исследованы стационарные режимы работы струйных аппаратов. Наиболее интенсивно разработками теории и методов расчёта и проектирования динамических насосов трения, работающих в стационарном режиме, занимались научно-исследовательские центры: ВТИ [1], МВТУ им. Баумана [2], ЮУрГУ [3]. Вместе с тем на кафедре гидравлики и гидропневмосистем ЮУрГУ была разработана одномерная физико-математическая модель нестационарной эжекции в струйных аппаратах [4, 5]. В её основе лежат уравнения баланса расходов и энергии потоков жидкости в смесительной камере, а также уравнения Бернулли для неустановившихся потоков в соплах и диффузоре. При приведении этой модели к стационарным условиям работы эжектора, она становится идентичной одномерной модели стационарной эжекции, предложенной В.К. Темновым [3].

Механизмы нестационарного смешения активного и пассивного потоков и их энергообмена в рабочей камере эжектора довольно сложны, поэтому существующие модели, описывающие данный процесс, являются полуэмпирическими, основанными на результатах экспериментальных исследований. Это, в свою очередь, не позволяет получить полное представление о реальных процессах, происходящих в аппарате при переходных режимах.

В следствии выше сказанного на кафедре гидравлики и гидропневмосистем ЮУрГУ выполнено трёхмерное компьютерное моделирование рабочего процесса жидкостного струйного насоса при его запуске и выходе на стационарный режим работы.

Основной задачей моделирования явилось проведение численного эксперимента по запуску

и выходу на стационарный режим жидкостного эжектора. Результаты моделирования позволят удостовериться в адекватности расчётов динамических характеристик насоса по предложенной ранее одномерной физико-математической модели нестационарной эжекции [5].

На первом этапе численного эксперимента решалась задача о правомерности трёхмерного моделирования рабочих процессов, происходящих в жидкостных динамических насосах трения, путём применения 3D модели насоса, созданной на основе программного пакета ANSYS CFX. С этой целью был повторен численно физический эксперимент, проведённый Я.Г. Шапиро и изложенный в его статье «Экспериментальное исследование жидкостного эжектора» [6].

Процесс смешения в эжекторе исследовался путем измерения полей скоростей и давлений потока в различных контрольных сечениях камеры смешения, а также путем снятия характеристик работы эжектора.

Для исследования был выбран водяной эжектор с цилиндрической камерой смешения и со сменными соплами различного выходного сечения. На рис. 1 приведена принципиальная схема экспериментального эжектора. Длина камеры смешения эжектора была равна $20D$. Диффузор при испытаниях не ставился. Исследованию подвергался участок камеры длиной $10D$. Снятие полей скоростей и давлений производилось трубками Пито, изготовленными из медицинских игл.

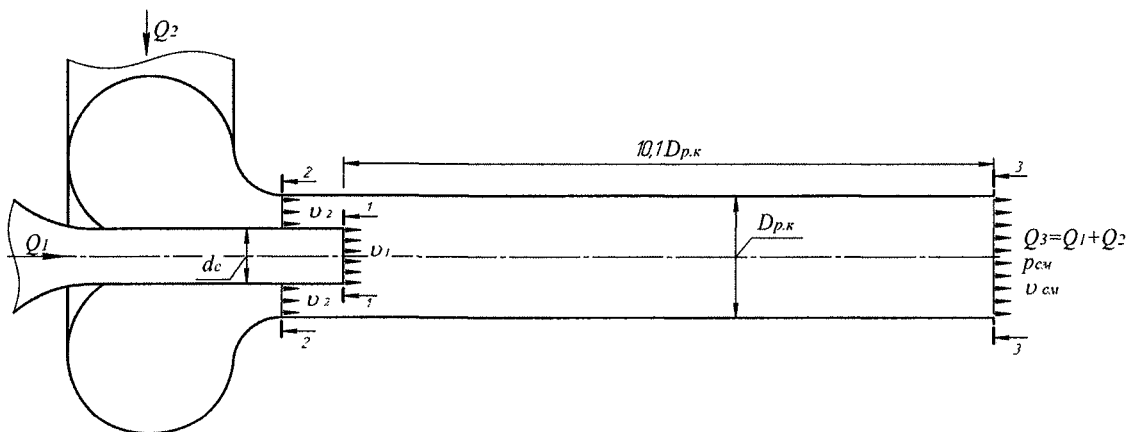


Рис. 1. Принципиальная расчётная схема экспериментального эжектора

В бак постоянного уровня, расположенный на высоте 7 м над осью камеры смешения, вода поступала из водопровода. Постоянство уровня обеспечивалось непрерывным перетеканием воды через переливную трубку. Из бака рабочая жидкость поступала в ресивер, установленный на входе в эжектор. Ресивер, предназначенный для обеспечения симметричного поля скоростей рабочей жидкости относительно оси камеры, был снабжен воздушным колпаком. Расход рабочей жидкости регулировался краном напора. Давление рабочей жидкости на входе в эжектор измерялось ртутным манометром. Пассивная жидкость поступала в эжектор из бака постоянного уровня, снабженного также переливной трубкой. Уровень жидкости можно было изменять от 100 до 600 мм над осью камеры смешения, что было необходимо для тарировки магистрали пассивной жидкости. В остальных случаях уровень поддерживался на высоте $H=515$ мм.

