

поэтому

$$k = \frac{1 - \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^2}{\frac{1}{\delta_0} \frac{\rho U^2}{\Delta p}} f(\varepsilon). \quad (3)$$

Таким образом, из уравнений (1) и (3) следует, что проблематика расчёта ЦУ при вращении вала заключается в отыскании зависимости

$$k = f(\text{Re}, \text{Ve}, \varepsilon, l/\delta_0).$$

Для концентричного уплотнения ($\varepsilon = 0$)

$$k = \left[1 - \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^2\right] / \frac{l}{\delta_0} \frac{\rho}{\Delta p}. \quad (4)$$

Результаты расчёта в ANSYS-CFX для концентричного уплотнения приведены в табл. 1, где $\omega = U/2D$ — частота вращения, рад/с.

Итак, получены значения коэффициента $k = (0,31 - 0,72) \cdot 10^{-3}$ при различных значениях критерия Ве от 0,02 до 4,5.

Таблица 1. Результаты расчёта для $l/\delta_0 = 250$, $\Delta p = 5$ МПа, $D = 100$ мм, $\delta_0 = 0,1$ мм

ω , рад/с	\dot{m} , кг/с	$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}$	Ве	$k \cdot 10^{+3}$
0	2,574	1	0,02	-
500	2,556	0,99	0,13	0,72
1000	2,538	0,97	0,50	0,44
1500	2,502	0,95	1,13	0,39
2000	2,451	0,91	2,00	0,37
3000	2,344	0,83	4,50	0,31

Исследования по определению коэффициента k при различных критериях Re, Ве, ε , l/δ_0 , с использованием уравнений (1) и (3) продолжаются.

Библиографический список

1. Белоусов А.И. Определение осевого расхода жидкости при вращении вала// Изв. вузов. Авиационная техника, 1964. № 3. С. 106 – 109.
2. Белоусов А.И., Зрелов В.А. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие. – Куйбышев: КуАИ, 1989. 108 с.

УДК 62-135.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СЕТОК И МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА РАСЧЁТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕТЫРЁХСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ

©2016 Г.М. Попов, О.В. Батурич, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Новикова, Д.В. Радин

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П.Королёва

STUDYING THE EFFECT OF MESH AND TURBULENCE PARAMETERS ON DESIGNED CHARACTERISTICS OF THE FOUR-STAGE TURBINE

Popov G.M., Baturin O.V., Goryachkin E.S., Novikova Y.D., Radin D.V. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

Computational fluid dynamics is widely used to obtain characteristics of turbomachines. In this case arises the question about value of an error in results. Therefore, this article focuses on the definition of such adjustment of the calculation model, which will allow to reduce calculation errors to a minimum but it will not require too much computing resources.

Методы вычислительной газовой динамики широко используются для получения характеристик турбомашин газотурбинных двигателей (ГТД). При этом неизбежно возникает вопрос о величине погрешности результатов. Поэтому необходимо определить такие настройки расчётной модели, которые позволят свести погрешности расчёта к ми-

нимуму, но не будут требовать слишком больших вычислительных ресурсов.

В качестве объекта исследования была выбрана четырёхступенчатая осевая турбина с выходным спрямляющим аппаратом, разработанная и подробно исследованная в NASA [1, 2].

Была проведена декомпозиция газодинамических потерь, происходящих в каждом отдельном лопаточном венце, то есть определено, какие именно параметры сетки влияют на моделирование профильных потерь, а какие – на моделирование вторичных потерь. Для этого влияние параметров, характеризующих сетку в сечении перпендикулярном радиусу турбомашин и характеризующих её по высоте, рассматривалось по отдельности. Было создано несколько численных моделей. Они отличались друг от друга параметрами конечно-элементной сетки:

1. Число элементов, приходящееся на один межлопаточный канал в сечении, перпендикулярном радиусу турбомашин, изменялось в интервале 7000...90000;
2. Максимальный коэффициент роста ячеек (expansion ratio – ER) варьировался в интервале 1,2...1,7;
3. Максимальный коэффициент удлинения ячеек (aspect ratio – AR) варьировался в интервале 1000...3500;
4. Значение безразмерного параметра y^+ варьировалось в интервале 1...5. Причём его влияние на расчётную характеристику рассматривалось, как при увеличении y^+ по всем поверхностям межлопаточного канала, так и только по поверхностям лопаток (при сохранении на трактовых поверхностях $y^+ = 1$).

Также исследовалось влияние модели турбулентности, для чего были созданы CFD-модели с использованием следующих моделей турбулентности: Spalart-Allmaras, Spalart-Allmaras (Extended Wall Function), k-epsilon (Extended Wall Function), k-epsilon (Low Re Yang-Shih), SST, SST (Extended Wall Function), k-omega.

