

УДК 621.454.2

МЕТОДИКА ДОСТОВЕРНОГО CFD-МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВУХКАСКАДНОГО ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

© 2015 В. М. Зубанов¹, Л. С. Шаблей¹, А. В. Кривцов¹,
А. И. Иванов², И. П. Косицын², Н. В. Батулин²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

²Открытое акционерное общество «Кузнецов»

Выполнено моделирование рабочего процесса керосинового насоса. Исследовались различные приёмы улучшения CFD-модели: выбор типа граничных условий, удлинение входного и выходного патрубка насоса, оценка влияния размерности сетки и моделей турбулентности. Выявлено преимущество граничного условия типа «Opening» с подтипом «Opening Pressure». Определены рациональные длины дополнительных патрубков для корректного моделирования: на входе размером 1/2 калибра входного диаметра, на выходе – 4 калибра выходного диаметра для номинального режима и 7 калибров – для остальных режимов. Определены наилучшие сочетания модели турбулентности и размерности расчётной сетки: для точной сеточной модели с размером первого элемента 1 мкм лучше использовать модель турбулентности k-omega, для более грубых сеток – k-epsilon. Сходимость решения оценивалась по характеру изменения интегральных параметров насоса. Для самой точной модели амплитуда колебания КПД в процессе расчёта составила один процент. Оценка достоверности модели производилась путём сравнения полученных расчётных характеристик с экспериментальными данными. С помощью верифицированной CFD-модели также была произведена оценка радиальной нагрузки на подшипник крыльчатки, которая показала качественное совпадение расчётных и экспериментальных данных. Предлагаемая методика моделирования позволяет создавать адекватные CFD-модели насосов с наименьшими вычислительными затратами. Разработанные CFD-модели могут быть использованы при оптимизационных исследованиях многоступенчатых шнекоцентробежных насосов.

CFD, керосиновый насос, расчётная модель.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-316-326

Введение

Сложные рабочие процессы высокопроизводительных насосов обуславливают сложность их проектирования и доводки. Понимание рабочих процессов насосов позволяет снизить сложность проектирования и сократить стоимость создания новых и модернизации существующих насосов. CFD-моделирование является хорошим инструментом для прогнозирования производительности насоса [1-3].

В [4] проведена оптимизация с целью максимизации эффективности центробежного рабочего колеса насоса. Результаты CFD-моделирования сравнивались с аналитическим расчётом (разница 9%), но не проведено сравнение с экспериментом, и повышение эффективности на 2,32% может оказаться в пределах погрешности. В расчётах использовался

коммерческий CFD-код ANSYS CFX версии 13.0 с TurboGrid для создания сеточной модели и BladeGen для геометрического моделирования.

В [5] моделирование проводилось с помощью инструмента ANSYS CFX, были показаны небольшие различия в интегральных результатах между установившимся и нестационарным моделированием. Двухфазное моделирование кавитирующего потока обеспечило большую точность только для режимов кавитации. Результаты CFD-моделирования отличаются от экспериментальных данных: общий напор – на 17%, КПД – на 15%.

Имеются три основных особенности существующих подходов к CFD-моделированию насоса. Во-первых, использование коммерческих CFD-инструментов. Во-вторых, существует широкий диапазон погрешности модели: от 1% – для точных

расчётов и до 20% – для двухфазных моделей кавитирующих потоков. Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными выполняется часто. Однако используется неявная методика верификации, и сравнение ошибок моделирования и экспериментальных ошибок не включено в наблюдение. В-третьих, адекватность CFD-модели, как правило, возрастает с увеличением времени расчёта. Поэтому должен использоваться рациональный адекватный минимум моделей для уменьшения расчётного времени.

Керосиновый насос (рис. 1) состоит из следующих частей:

- KID (Knee Inlet Duct) – входное устройство;
- LPS (Low Pressure Screw) – шнек низкого давления;
- LPI (Low Pressure Impeller) – крыльчатка низкого давления;
- TP (Transferring Passage) – переходный канал;
- HPS (High Pressure Screw) – шнек высокого давления;
- HPI (High Pressure Impeller) – крыльчатка высокого давления;
- VOD (Volute Outlet Duct) – выходное устройство.

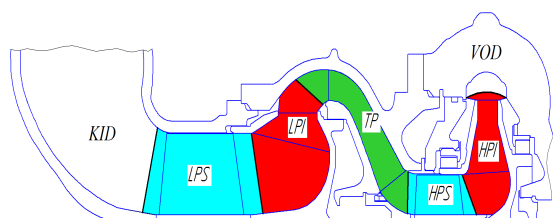


Рис. 1. Меридиональное сечение моделируемого насоса

Получение точной CFD-модели связано с идентифицированием путём сравнения результатов с экспериментальными или расчётными, которые были получены проверенными методами.

В данной работе для идентификации модели рабочих процессов насоса используются результаты экспериментальных проликов на воде (вместо керосина) в качестве рабочей жидкости. Результаты для керосина были также получены из результатов проликов на воде при помощи тео-

рии гидродинамического подобия. Основная цель работы заключается в создании CFD-модели насоса.