Диаметр камеры смешения был равен 20,3 мм. Поля скоростей и давлений измерялись при двух различных диаметрах сопла: $d_{c1}=10,5$ мм - «первый» и $d_{c2}=12,76$ мм - «основной» режимы работы соответственно.

На основании представленных выше данных о геометрических размерах сопла, рабочей камеры, а также общей схемы установки, на которой проводился физический эксперимент, в приложении Workbench программного пакета ANSYS CFX, были построены трёхмерные расчётные сетки исследуемой проточной части струйного насоса для двух диаметров сопла. Геометрические параметры сеток с расположенными на них контрольными сечениями представлены на рис. 2.

В целях экономии ресурсов и упрощения вычислений, в расчёт была принята только та часть камеры смешения, в которой проводились физические измерения. Следовательно, длина смоделированной камеры смешения, отсчитанная от выходной кромки сопла (сечение 1-1), была принята 215,3 мм ($10,1D_{p.k}$) для «первого» режима и 210,3 мм для «основного» режима работы.

Основные количественные параметры расчётных сеток «первого» и «основного» режимов работы представлены в табл. 1.

Расчет и конструирование

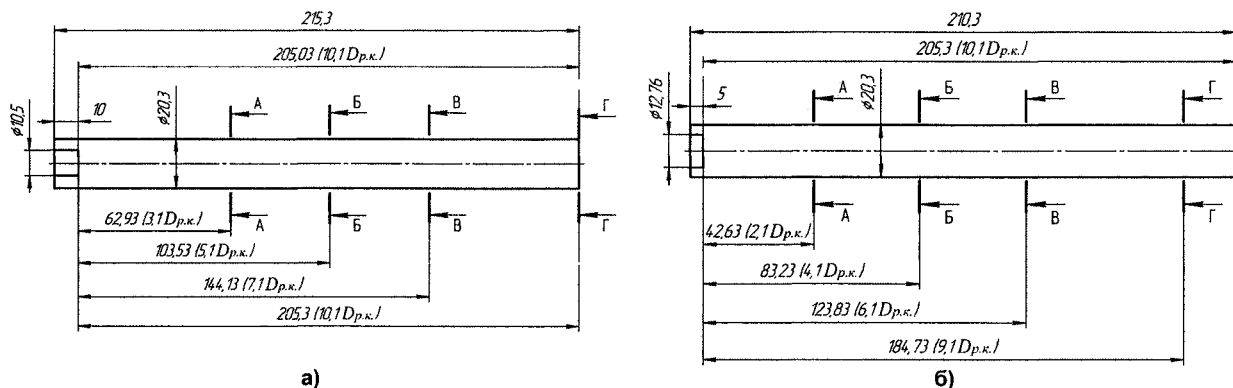


Рис. 2. Геометрические параметры исследуемой части эжектора: а – для «первого» режима работы; б – для «основного» режима работы

Полученные расчётные сетки проточной части насоса были переданы в препроцессор ANSYS CFX, в котором были заданы граничные условия численного расчёта.

Таблица 1

Параметры расчетных сеток

Режимы работы	«Первый»	«Основной»
Количество тетраэдров	483 856	476 620
Количество пирамид	266	248
Количество призм	255 126	254 132
Общее число узлов	218 085	216 446
Общее число элементов	739 248	732 000

Граничные условия, заданные для двух режимов работы «первого» и «основного» представлены в табл. 2, 3.

Таблица 2

Граничные условия для «первого» режима работы ($d_{c1}=10,5$ мм)

Тип	Вход активного потока	Вход пассивного потока	Выход смешанного потока
Расположение	сечение 1–1	сечение 2–2	сечение 3–3
Тип условия	inlet	inlet	outlet
Режим течения	дозвуковой	дозвуковой	дозвуковой
Заданный параметр потока	$v_1=3,8$ м/с	$v_2=0,58$ м/с	$p_{сш}=1710$ Па
Вектор потока	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения

Таблица 3

Граничные условия для «основного» режима работы ($d_{c2}=12,5$ мм)