Все созданные конечно-объёмные сетки расчётных моделей были блочно-структурными и создавались в программном комплексе NUMECA Auto Grid 5. Расчётная модель турбины была создана в программном комплексе NUMECA FineTurbo и состояла из доменов всех сопловых аппаратов, рабочих колёс и выходного спрямляющего аппарата. Течение в доменах рабочих колёс считалось в системе координат, вращающейся с частотой вращения, равной частоте вращения ротора. От непод-

вижного домена к подвижному и наоборот параметры потока передавались при помощи граничного условия Mixing Plane. В качестве граничных условий использовались полное давление и полная температура на входе и статическое давление на выходе. В качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами продуктов сгорания керосина.

Для всех созданных расчётных моделей были получены основные характеристики: зависимости массового расхода, КПД и угла выхода потока из турбины от степени понижения давления. Анализ и сопоставление полученных результатов с экспериментальными данными показали следующее.

1. Для всех рассмотренных расчётных моделей полученные в результате расчёта характеристики качественно повторяют экспериментальные.

2. При увеличении количества элементов в сечении, перпендикулярном радиусу турбомашин, и уменьшении ER и AR, результаты расчёта приближаются к некому предельному значению. При достижении количеством элементов в сечении, перпендикулярном радиусу турбомашин, значения, равного 15000, ER=1.4, AR=2000 количественное изменение параметров потока и критериев эффективности незначительно.

3. Дальнейшее увеличение количества элементов в плоской сетке, уменьшение ER и AR не приводят к заметному количественному изменению результатов, но увеличивают время расчёта и потребные ресурсы компьютера.

4. Увеличение значения y^+ от 1 до 5 приводит к снижению значений КПД и расхода воздуха во всём рассматриваемом диапазоне перепадов давлений.

5. Наименьшую погрешность по сравнению с экспериментальными данными показывает модель турбулентности k-omega.

6. На моделирование профильных потерь преимущественно влияет количество элементов в сечении, перпендикулярном радиусу турбомашин. При достижении количеством элементов в сечении, перпендикулярном радиусу турбомашин значения, равного 15000, дальнейшее увеличение не приведёт к значительным количественным изменениям параметров, характеризующих профильные потери.

7. На моделирование вторичных потерь преимущественно влияют параметры по высоте проточной части. Для корректного моделирования вторичных потерь необходимо обеспечить следующие значения параметров: $ER=1.2$, $AR=1000$. При их увеличении вторичные потери будут моделироваться не полностью.

Выявленные закономерности позволяют создавать требуемые расчётные модели турбины в соответствии с типом решаемой задачи.

Работа выполнена при финансовой поддержке со стороны Минобрнауки России

в рамках базовой части государственного задания.

Библиографический список

1. Webster P.F. Design of a 4 ½ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output, NASA CR-2659. – Washington, 1976. 138 p.

2. Whitney W.J., Bebnig F.P., Moffit T.P., Hotz G.M. Cold-air investigation of 4 ½ stage turbine with a stage loading factor of 4.66 and high specific work output, NASA TM X-3498 – Washington, 1977. 20 p.

УДК 621. 6

ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОСТИ ПОВЫШЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕЙСТВИЯ

©2016 А.Н. Головин

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

ADVANCE OPERATION EFFICIENCY LIQUID OSCILLATION DAMPER

Golovin A.N. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

The report presents data on developed by the author combined damper, suppressing liquid oscillations with a providing raised efficiency in the wide range frequencies cite.

Потребительские свойства технических объектов связаны с качеством функционирования всех взаимосвязанных между собой систем. Широкое распространение получили гидромеханические системы, которые включают источники энергии (насосы), трубопроводы и исполнительные механизмы. На техническое состояние этого гидравлического оборудования и его ресурс оказывают влияние пульсации давления. Среди существующих методов и средств устранения пульсаций давления выделяют применение гасителей колебаний, что во многих случаях является наиболее рациональным технически и экономически, особенно для многократного ослабления амплитуд колебаний давления. Для таких условий рекомендуется применять комбинированные гасители, структуры которых развиты продольно или поперечно [1].

Развитие структуры гасителя зависит от ряда причин, основными из которых яв-

ляются частотный диапазон подавляемых колебаний, условия размещения устройства в системе и ограничения по гидравлическому сопротивлению.

В докладе приводятся данные о разработке автором гасителя, схема которого развита в поперечном направлении. Цель создания такого гасителя состоит в обеспечении повышенной эффективности действия в максимально широком непрерывном частотном диапазоне.

Гидравлическая схема гасителя приведена на рис. 1 и включает в себя два контура: внутренний и внешний. Внутренний контур выполнен по схеме гасителя постоянного активного волнового сопротивления (ПАС), внешний – по схеме акустического фильтра низких частот с резонатором (АФНЧ) с резонатором [1].