Сеточная модель

Создание сетки для лопаточных элементов (роторов и стационарного переходного канала) было выполнено с помощью программы NUMECA AutoGrid5 [6]. Для упрощения расчёта использовались секторные модели – поток вокруг одной лопатки крыльчатки или шнека [7].

Этот метод позволил получить структурные сетки для лопаточных венцов с размером первого элемента 1 мкм. Параметры качества для этих гексагональных сеток приведены в табл. 1.

Таблица 1. Качество структурированной гексагональной сетки лопаточных венцов

Характеристика	LPS	LPI	TP	HPS	HPI	
Количество элементов, $\times 10^6$	0.67	0.51	0.40	0.61	0.62	
Минимальный угол, град.	10.1	21.4	36.3	12.9	9.97	
Соотношение сторон	макс $\times 10^3$	10.3	4.05	4.45	4.49	4.12
	<1000, % элем.	93	98	96	96	96
Коэф. расширения	макс.	15.1	3.2	3.3	16.1	3.7
	<1.8, % элем.	90	97	96	88	97

Сеткогенерация нелопаточных элементов выполнена в программе ANSYS ICEM CFD [8]. Ввиду отсутствия периодичности этих единиц были использованы полные модели. Сложность геометрии языка спирального сборника (улитки), особенно в горле улитки, является результатом немного худшего качества сетки, но трудностей для решателя это не вызвало. Параметры качества для сеток приведены в табл. 2.

Таблица 2. Качество неструктурированной тетраэдральной сетки входного и выходного устройств с призматическим слоем

Характеристика	KID	VOD
Количество элементов, $\times 10^6$	0.67	5.00
Минимальный угол, град.	10.1	10.8
Соотношение сторон	макс.	1000
	< 50, % элементов	78
Коэффициент расширения	макс.	7
	<1.8, % элементов	83
	68	

Метод определения характеристик

Экспериментальные данные представлены в виде напорной и КПД-характеристик. Для верификации модели необходимо получить такие же характеристики, состоящие из нескольких точек. Множественные расчёты проводились с использованием пакетного запуска CCL-файлов. ANSYS CFD-Post в графическом режиме может быть использован для получения результатов для каждой расчётной точки. Но более быстрый и удобный способ заключается в использовании CFD-Post в пакетном режиме с извлечением значений, предопределённых математическими выражениями на языке CEL (CFX Expression Language). Кроме того, использование предопределённых математических выражений помогает получить интегральные параметры для оценки сходимости решения.

Некоторые из основных выражений приведены ниже:

- напор (степень повышения давления):

$$H = \frac{p_{outlet}^* - p_{inlet}^*}{\rho \cdot g}, \quad (1)$$

где $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ – плотность жидкости, $g \left[\frac{m}{s^2} \right]$ – ускорение свободного падения;

- эффективная (полезная) мощность:

$$P_{effective} = \frac{(p_{outlet}^* - p_{inlet}^*) \cdot \dot{m}}{\rho}, \quad (2)$$

где $\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$ – массовый расход рабочей жидкости;

- затраченная мощность:

$$P_{consumed} = (T_{LPS} + T_{LPI}) \cdot \omega_{LP} + (T_{HPS} + T_{HPI}) \cdot \omega_{HP}, \quad (3)$$

где $T [N \cdot m]$ – моменты LPS, LPI, HPS и HPI, $\omega [s^{-1}]$ – окружная скорость вала низкого давления (LP) и вала высокого давления (HP). Каждый момент является суммой моментов всех вращающихся поверхностей каждого объекта.

Каждая формула представлена в CFX-Post в виде CEL-выражения. Например, CEL-выражение для затраченной мощности имеет вид:

$$PowerConsumed = (torque_z()@LPS*3 + torque_z()@LPI*15) *n_LP /1 [rad] + (torque_z()@HPS*5+torque_z()@HPI*12) *n_HP/ 1 [rad].$$

Моделирование на воде

CFD-моделирование выполнено с помощью программы ANSYS CFX [9] на воде, потому что с ней проводился эксперимент. Исходные данные для моделирования насоса:

- частота вращения каскада низкого давления 3620 об/мин, высокого – 13300 об/мин;
- полное давление на входе 0,4 МПа;
- температура воды на входе 293 К;
- стандартные свойства воды: плотность 997 кг/м³, молярная масса 18 кг/кмоль, изобарическая теплоёмкость 4182 Дж/(кг·К), динамическая вязкость 0,00089 кг/(м·с), теплопроводность 0,607 Вт/(м·К);
- статическое давление на выходе от 15 до 21 МПа с шагом 0,5 МПа;
- интенсивность турбулентности на входе 10%;
- процессы установившиеся;
- модель турбулентности $k-\epsilon$;
- порядок определения турбулентности – High Resolution [9];
- тип интерфейса «Stage» с осреднением скорости на границах;
- периодичность вращением для лопаточных элементов;
- вибрации отсутствуют;
- нет шероховатости поверхности;
- кавитация отсутствует.