Тип	Вход активного потока	Вход пассивного потока	Выход смешанного потока
Расположение	сечение 1–1	сечение 2–2	сечение 3–3
Тип условия	inlet	inlet	outlet
Режим течения	дозвуковой	дозвуковой	дозвуковой
Заданный параметр потока	$v_1=3,7$ м/с	$v_2=0,56$ м/с	$p_{сш}=1970$ Па
Вектор потока	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения

Поверхность доменов, оставшаяся после выделения граничных условий - стенка (тип Wall) с параметром шероховатости $Rz=32$ мкм. Тип домена - дистиллированная вода при температуре

25 °С. Численный эксперимент проводился в абсолютной системе давлений, в поле силы тяжести. Главная ось эжектора располагалась перпендикулярно вектору ускорения свободного падения. При расчёте была использована k-Epsilon модель турбулентности с параметрами средней интенсивности $k=0,05$; $\varepsilon=10$ – для сечений 1–1 и 2–2 и низкой интенсивности $k=0,01$; $\varepsilon=1$ для сечения 3–3.

Величины скоростей и давлений потока в контрольных сечениях проточной части насоса полученные на основе численного моделирования были переведены в безразмерные и сопоставлены с экспериментальными данными. Результаты сопоставления для «первого» и «основного» режимов работы представлены на рис. 3–6.

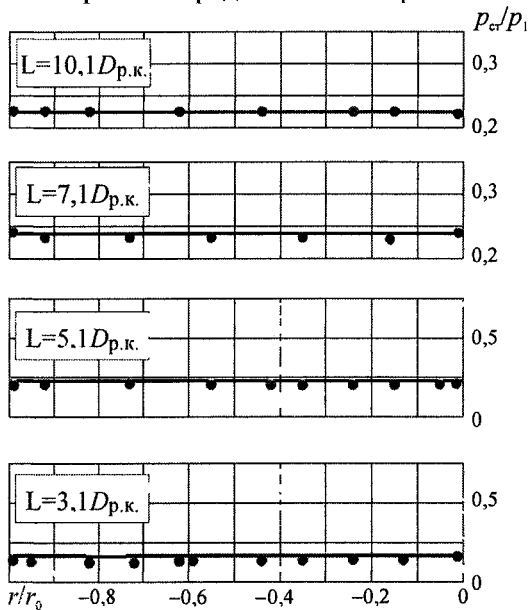


Рис. 3. Поля давлений в контрольных сечениях для «первого» режима работы:
• – данные физического эксперимента Я.Г. Шапиро;
— — кривая результатов численного моделирования

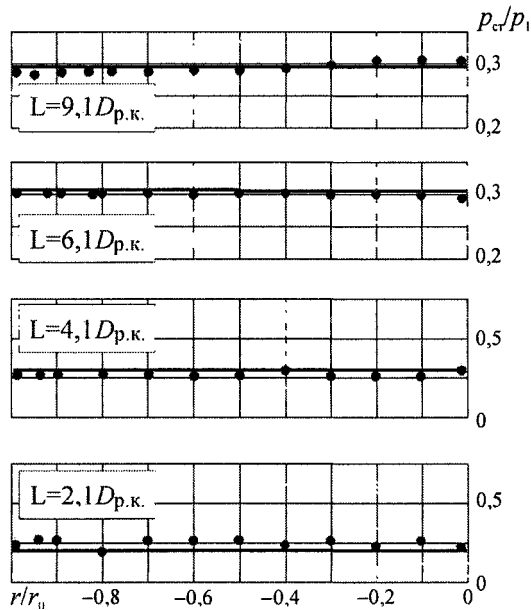


Рис. 4. Поля давлений в контрольных сечениях для «основного» режима работы:
• – данные физического эксперимента Я.Г. Шапиро;
— — кривая результатов численного моделирования

Как видно из представленных выше графиков, а так же сравнительных данных табл. 4, результаты численного моделирования и физического эксперимента весьма удовлетворительно согласуются между собой. Некоторые расхождения значений скоростей и давлений потока в контрольных сечениях на представленных зависимостях можно объяснить тем, что в статье Я.Г. Шапиро [6] не в полной мере были изложены некоторые особенности конструкции экспериментальной установки и условий проведения эксперимента, которые пришлось домысливать самостоятельно. Однако полученные результаты свидетельствуют о том, что применение метода компьютерного трёхмерного моделирования в программном пакете ANSYS CFX для исследования рабочих процессов в динамических насосах трения вполне адекватно и весьма перспективно.

Таблица 4

Сравнение расчетных экспериментальных данных

Сечение	Средняя по сечению скорость потока, м/с					
	«Первый» режим работы			«Основной» режим работы		
	По эксперименту	По модели	Погрешность $\sigma_{абс.}, \%$	По эксперименту	По модели	Погрешность $\sigma_{абс.}, \%$
1–1	3,80	3,61	5,0	3,70	3,53	4,5
2–2	0,58	0,58	0,0	0,56	0,56	0,0
3–3	1,42	1,43	0,7	1,74	1,79	3,0

На втором этапе численного эксперимента в программном пакете ANSYS CFX была создана трёхмерная модель проточной части классического жидкостного струйного насоса.

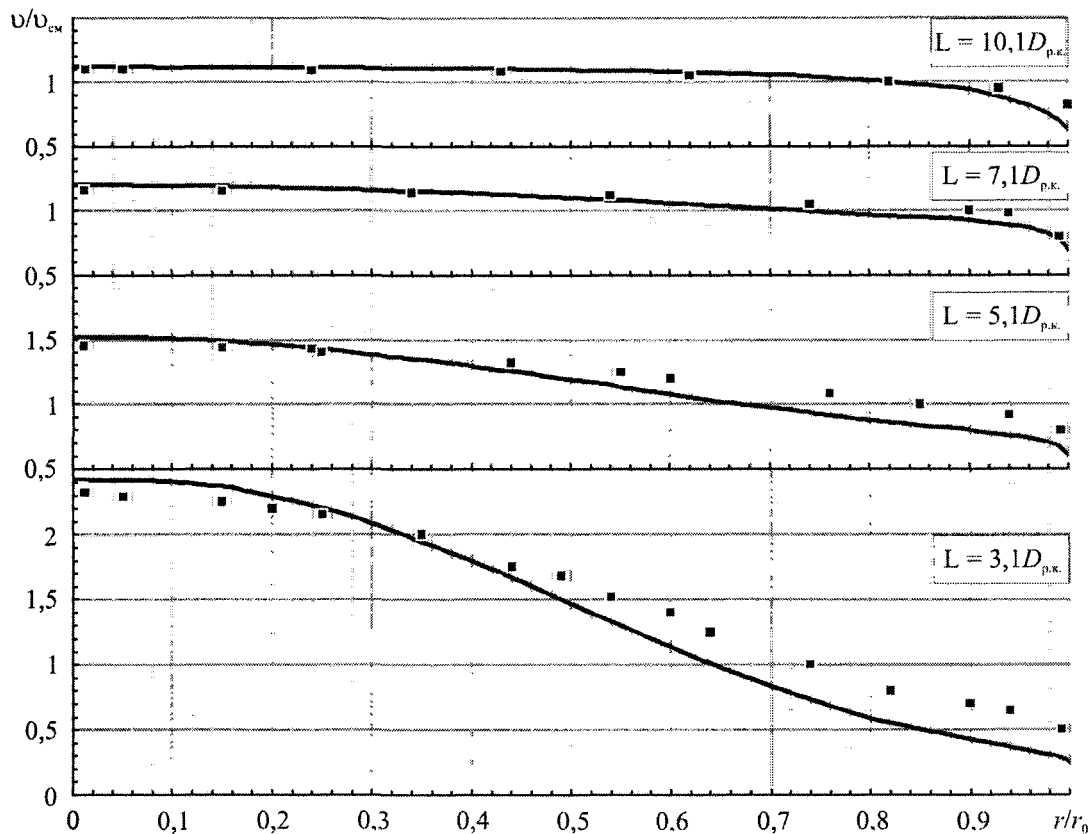


Рис. 5. Поля скоростей в контрольных сечениях для «первого» режима работы:

■ – данные физического эксперимента Я. Г. Шапиро;
 — кривая результатов численного моделирования