Использовались следующие критерии сходимости:

- минимум математических невязок;
- постоянство интегральных параметров от итерации к итерации для полностью сошедшегося решения.

Интегральные параметры:

- общий массовый расход;
- напор;
- затраченная мощность насоса.

Сходимость по массе и моментам была подтверждена (рис. 2). Постоянство

интегральных параметров от итерации к итерации было подтверждено в качестве дополнительного критерия. Рис. 2 показывает, что использование математических расхождений может привести к ложной остановке решения после 100-400 итераций. Но решение будет сошедшимся точнее после 700-1000 итераций по параметру напору (рис. 3). Решение будет полностью сошедшимся по всем интегральным параметрам только после 5000 итераций (рис. 4). Таким образом, оценка интегральных параметров необходима после сходимости по математическим невязкам. Даже полностью сошедшееся решение имеет постоянные колебания параметров:

- напор – 0.01%;
- внутренний КПД – 1% (рис. 5).

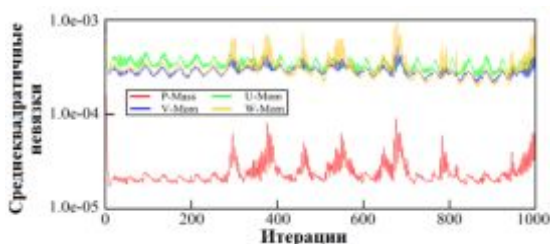


Рис. 2. График сходимости математических невязок

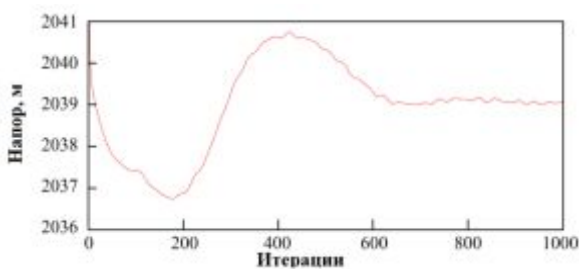


Рис. 3. График сходимости напора

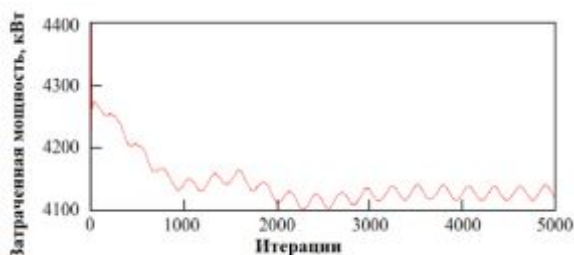


Рис. 4. График сходимости затраченной мощности

Значение 1% является довольно высокой погрешностью осцилляций. На рис. 5 ошибка показана шириной поля. Далее использовались усреднённые параметры. Непосредственно сравнивать экспериментальный полный КПД и внутренний КПД CFD-расчёта невозможно. Экспериментальный полный КПД был пересчитан во внутренний КПД в результате учёта механического и объёмного КПД. Эти данные доступны только для номинального режима. Точное сравнение величин выполнено только для номинального режима работы.

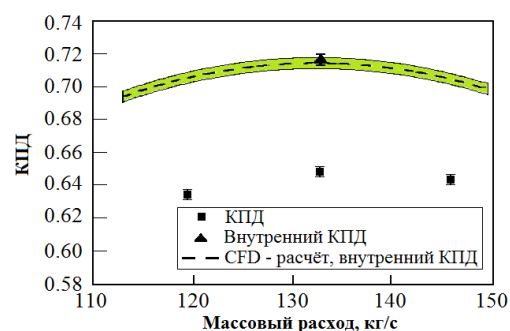


Рис. 5. Прогнозируемые значения рассчитанной эффективности

Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными позволяет признать CFD-модель вполне адекватной в пределах экспериментальной погрешности.

Положения граничных условий

Входные и выходные граничные условия (ГУ) в начале исследования находились непосредственно на геометрических границах входного и выходного устройств (рис. 6, б, без дополнительных каналов). Анализ показал колебания расчётных параметров, математические невязки были неприемлемо высокими. Причина заключается в использовании равномерных граничных параметров, которые на самом деле неравномерны. Перегородка непосредственно вблизи границы на входе во входное устройство вызывает неравномерность потока. Также правильность гипотезы подтверждается вихревым потоком на выходе диффузора (рис. 7). Моделирование показало, что вихрь имеет дли-

ну от 2 до 6 выходных диаметров в зависимости от рабочего режима насоса.

Для устранения этой ошибки созданы дополнительные цилиндрические каналы на входе и на выходе (рис. 6, а). Точность модели зависит от длины до-

полнительного насадка на выходе (рис. 8). При большом массовом расходе вихрь занимает примерно 3,7 диаметров, при высоком перепаде давления – 7 калибров. На входе необходимо ½ калибра.