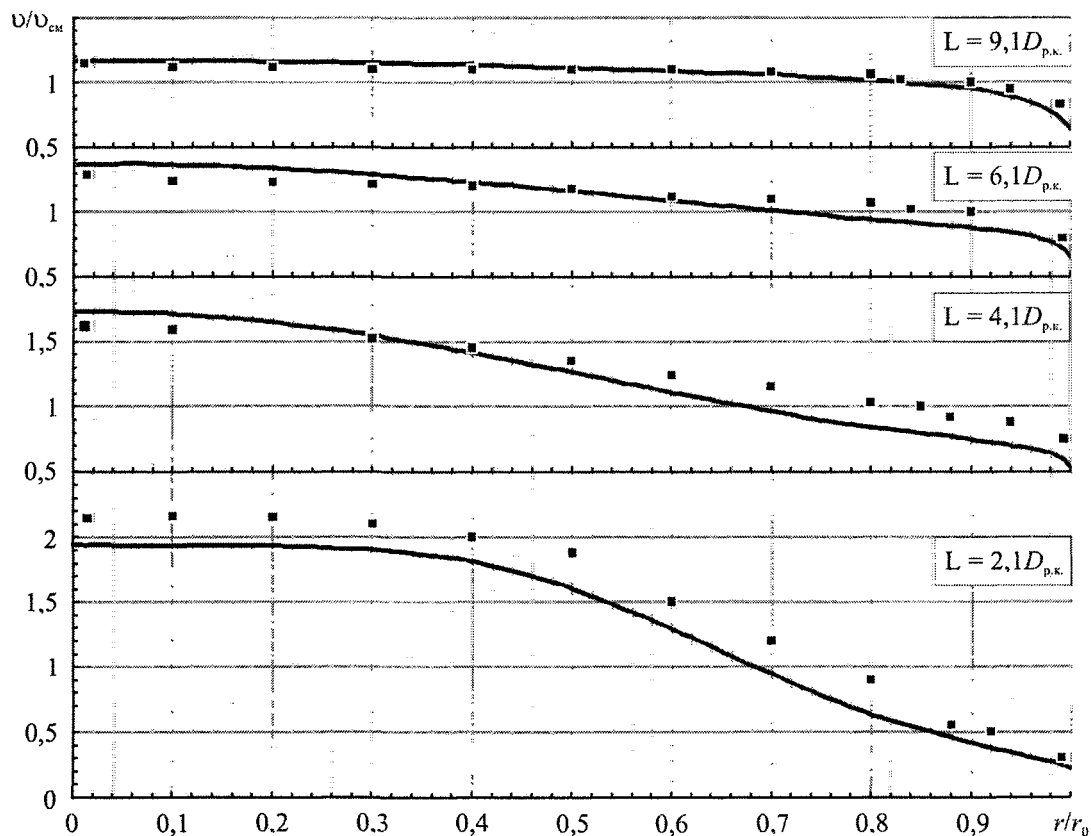


Рис. 6. Поля скоростей в контрольных сечениях для «основного» режима работы:

■ – данные физического эксперимента Я. Г. Шапиро;
 — кривая результатов численного моделирования

Расчёт параметров и профилирование проточной части эжектора для сравнения были выполнены по двум различным и наиболее общепринятым методикам. Расчётная схема для моделируемого струйного аппарата представлена на рис. 7. Первая методика была предложена профессором кафедры ГиГПС ЮУрГУ В.К. Темновым [3], результат расчёта - на рис. 8, а вторая была предложена Е.Я. Соколовым, Н.М. Зингером (ВТИ) [1], результат расчёта - на рис. 9.

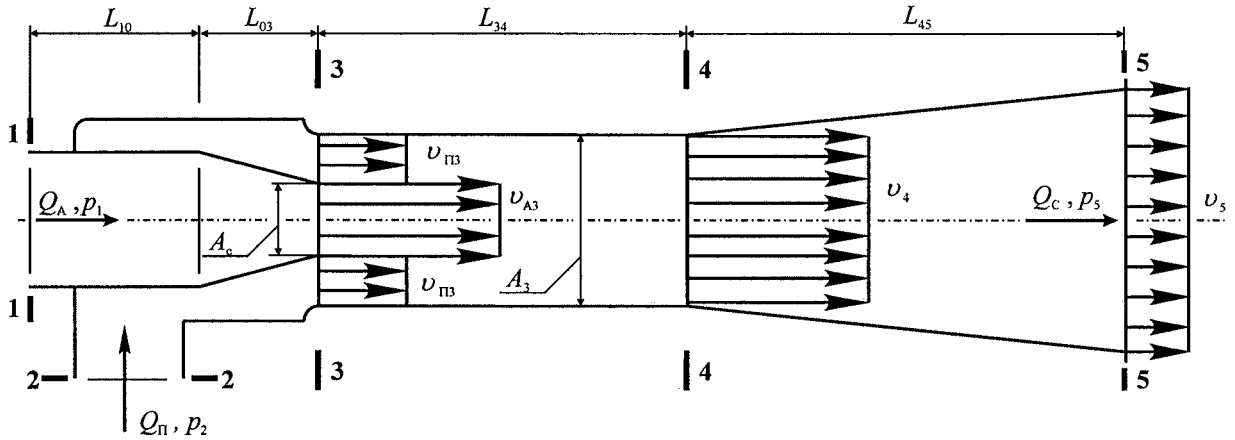


Рис. 7. Принципиальная расчётная схема жидкостного струйного эжектора

Исходные данные для расчёта по двум выше обозначенным методикам были приняты одинаковыми и являлись следующими: полное абсолютное давление активного потока на входе в эжектор $\bar{p}_1 = 10$ атм. (сечение 1–1); полное абсолютное давление пассивного потока на входе в эжектор $\bar{p}_2 = 2$ атм. (сечение 2–2); требуемое полное абсолютное давление на выходе из эжектора $\bar{p}_5 = 3$ атм. (сечение 5–5); необходимая производительность насоса $Q_5 = 27,8$ дм³/с.

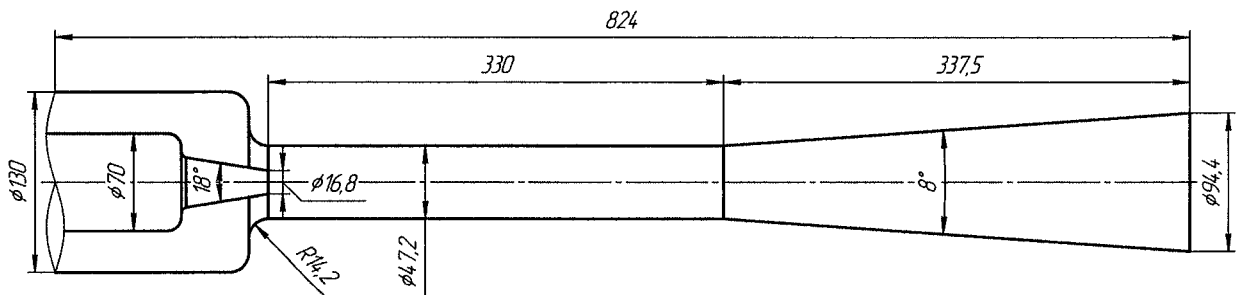


Рис. 8. Проточная часть струйного насоса, рассчитанная по методике В.К. Темнова (ЮУрГУ)

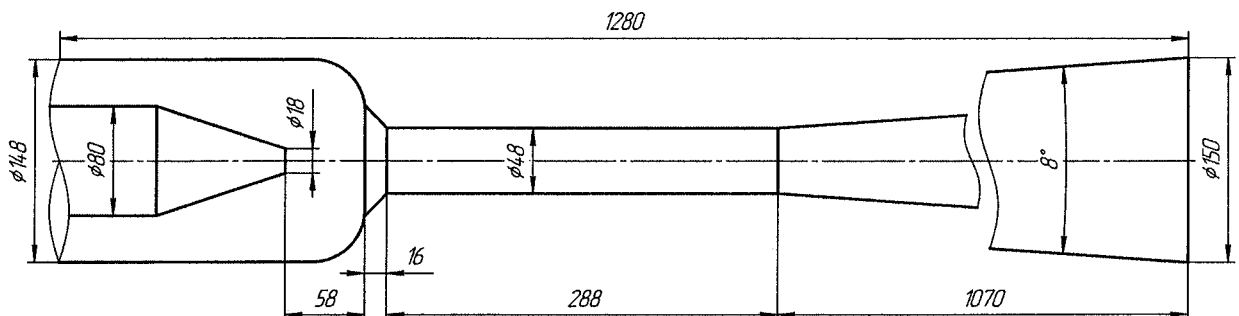


Рис. 9. Проточная часть струйного насоса, рассчитанная по методике Е.Я. Соколова, Н.М. Зингера (ВТИ)

При сравнении рис. 8, 9 видно, что проточные части эжектора, рассчитанные при одинаковых исходных условиях, но по разным методикам имеют существенные различия. Расчётные расходы активного и пассивного потоков, представленные в табл. 5, также различны. Причём, струйный насос, рассчитанный по методике В.К. Темнова, обладает при меньших расходах активного потока большим расходом эжектируемой среды.

Таблица 5

Таблица 6

Средний по сечению расход, $\text{дм}^3/\text{с}$

Сечение	Расчёт по методике В.К. Темнова	Расчёт по методике Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера
1-1	8,42	9,60
2-2	19,38	18,30

Параметры расчётной сетки

Параметр	Количество
Тетраэдр	483 856
Пирамида	266
Призма	255 126
Общее число узлов	218 085
Общее число элементов	739 248

После анализа обеих методик расчёта параметров и профилирования проточной части эжектора было принято решение построить трёхмерную модель на основе данных расчёта по методике В.К. Темнова.

На основании представленных выше данных об основных геометрических параметрах эжектора, в приложении Workbench программного пакета ANSYS CFX, была построена трёхмерная расчётная сетка проточной части исследуемого аппарата. Основные количественные параметры расчётной сетки, занесены в табл. 6.

Далее расчётная сетка проточной части эжектора была передана в препроцессор ANSYS CFX, в котором были заданы граничные условия численного расчёта. Основные граничные условия, заданные для исследуемого струйного аппарата, представлены в табл. 7. Величины полного давления заданы избыточными. Атмосферное давление принято равным $p_{\text{атм}}=0,0981$ МПа.