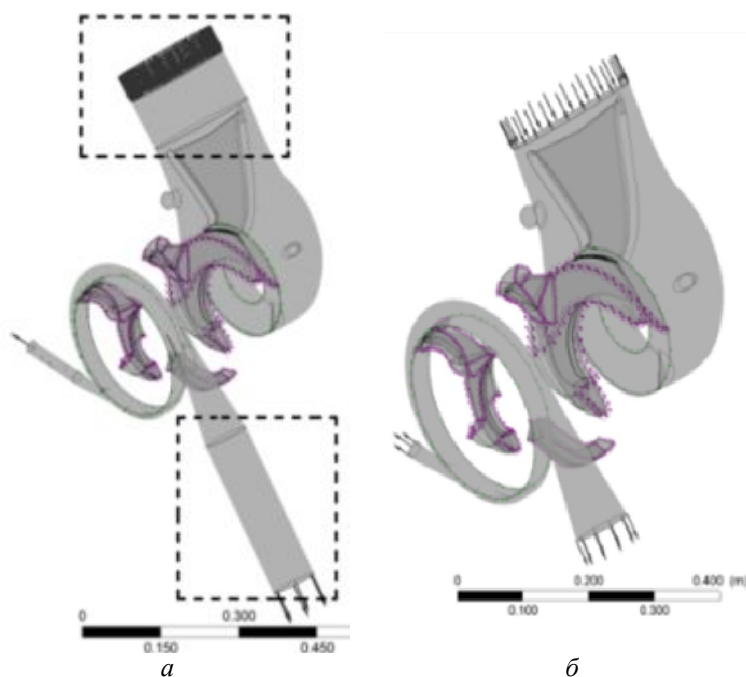


Рис. 6. Улучшение модели изменением положения граничных условий (прямоугольные области показывают различия): с дополнительными каналами (а) и без них(б)

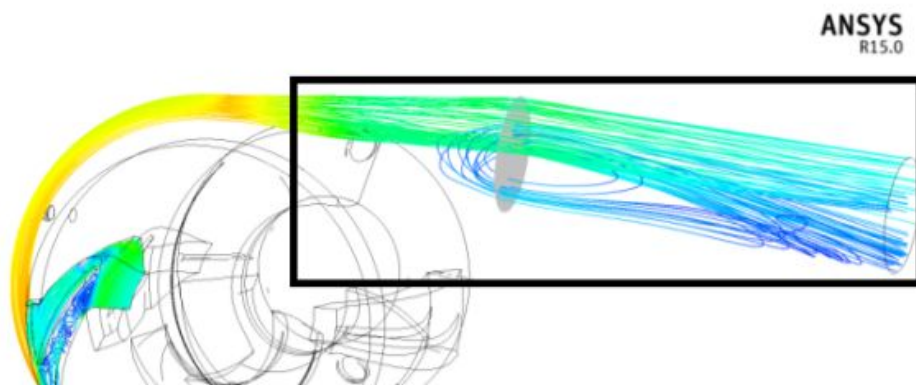


Рис. 7. Вихрь на выходе спирального сборника

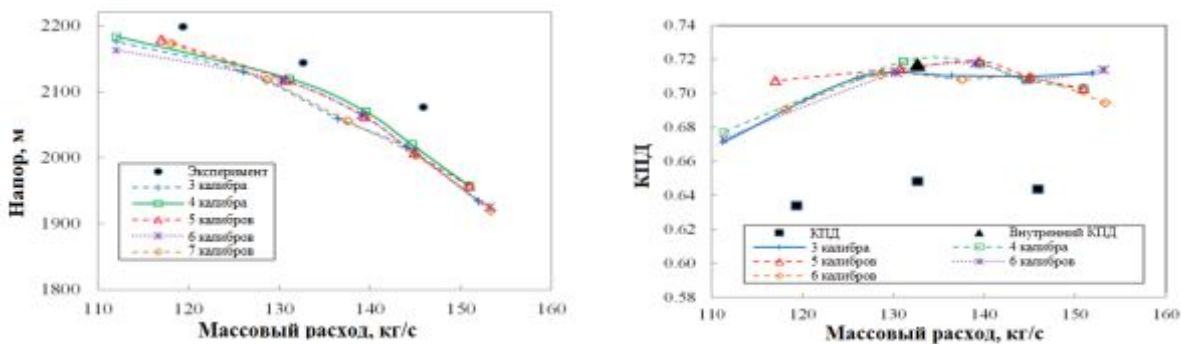
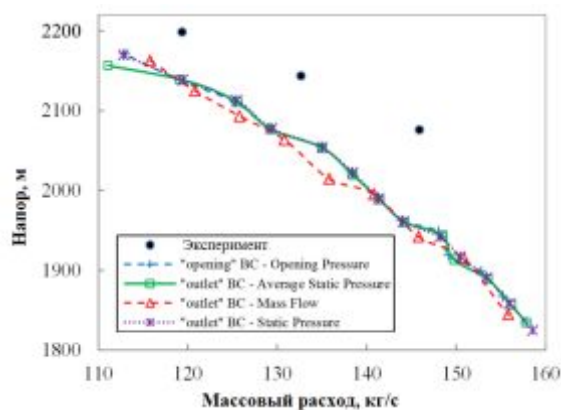


Рис. 8. Влияние положения граничных условий на точность моделирования

Выбор типа граничных условий

Исследование влияния типов ГУ проводилось на выходной границе со следующими граничными типами:

- ГУ «outlet» с Static Pressure;
- ГУ «outlet» с Average Static Pressure;
- ГУ «outlet» с mass flow;
- ГУ «opening» с Opening Pressure.