Поверхность доменов, оставшаяся после выделения граничных условий - стенка (тип Wall) с параметром шероховатости $Rz = 32$ мкм. Тип домена - дистиллированная вода при температуре 25°C . Численный эксперимент проводился в поле силы тяжести земли. Главная ось эжектора располагалась перпендикулярно вектору ускорения свободного падения.

При расчёте была использована k-Epsilon модель турбулентности с параметрами средней интенсивности $k=0,05$; $\varepsilon=10$ - для сечений 1-1 и 2-2 и низкой интенсивности $k=0,01$; $\varepsilon=1$ для сечения 5-5.

Таблица 7

Граничные условия для исследуемого струйного аппарата

Тип	Вход активного потока	Вход пассивного потока	Выход смешанного потока
Расположение	сечение 1-1	сечение 2-2	сечение 5-5
Тип условия	inlet	opening	opening
Режим течения	дозвуковой	дозвуковой	дозвуковой
Заданный параметр потока	$Q_3 = 27,8 \text{ дм}^3/\text{с}$	$\bar{p}_2 = 2 \text{ атм}$	$\bar{p}_5 = 3 \text{ атм}$
Вектор потока	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения

Далее расчётная модель с заданными граничными условиями была передана в решатель. Основные параметры решателя: общее время моделирования 0,7 с, из них 80 шагов по 0,000625 с и 13 шагов по 0,5 с; критерий сходимости - $\text{RMS error}=0,0004$; число итераций в каждом шаге - 10.

После успешного решения задачи, т. е. достижения заданного критерия сходимости результаты были переданы в постпроцессор для дальнейшей обработки.

В табл. 8 представлены величины расхода и полного давления потока в контрольных сечениях эжектора (сечения 1-1, 2-2 и 5-5), полученные после выхода эжектора на стационарный режим работы, а также значения данных параметров, заданные по условию задачи, и погрешность численного эксперимента.

Сечение	Средний по сечению расход, $\text{дм}^3/\text{с}$			Среднее по сечению полное давление, МПа		
	Численное решение	Условие задачи	Погрешность расчёта $\sigma_{\text{абс.}}$, %	Численное решение	Условие задачи	Погрешность расчёта $\sigma_{\text{абс.}}$, %
1-1	8,42	8,42	$\cong 0$	0,90	0,98	8
2-2	18,81	19,38	3	0,19	0,19	$\cong 0$
5-5	27,22	27,80	2	0,30	0,29	2

Из табл. 8 видно, что погрешности контрольных параметров потока весьма малы и вполне могут быть объяснены несовершенством численных методов расчёта с одной стороны и наличием эмпирических составляющих аналитического метода с другой.

В табл. 9 представлены значения расхода активной, пассивной жидкости и общей производительности эжектора, вычисленные разными методами.

Таблица 9

Сечение	Средний по сечению расход, $\text{дм}^3/\text{с}$			
	Численное моделирование ANSYS CFX	Расчёт по методике В.К. Темнова	Расчёт по уравнениям нестационарной эжекции	Расчёт по методике Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера
1-1	8,42	8,42	8,24	9,60
2-2	18,81	19,38	18,90	18,30
5-5	27,22	27,80	27,10	27,80

Далее в программном пакете MathCAD на основе дифференциальных уравнений нестационарной эжекции, представленных в статье [5], был выполнен расчёт переходного рабочего процесса в струйном аппарате, включающий его запуск и выход на стационарный режим работы. При расчёте были использованы геометрические параметры и граничные условия, аналогичные тем, что применялись при трёхмерном моделировании в пакете ANSYS CFX и описаны выше.

По результатам расчёта были построены графики изменения скоростей активного, пассивного потоков для сечения 3-3 и смешанного потока в сечении 4-4 (рис. 10). Эти графики были сопоставлены с аналогичными зависимостями, полученными в ходе численного эксперимента в пакете ANSYS CFX.