Результаты для моделей Static Pressure и Opening Pressure повторяют друг друга и хорошо соответствуют экспериментальным данным (рис. 9). Модель с ГУ «Average Static Pressure» не предсказывают корректно характеристики при высоком перепаде давлений. Модель с ГУ «Mass Flow» недооценивает как напор, так и эффективность.

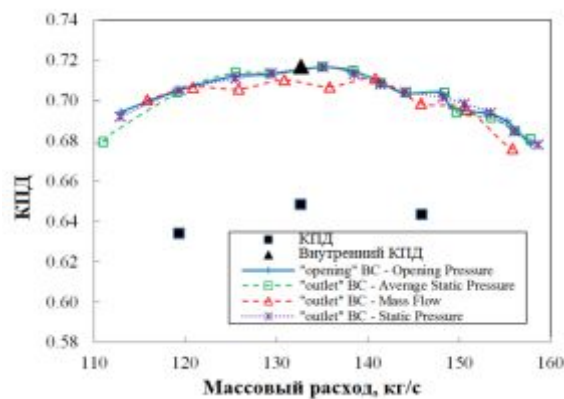


Рис. 9. Влияние типов граничных условий на точность моделирования

Было оценено влияние типов ГУ на ресурсоёмкость (ядра-часов). ГУ «Opening Pressure» было выбрано в качестве лучшего в плане ресурсоёмкости и точности расчёта (рис. 10).

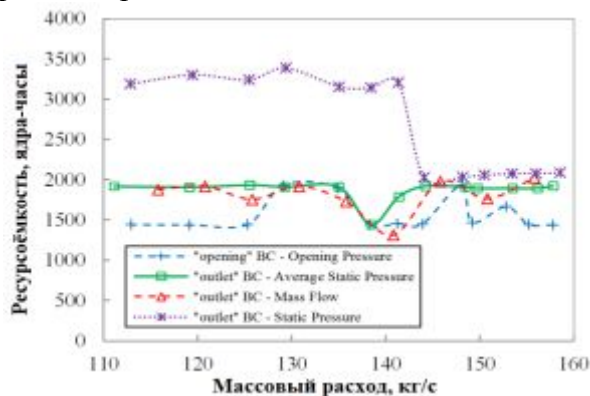


Рис. 10. Ресурсоёмкость для различных типов граничных условий

Выбор модели турбулентности и типа сеточной модели

На основе рекомендаций [9] был протестирован набор групп «сетка – модель турбулентности»:

- Сетка Mesh1 с размером первого элемента 1 мкм ($y^+ = 0.1 \dots 10$) и моделями турбулентности $k-\omega$ и $k-\epsilon$.

- Сетка Mesh2 с размером первого элемента 1 мкм ($y^+ = 0.7 \dots 70$) и моделями турбулентности $k-\epsilon$ и Spalart–Allmaras (SA).

- Сетка Mesh3 с размером первого элемента 7 мкм ($y^+ = 0.7 \dots 70$) и дважды сниженным числом элементов (300 000 элементов на ряд) и моделями турбулентности $k-\epsilon$ и SA.

Точность полученных результатов показана в табл. 3 и на рис. 11.

Таблица 3. Точность групп «сетка – модель турбулентности»

Сетка и модель турбулентности	Погрешность, %			
	Напор, левая точка	Напор, номин. режим	Напор, правая точка	КПД, номин. режим
Mesh1, $k-\epsilon$	2.73	4.38	6.11	0.13
Mesh1, $k-\omega$	1.09	1.12	2.62	1.26
Mesh2, $k-\epsilon$	2.46	2.99	4.19	0.96
Mesh2, SA	1.77	0.98	2.50	1.80
Mesh3, $k-\epsilon$	2.68	4.85	4.52	0.96
Mesh3, SA	1.09	0.19	3.71	9.72