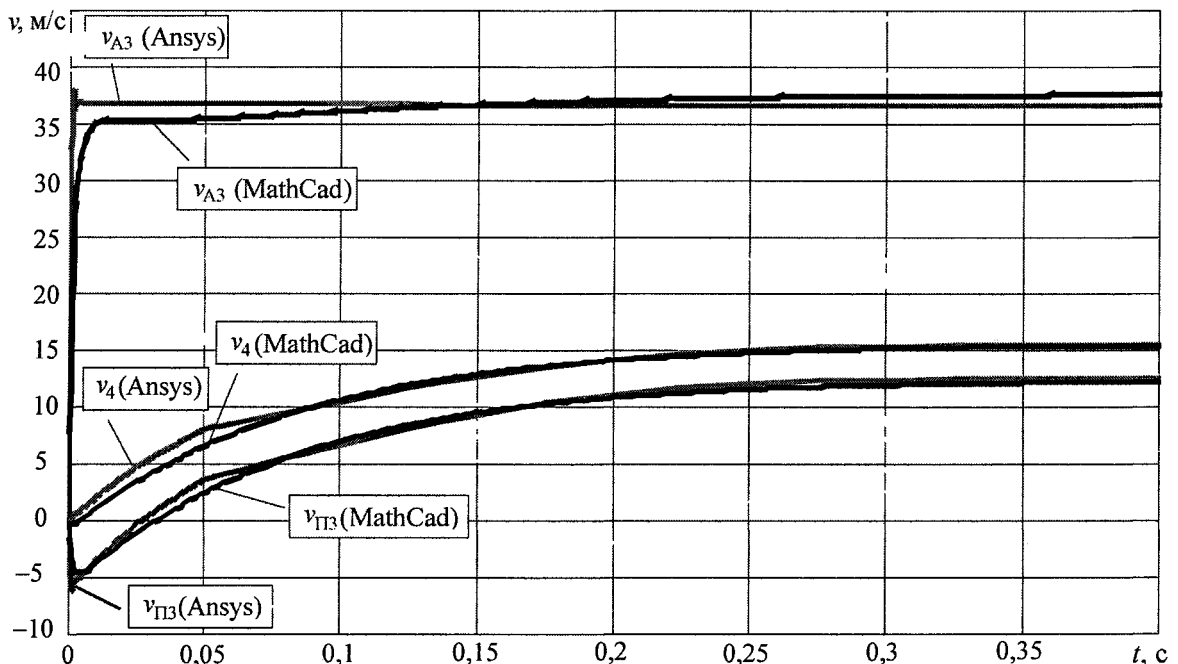


Рис. 10. Изменение скоростей активного, пассивного и смешанного потоков жидкостного эжектора при его запуске и выходе на стационарный режим работы

Анализ результатов численного моделирования, представленных в табл. 8, 9 и на рис. 10 позволяет сделать ряд важных выводов:

1. Погрешности контрольных параметров потока (см. табл. 8) весьма малы, и их наличие вполне объяснимо особенностями использования упрощенной (k -Epsilon) модели турбулентности в численных методах трёхмерного моделирования.

2. Значения среднего расхода в сечениях 1-1, 2-2 и 5-5 (см. табл. 9) на стационарном режиме работы жидкостного эжектора, вычисленные разными способами, практически не отличаются друг от друга. Это обстоятельство, а так же график, представленный на рис. 11 позволяют говорить о правомерности и высокой степени достоверности расчёта переходных процессов эжектора по одномерной физико-математической модели нестационарной эжекции.

3. Внедрение численных методов моделирования рабочих процессов в эжекторных системах даёт возможность подойти на принципиально новом технологическом уровне к решению следующих актуальных задач, таких как:

- совершенствование существующих методик расчёта и проектирования СН;
- создание принципиально новых универсальных методов расчёта и проектирования современных СН;
- экономия финансовых и временных ресурсов особенно на начальных этапах проектирования.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Челябинской области.

Литература

1. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты - 3-е изд., перераб. /Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 352 с.

2. Подвидз, Л.Г. Расчёт струйных насосов и установок / Л.Г. Подвидз, Ю.Л. Кирилловский // Труды ВНИИгидромаша /ВНИИгидромаш. -1968. - Вып. 38. -С. 44- 96.

3. Темное, В.К. Расчёт и проектирование жидкостных эжекторов: Учебное пособие / В.К. Темное, Е.К. Спиридонов. - Челябинск: ЧПИ, 1984. - 44 с.

4. Спиридонов, Е.К. Математическое моделирование нестационарной эжекции в струйном насосе / Е.К. Спиридонов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2003. - Вып. 3. - №17. -С. 151-155.

5. Спиридонов, Е.К. Характеристики нестационарной эжекции в жидкостном струйном насосе / Е.К. Спиридонов, А.А. Дурасов // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Машиностроение». - 2007. - Вып. 10.-№ 25. - С. 35-44.

6. Шапиро, Я.Г. Экспериментальное исследование жидкостного эжектора /Я.Г. Шапиро //Научные тр. МАИ. - 1950. Вып. 97. - С. 191-236.

Поступила в редакцию 24 октября 2008 г.

Спиридонов Евгений Константинович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы», декан Аэрокосмического факультета Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты, лопастные насосы и напорные гидросистемы.

Evgeny K. Spiridonov. The doctor of engineering science, professor, the head of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department, dean of aerospace faculty of the South Urals State University. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, stream devices, lobe pumps and pressure head hydraulic-circuit systems.

Дурасов Алексей Анатольевич. Аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты.

Aleksey A. Durasov. The post-graduate student of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department of South Urals State University. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, stream devices.