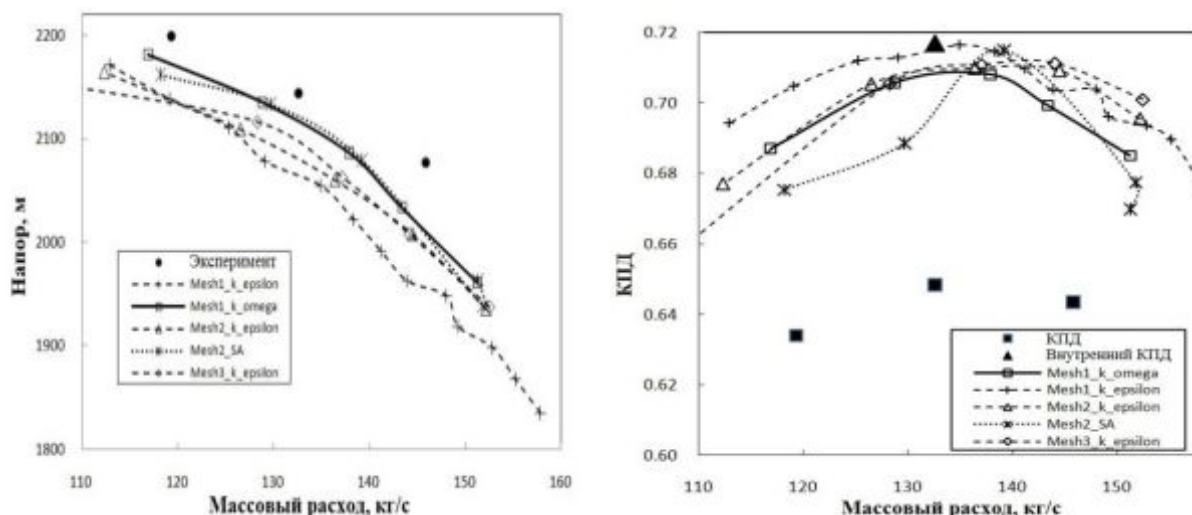


Рис. 11. Сравнение характеристик напора и КПД для различных моделей турбулентности и типов сетки

Для точных расчётов на всех режимах работы насоса необходимо использовать модель турбулентности k - ω с мелкой сеткой Mesh1, для быстрых расчётов только на номинальном режиме работы – модель турбулентности k - ϵ с «дешёвой» надёжной сеточной моделью Mesh3.

Проведены следующие улучшения модели:

- добавлены дополнительные каналы: на вход 1/2 калибра, на выходе с двумя вариантами длины: 4 калибра для номинального режима и 7 калибров для расчёта на всех остальных режимах;
- используется ГУ «Opening – Opening Pressure» вместо основного ГУ «Outlet – Static Pressure»;
- модели турбулентности и сетки в двух вариантах: «дешёвая» модель с сеткой Mesh3 и моделью турбулентности k - ϵ для расчётов на номинальном режиме и «тяжёлая» модель с сеткой Mesh1 и моделью турбулентности k - ω для расчётов на остальных режимах.

Расчёт с выбранной моделью

Расчёт на керосине проводился с более адекватной CFD-моделью с сеткой

Mesh1, моделью турбулентности k - ω и типом ГУ «Opening Pressure».

ГУ для этого моделирования были такими же, как и для воды, за исключением:

- частота вращения каскада низкого давления 4750 об/мин, высокого – 17500 об/мин;
- температура керосина на входе насоса 258 К;
- свойства керосина: плотность 855 кг/м³, молярная масса 167,3 кг/кмоль, изобарическая теплоёмкость 1880 Дж/(кг·К), динамическая вязкость 0,0015 кг/(м·с), теплопроводность 0,14 Вт/(м·К).

Вихрь был в коническом диффузоре на всех режимах работы, но расчётных трудностей с вихрем не было из-за стабилизации потока на выходе за счёт дополнительного канала.

Результаты эксперимента на воде были пересчитаны на керосин с использованием теории гидродинамического подобия. Результаты CFD моделирования согласуются с пересчитанными данными в пределах экспериментальной погрешности (рис. 12): напорная характеристика – 6,9% на номинальном режиме, внутренний КПД – 2,0%.

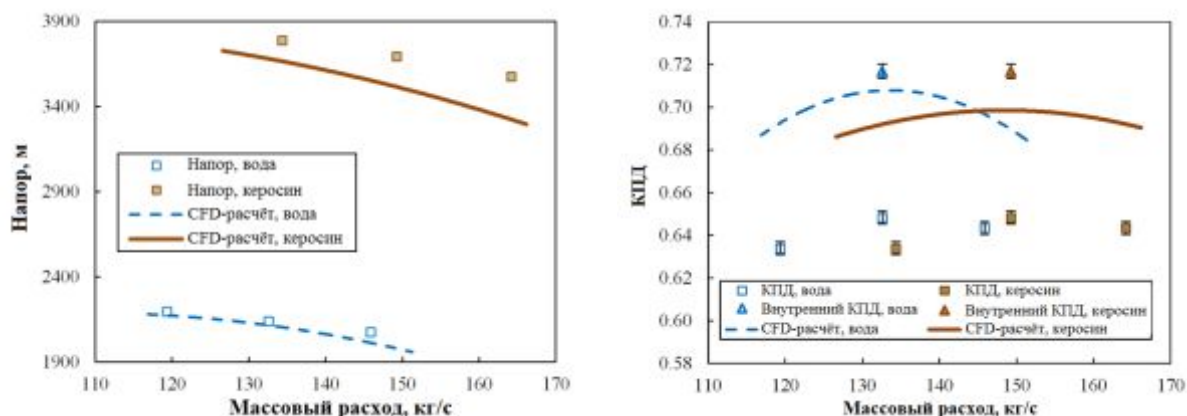


Рис. 12. Сравнение расчётных и экспериментальных результатов

Оценка радиальной нагрузки

Для дополнительной проверки рассматриваемой CFD-модели была выполнена оценка радиальной нагрузки на крыльчатку.

Использовался интерфейс Transient Rotor Stator между полноо́кружными рядами НРС, НРП и спиральным сборником. Использовался интерфейс Stage между лопаточными ступенями ТР и НРС. Этот подход может значительно сократить время нестационарного расчёта при сохранении хорошей адекватности граничных условий. Время моделирования соответствует одному полному обороту рабочего колеса. Получено значение результирующей радиальной силы $|FR| = 2.04 \text{ кН}$ (рис. 13).

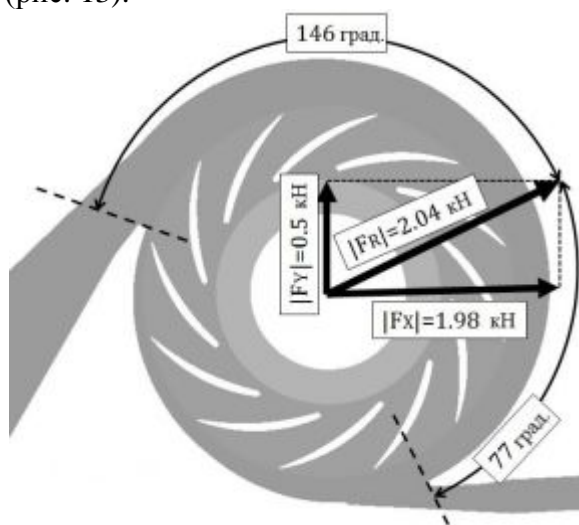


Рис. 13. Радиальная нагрузка на крыльчатку

Значение радиальной силы практически не меняется во время нестационарного расчёта, колебания менее 2%. Опорный подшипник вала по имеющимся данным может выдержать радиальную нагрузку $|FR| = 4 \text{ кН}$. Причина окружной неравномерности радиальной силы кроется в двух выходных каналах спирального сборника. Их взаимное положение согласуется с рассчитанным направлением результирующей силы.

Заключение

Разработан рациональный метод CFD-моделирования насоса керосина, который даёт рекомендации по соответствующим инструментам CFD, настройке модели, типам граничных условий, моделям турбулентности и методам построения сеточных моделей. Для точных расчётов необходимо использовать модель турбулентности k - ω с мелкой сеткой, для быстрых – модель турбулентности k - ϵ с «дешёвой» надёжной сеточной моделью. Погрешности колебаний параметров CFD-модели должны быть приняты во внимание наравне с экспериментальными ошибками во время сравнения CFD-результатов с экспериментальными.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках базовой части государственного задания.

Библиографический список

1. Benigni H., Jaberg H., Yeung H., Salisbury T., Berry O., Collins T. Numerical simulation of low specific speed American petroleum institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results // Journal of Fluids Engineering. 2012. V. 134, Issue 2. Article number 024501. doi.org/10.1115/1.4005769
2. González J., Fernández J., Blanco E., Santolaria C. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump // Journal of Fluids Engineering. 2002. V. 124, Issue 2. P. 348-355. doi.org/10.1115/1.1457452
3. Kraeva E.M. Calculation of energy parameters in high-speed centrifugal pumps of low specific speed // Russian Aeronautics. 2010. V. 53, Issue 1. P. 73-76. doi.org/10.3103/s1068799810010125
4. Sayed A.I.B., Abdus S. Improvement of Efficiency by Design Optimization of a Centrifugal Pump Impeller // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2014. V. 2D. doi.org/10.1115/gt2014-25217
5. Limbach P., Kimoto M., Deimel C., Skoda R. Numerical 3D simulation of the cavitating flow in a centrifugal pump with low specific speed and evaluation of the suction head // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2014. V. 2D. doi.org/10.1115/gt2014-26089
6. Numeca User's Guide, 2010, Numeca Int.
7. Shabliy L.S., Dmitrieva I.B. Conversion of the blade geometrical data from points cloud to the parametric format for optimization problems // ARPN Journal of Engineering and Applied Science. 2014. V. 9, Issue 10. P. 1849-1853.
8. ANSYS ICEM CFD User Guide, 2011, ANSYS Inc.
9. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011, ANSYS Inc.

Информация об авторах

Зубанов Василий Михайлович, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: waskes91@gmail.com. Область научных интересов: лопаточные машины, моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Шаблий Леонид Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, численные методы расчёта, программирование.

Кривцов Александр Васильевич, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государ-

ственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: a2000009@ramler.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов тепловых машин.

Иванов Александр Иванович, заслуженный конструктор России, начальник отдела ракетных двигателей ОАО «Кузнецов». E-mail: alex_slavross@mail.ru. Область научных интересов: ракетные двигатели, турбонасосостроение.

Косицын Иван Петрович, заслуженный конструктор России, ведущий инженер ОАО «Кузнецов». Область научных интересов: ракетные двигатели, турбонасосостроение.

Батурин Николай Витальевич, ведущий инженер ОАО «Кузнецов». E-mail: nik-o-las@mail.ru. Область научных интересов: моделирование рабочих процессов лопаточных машин.

PROCEDURE OF VALIDATED CFD-MODELING OF A TWO-STAGE SCREW-CENTRIFUGAL PUMP

© 2015 V. M. Zubanov¹, L. S. Shabliy¹, A. V. Krivtsov¹,
A. I. Ivanov², I. P. Kositsin², N. V. Baturin²

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²OJSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation

The article presents a CFD-modeling technique of the kerosene pump work flow. Various methods of improving CFD models have been investigated in the course of work to improve the reliability of simulation results: the selection of the type of boundary conditions, the extension of inlet and outlet pump connections, the estimation of the influence of the grid size and turbulence models. The advantage of boundary conditions of the «Opening» type with the «Opening Pressure» subtype is revealed. Rational lengths of additional pipes for correct modeling are determined: $\frac{1}{2}$ of the inlet diameter size at the inlet, 4 diameters of the outlet diameter at the outlet for rated operating conditions and 7 diameters for all other conditions. The best combination of turbulence model and mesh sizing have been identified: it is better to use the *k-omega* turbulence model for a fine grid with the size of the first element equal to 1 micron and the *k-epsilon* turbulence model for coarser grids. The convergence of solutions is evaluated by the changes of integral parameters of the pump from iteration to iteration. The amplitude of efficiency fluctuations in the process of calculation amounted to 1 % even in the case of the most accurate model. The model reliability is assessed by comparing the design characteristics obtained and the experimental data. The radial load on the impeller bearing is estimated by using the verified CFD model, which also showed qualitative agreement of the calculated and experimental data. Thus, the proposed modeling technique makes it possible to create adequate CFD pump models with the lowest computational costs. CFD-models developed according to the technique can be used for optimization studies of multistage screw centrifugal pumps.

CFD, turbopump assembly, liquid rocket engine, calculation model.

References

1. Benigni H., Jaberg H., Yeung H., Salisbury T., Berry O., Collins T. Numerical simulation of low specific speed American petroleum institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results. *Journal of Fluids Engineering*. 2012. V. 134, Iss. 2. Article number 024501. doi.org/10.1115/1.4005769
2. González J., Fernández J., Blanco E., Santolaria C. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump. *Journal of Fluids Engineering*. 2002. V. 124, Iss. 2. P. 348-355. doi.org/10.1115/1.1457452
3. Kraeva E.M. Calculation of energy parameters in high-speed centrifugal pumps of low specific speed. *Russian Aeronautics*. 2010. V. 53, Issue 1. P. 73-76. doi.org/10.3103/s1068799810010125
4. Sayed A.I.B., Abdus S. Improvement of Efficiency by Design Optimization of a Centrifugal Pump Impeller. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2014. V. 2D. doi.org/10.1115/gt2014-25217
5. Limbach P., Kimoto M., Deimel C., Skoda R. Numerical 3D simulation of the cavitating flow in a centrifugal pump with low specific speed and evaluation of the suction head. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2014. V. 2D. doi.org/10.1115/gt2014-26089
6. Numeca User's Guide, 2010. Numeca Int.
7. Shabliy L.S., Dmitrieva I.B. Conversion of the blade geometrical data from points cloud to the parametric format for optimization problems. *ARP Journal of Engineering and Applied Science*. 2014. V. 9, Issue 10. P. 1849-1853.
8. ANSYS ICEM CFD User Guide, 2011. ANSYS Inc.
9. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011, ANSYS Inc.

About the authors

Zubanov Vasiliy Mihailovich, teaching assistant, Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: waskes91@gmail.com. Area of Research: impeller machines, numerical calculations, processes of combustion, heat exchange and diffusion.

Shabliy Leonid Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Area of Research: impeller machines, numerical calculations, programming.

Krivtsov Alexander Vasileevich, teaching assistant, Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: a200009@ramler.ru. Area of Re-

search: impeller machines, numerical calculations, processes of heat exchange and diffusion.

Ivanov Alexander Ivanovich, honoured designer of the Russian Federation, head of department rocket engine OJSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. E-mail: alex_slavross@mail.ru. Area of research: rocket engine, turbine pumps engineering.

Kositsin Ivan Petrovich, honoured designer of the Russian Federation, leading specialist of OJSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. Area of research: rocket engine, turbine pumps engineering.

Baturin Nikolay Vitalievich, leading specialist of OJSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. E-mail: nik-olas@mail.ru. Area of research: numerical calculations of turbomachines.